

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

128703

KAYICI TEKNELERDE YUNUSLAMA

Gemi İnşaatı Müh. Veysel ALANKAYA

F.B.E Gemi İnşaatı Mühendisliği Anabilim Dalında
Hazırlanan

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Mesut GÜNER

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS TEZİ

İSTANBUL, 2002

128703

Prof. Dr. Mesut Güner
Mühür

Doç. Dr. Muhittin Söylemez
Söylemez

Doç. Dr. Ahmet D. Alkan
Alkan

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	iv
ŞEKİL LİSTESİ.....	v
ÇİZELGE LİSTESİ.....	vi
ÖZET.....	vii
ABSTRACT.....	viii
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYICI YÜZEYLERİN İNCELENMESİ.....	3
2.1 Basit Kayıcı Yüzeyler.....	3
2.2 Kaymanın Analizi.....	5
2.3 Kayıcı Levha Altındaki Akışın Analizi.....	7
2.4 Genel Kayıcı Tekne Formu.....	9
3. KAYICI TEKNE ÜZERİNE ETKİYEN KUVVETLER.....	14
3.1 Hidrostatik Kuvvetler.....	15
3.2 Hidrodinamik Kuvvetler.....	16
3.3 Direnç.....	17
3.4 Denge Denklemleri.....	18
4. KAYICI TEKNELERİN HAREKETLERİ.....	24
4.1 Seyir Halindeki Kayıcı Teknelerin Davranışları.....	24
4.2 Tam Kayma Halinin Tanımı.....	25
4.3 Kayıcı Teknelerde Kararsız Hareketler.....	27
5. YUNUSLAMA HAREKETİ.....	30
5.1 Yunuslamanın Tanımı.....	30
5.2 Yunuslamanın Tespiti.....	32
5.3 Yunuslama Analizi.....	34
5.4 Sayısal Çözümleme.....	38
5.5 Yunuslamanın Tespiti Üzerine Bilgisayar Algoritması.....	50

6.	UYGULAMA.....	51
6.1	Seçilen Teknenin Tanıtımı.....	51
6.2	Teknenin PLANC Programı ile Elde Edilen Sonuçları.....	54
7.	SONUÇ ve ÖNERİLER.....	55
	KAYNAKLAR.....	58
	ÖZGEÇMİŞ.....	60



SİMGE LİSTESİ

b_w	Islak genişlik
C_F	Sürtünme direnç katsayısı
C_L	Kaldırma katsayısı
C_P	Basınç merkezi
C_V	Hız katsayısı
DWL	Dizayn suhattı
F_h	Hidrostatik kuvvet
F_{hx}	Yatay dinamik kaldırma kuvveti
F_p	Hidrodinamik kuvvet
Fr	Froude sayısı
F_s	Sürtünme direnci kuvveti
F_v	Düşey dinamik kaldırma kuvveti
L_C	Islak çene boyu
L_G	Ağırlık merkezinin boyuna yeri
L_H	Dinamik kuvvet etki merkezinin boyuna yeri
L_i	Sakin su yüzeyi ile kıç arasındaki mesafe
L_X	Hidrostatik kuvvet etki merkezinin boyuna yeri
L_W	Islak boy
P	Basınç
P_o	Atmosfer basıncı
Re	Reynolds sayısı
R_T	Toplam direnç
S_w	Islak alan
T	İtme kuvveti
V	İlerleme hızı
W	Teknenin ağırlığı
Z_H	Sürtünme direnci kuvveti ile ağırlık merkezi arasındaki mesafe
Z_T	İtme kuvveti ile ağırlık merkezi arasındaki dikey mesafe
δ	Sprey kalınlığı
τ	Trim açısı
β	Kalkım açısı
$\tau + \phi$	F_p 'nin dikeyle yaptığı açı
$\tau + \psi$	F_h 'nin dikeyle yaptığı açı
ν	Kinematik viskozite
λ	Ortalama ıslak boy en oranı

ŞEKİL LİSTESİ

		Sayfa
Şekil 2.1	Kayıcı levha geometrisi.....	4
Şekil 2.2	Kayıcı levha üzerindeki basınç dağılımı.....	4
Şekil 2.3	Kayıcı levha etrafında momentumun değişimi.....	5
Şekil 2.4	Kayıcı levha altında akım şartları.....	8
Şekil 2.5	Kayıcı levha boyunca hız ve basıncın değişimi.....	9
Şekil 2.6	Kayıcı levhaya ait rölatif hızlar.....	9
Şekil 2.7	Yuvarlak karinalı kayıcı tekne.....	11
Şekil 2.8	Çeneli V formlu kayıcı tekne.....	12
Şekil 2.9	Kayıcı tekne üzerindeki spreyn dağılım yönü.....	13
Şekil 3.1	Kayıcı tekne üzerine etki eden kuvvetler.....	14
Şekil 3.2	Hidrostatik kuvvet bileşenleri.....	15
Şekil 3.3	Kayıcı tekneler direnç karakteristiği.....	17
Şekil 3.4	Kuvvet bileşenleri (ideal durum).....	18
Şekil 3.5	Kuvvetlerin koordinat eksenı üzerinde gösterimi.....	19
Şekil 4.1	Kayıcı tekne direnç karakteristiği.....	24
Şekil 4.2	Kayıcı teknelerde gözlenen kararsızlıklar.....	28
Şekil 4.3	Kayıcı tekne modeline ait dalıp-çıkma, trim ve çekme kuvvetleri zaman diyagramları.....	29
Şekil 5.1a	Yunuslama kararsız hareketi.....	30
Şekil 5.1b	Yunuslama kararsız hareketi.....	30
Şekil 5.1c	Yunuslama kararsız hareketi.....	31
Şekil 5.1d	Yunuslama kararsız hareketi.....	31
Şekil 5.2	Yunuslama limitleri.....	33
Şekil 5.3 a	Kayıcı tekne üzerindeki mesafeler.....	35
Şekil 5.3 b	Kayıcı tekne üzerindeki mesafeler.....	36
Şekil 5.4	Koelbel nomogramı.....	38
Şekil 5.5	Kalkım açısına göre C_{L0} ve $C_{L\beta}$ arasındaki ilişki.....	40
Şekil 5.6	C_V Değerlerine göre C_{L0} ve λ arasındaki ilişki.....	42
Şekil 5.7	Trim açılarına göre V_1/V ile λ arasındaki ilişki.....	43
Şekil 5.8	λ değerlerine göre C_V ve CP arasındaki ilişki.....	45
Şekil 5.9	PLANC programı akış şeması.....	50
Şekil 6.1	Uygulama botuna ait endaze, profil ve DWL görünümleeri.....	51
Şekil 6.2	Hullspeed programı tarafından hesaplanan uygulama botuna ait hız – güç eğrisi.....	53

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5.1 Sayısal çözümleme.....	48
Çizelge 6.1 Modellenen teknenin Hullspeed programı tarafından ölçülen değerleri.....	52



ÖZET

Artan sürat ihtiyaçları doğrultusunda dizayn edilen kayıcı tekneler, daha önce deplasman teknelerinde tecrübe edilmemiş bazı problemlerin gözlenmesine sebep olmuştur. Kayıcı tekneler üzerine yapılan ve devam eden birçok çalışma, yüksek süratlerde ortaya çıkan kararsız dengenin tanımlanmasına ve oluşumuna neden olan etkilerin tespit edilmesine yöneliktir. Bu problemlerden en sık rastlanana, yunuslama olarak adlandırılan stabilite kararsızlığıdır. Bu konu üzerine dünya çapında söz sahibi olan D. Savitsky tarafından kullanılan kuvvetlerin denge sistemi bu çalışmada detaylı olarak anlatılmıştır. Kayma hareketinin açıklanması ile başlanmış ve kayıcı tekne üzerine etki eden kuvvetler detaylı olarak anlatılmıştır. Kuvvetlerin tanımlanmasının ardından denge denklemleri kurularak sayısal çözümleme yapılmıştır. Aynı zamanda Savitsky yaklaşımıyla hesap yapan bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Uygulama bölümünde ise, 13 metre boyunda bir kayıcı tekne model olarak alınmıştır. Bu teknenin modeli Maxsurf programında oluşturulmuş ve Hullspeed programında analiz edilmiştir. Burada hesaplanan sonuçlar hazırlanan bilgisayar programının sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler : Kayıcı tekne, stabilite kararsızlığı, yunuslama, yalpa, omurga



YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
TEKNOLOJİ VE YATIRIM BAKANLIĞI

ABSTRACT

The planing crafts, which have been designed to meet the velocity needs, resulted in the observation of problems that have not been seen in the displacement crafts before. Different studies are being conducted on planing crafts to define instabilities and to establish the influences that cause these. The most observed among these problems is instability called porpoising. In this study balance system of forces, which is used by D. Savitsky who is a leading man on this subject, is described in detail. Beginning with the explanation of planing movement, the forces that effect the planing craft is described. After describing the forces, balance equations are set to make numerical analysis. At the same time, a computer program that calculates like Savitsky approach is designed. In the application chapter, a 13 meters long planing craft is used as a model. The model of this craft is designed in the Maxsurf program and analysed in the Hullspeed program. The result of this analysis is compared with the results of the designed computer program.

Keywords : Planing craft, instability, porpoising, roll, keel



1. GİRİŞ

Kararlı kayıcı yüzey sistemlerinin kurulabilmesi amacıyla uzun yıllardır süregelen çalışmaların başlangıcı deniz uçaklarının su yüzeyinde süratlenmesi esnasında karşılaşılan problemlerin çözülmesine dayanmaktadır. Gemicilik sektöründe ise güçlü makinelerin üretimiyle birlikte artan sürat, kararsız hareketlerin gözlemlenmesine imkan tanımıştır.

Kayma haline geçiş süreci içinde tekne formu üzerinde gerçekleşen tüm hidrodinamik olaylar, formun belirli süratlere ulaşmasıyla birlikte farklı boyutlarda etkiler yaratırlar. Öyle ki; oluşan etkilerin büyük bir kısmı tekneyi mevcut gücünün çok ötesinde süratlendirirken, bir kısmı da tekne üzerinde kaotik kuvvet bileşenlerinin oluşmasına neden olabilir.

Farklı yapılarda dizayn edilen tüm gelişmiş deniz araçları, esasen yüksek süratlerde stabil platformlar elde etmeyi amaçlarlar. Ancak platformun stabil olması, bir çok kuvvet bileşeninin belirlenebilmesinin yanı sıra, ortaya çıkarılan sistemin denge şartlarını gerçeklemesiyle mümkündür. Uzun yıllar boyunca daima yüksek süratlere ulaşmayı hedefleyen insanoğlu bu rüyasını gerçeklediğinde, bir çok farklı problemin oluştuğunu tespit ederek deplasman teknelerinde asla tecrübe edilmemiş sorunları çözmek zorunda kalmıştır.

Bir teknenin stabilitesi incelenirken, ilerleme hızının sıfır olduğu andan, istenen hıza ulaşıldığı ana kadar stabilitenin sabit kaldığı farzedilir. Ancak ilerleme hızının bir sonucu olarak bir çok teknenin stabilitesinde bazı değişimler olur. Yavaş tekneler ilerleme hızıyla birlikte stabilitede artış gösterirken bu durum bazı yüksek süratli tekneler için geçerli değildir. Sıfır süratte oldukça iyi stabilite sergileyen bazı teknelerin yüksek süratlerde stabilite kaybıyla karşı karşıya kaldıkları tespit edilmiştir. İlerleme hızına bağlı olarak oluşan stabilite kaybı sabit dalıp – çıkma açısına neden olduğu gibi, bazı durumlarda da teknenin suya gömülmesine sebep olabilir. (Renilson vd., 2001)

Dinamik kararsız denge, teknenin karina bölgesi üzerine etkiyen kuvvetlerin ve artan hidrodinamik basınçların bir sonucudur. Düşük süratlerde tekne üzerinde etki eden hidrostatik kuvvetler teknenin stabilitesini belirler. Ancak yüksek süratlerde hidrodinamik kuvvetler hidrostatik kuvvetlerden daha büyüktür. Bu farklılığın dinamik kararsızlığa neden olduğu düşünülür. (Renilson vd., 2001)

Artan süratle birlikte ortaya çıkan kuvvet bileşenlerindeki etkileşimler her biri farklı boyutlarda etki gösteren kararsız hareketlere neden olmaktadır. Hareketin kararsız oluşu çözümlenmesinin yanında tanımlanmasını da zorlaştırmaktadır. Kayıcı tekneler konusunda en fazla düşünülmesi gereken konular arasında karşılaşılan kararsız hareketler gösterilmiştir. Bu belirlemenin temelinde, oluşan kararsızlığın, platformun stabilitesini etkilemesinin yanında tekne üzerinde yapısal hasarlara neden olabilmesi yatmaktadır. Örneğin bu çalışmada anlatılacak olan yunuslama kararsız hareketi, kimi zaman teknenin sudan tamamen kesilmesine ve akabinde suyla tekrar temas esnasında oluşacak tepki kuvveti ile tekne üzerinde yapısal deformasyonlara neden olmasına varabilecek bir çevrimi başlatır. Bu çevrime girmiş tekne, operatörler tarafından tedbir alınmadığı takdirde, kumanda / kontrol ve denizcilik amacıyla kullanılan cihazlarının hasar alması, personel üzerinde hastalık derecesinde rahatsızlanmalar ve nihayetinde teknenin kontrolden çıkmasıyla sonuçlanabilecek olaylar zincirine sürüklenecektir. Deniz üzerinde en küçük bir zafiyetin daha başka sistemleri etkileyerek büyük sorunlara dönüşebileceğini tüm denizciler bilmektedirler.

Kararsız hareketleri çözümlemeye çalışan birçok bilim adamı tarafından yapılan çalışmalara en iyi örneği Daniel Savitsky oluşturur. Bu çalışmada da kendisinin eserlerinden büyük oranda yararlanılmıştır. (Savitsky, 1964)

Bundan sonraki bölümlerde; yüksek süratle ortaya çıkan ve çözümü üzerinde günümüzde de çalışılan kararsız hareketler, kayıcı tekne üzerinde kuvvetlerin oluşmasından başlayarak, artan süratle birlikte farklı etkileşimlere neden olan kuvvet bileşenleri ile ele alınacaktır.

2. KAYICI YÜZEYLERİN İNCELENMESİ

Bir ağırlığı, suyun yüzme kuvvetinin sağladığından çok daha uzağa götürme eylemine kayma denir. Kayma genellikle, tekne ağırlığının büyük bir kısmının (% 50 ila % 90'ı) hidrostatik kuvvetler yerine hidrodinamik kuvvetler tarafından karşılanmasına yetecek kadar yüksek süratlerde meydana gelir. Hareket halindeki bir kayıcı teknenin ıslak yüzey alanı üzerindeki basınç dağılımı, hareket esnasında ortaya çıkan hidrodinamik kuvvetler nedeniyle, sualtı formunun önemli bir kısmının suyun dışında dengelenmesi için yeterli olacaktır.

Temel olarak, denge şartlarını sağlayacak bir yükseklikte olduğu varsayılan ve su yüzeyi üzerinde V hızı ile ilerleyen bir kayıcı yüzey veya teknenin üzerinde normal yönünde bir kuvvet oluştuğu görülür. Bu kuvvetin miktarı teknenin ağırlığına ve yükleme şartlarına bağlı olduğu gibi, hidrostatik etkilerin ihmal edilebilmesine yetecek kadar sürat ile karşılanır.

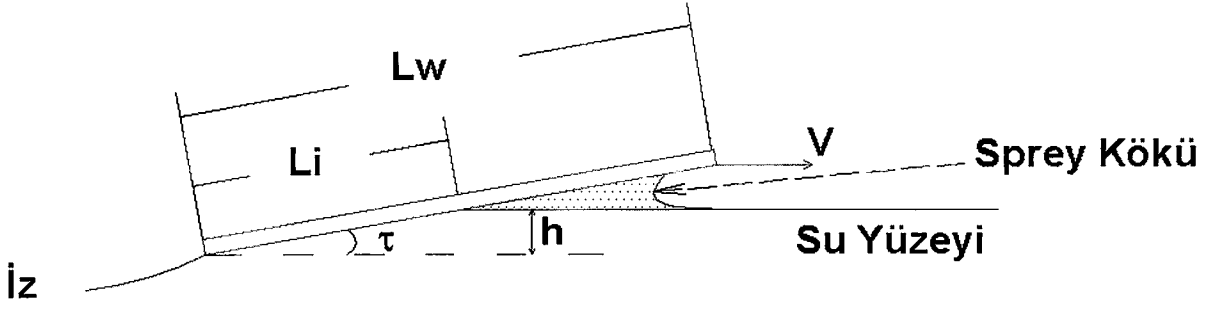
Kayma olayı, su içindeki harekette Archimedes kuvvetleri yerine levhayı su yüzeyinde dengede tutan dinamik kuvvetlerin meydana geldiği hal olarak anlaşılmalıdır.

2.1 Basit Kayıcı Yüzeyler

Kayıcı levha, belirli bir hızla hareketinde levha yüzeyine gelen suyun aşağı yönlendirilmesiyle oluşan kuvvet nedeniyle bir trim açısı kazanır. Burada meydana gelen kuvvet levhanın her iki yanında su seviyesinin yükselmesini sağlayan bir basınç alanı yaratır. Giriş ucunda artan basınç su seviyesindeki yükselmeyi de artırır. Böylece bir kısım serpinti halinde levhayı yanal yönde terk eder.

Sürekli kayma hali için tekne üzerine etki eden tüm kuvvet ve momentlerin denge halinde olması gerekmektedir. En basit kayıcı yüzey düz bir levhadır. Kalkım açısı olmayan kayıcı yüzeylerde, su ön kısımda yükselir ve hareketli ıslak boyun (L_w), su yüzeyi ile kıç arasındaki mesafe olarak tanımlanan boydan (L_i) daha uzun olmasına neden olur.

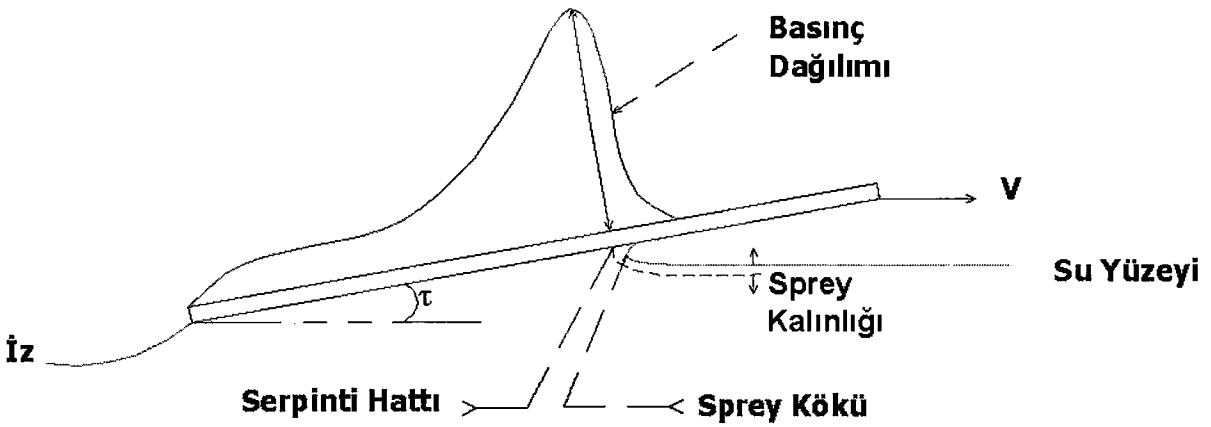
Wagner sonsuz boydaki bir kayıcı yüzeyin önder kenarındaki akışın matematiksel bir incelemesini yapmış ve yükselen su yüzeyinin, ince bir su tabakası oluşturarak kayıcı yüzey boyunca öne doğru aktığını (hareket ettiğini) bulmuştur. Bu tabaka kayıcı yüzeyde oluşan spreyn kaynağıdır ve orijin bölgesi Wagner tarafından “Sprey Kökü” olarak tanımlanmıştır.



Şekil 2.1 Kayıcı levha geometrisi

Islak alan terimi, su basıncının artarak ileriye doğru bir sprej tabakası oluşturduğu ıslak yüzeyi de kapsar. Serpinti basıncı, sprej kök hattının kıçında kısa bir mesafede oluşur. Çok düşük trim açılarında serpinti hattı ve sprej kök hattı birbirlerine çok yakındırlar. Trim açısı arttıkça, serpinti hattı sprej kök hattının kıçına doğru uzaklaşır. (Savitsky, 1964)

Levha sprej-kök hattının ilerisinde ıslaktır. Bu durum aşağıdaki şekilde (Şekil 2.2) daha açıkça görülmektedir. Bununla beraber, genelde karşılaşılan trim açıları için, sprej kalınlığı (δ)'nu yaklaşık olarak trim açısının (τ) karesi ile orantılı olduğu görülebilir. Sprej kökü bölgesinin önündeki levhada oluşan basınç dağılımının neden olduğu kaldırma genellikle çok düşük değerlerde olduğundan ihmal edilebilir. Basınç dağılımının, sprej kökü yakınında kendi serpinti değerini aldığı görülür ve levhanın izler kenarında sıfıra düşer.



Şekil 2.2 Kayıcı levha üzerindeki basınç dağılımı

M_1 ve M_2 arasındaki momentum değişiminin t_2 - t_1 zaman aralığında yalnızca ABB^1A^1 , CDD^1C^1 ve EFF^1E^1 akışkan parçalarına bağlı olduğu Şekil 2.3’de kolaylıkla görülebilir.

Artık lineer momentum prensibinden; bir kütlenin lineer momentum değişim hızının ($^{dm}/dt$), o kütle üzerindeki harici kuvvetlerin R vektörel toplamına eşit olduğu söylenebilir. Bundan dolayı;

$$R = \frac{dM}{dt} = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \left[\frac{M_2 \rightarrow M_1}{t_2 \rightarrow t_1} \right] = \rho(H_i - \delta)V^2 + \rightarrow \rho\delta V^2 \rightarrow \rho H_i V^2 \quad (2.1)$$

ifadesi bize momentum değişimini vermektedir. Burada $+ \rightarrow$ ve $\rightarrow$ sembolleri vektörel toplama ve çıkarmayı temsil etmektedir. Ψ_1 akım hattı boyunca oluşan basınç dağılımı nedeniyle, sınırlandırılmış akışkan üzerindeki harici kuvvetlerin yatay bileşenini de hesaba katmamak için, bu akım hattı (Ψ_1), şekli ve yönü yatay bir doğru şeklinde düşünülerek, serbest yüzeyin yeterli uzaklıkta altına alınır. Bu akım hattını Ψ_∞ ve sonsuz mesafesi H_i ’ yi de H_∞ ile gösterirsek, (2.1) ifadesi;

$$R = \rho(H_\infty - \delta)V^2 + \rightarrow \rho\delta V^2 \rightarrow \rho H_\infty V^2 \quad (2.2)$$

R , sınırlandırılmış akışkan kütlesi üzerindeki harici kuvvetlerin sonucu olduğundan, kayıcı yüzeyin akışkan üzerine uyguladığı normal kuvvet ($-F$) ve Ψ_∞ akım hattı üzerinde entegre edilmiş basınç dağılımından kaynaklanan akışkan üzerindeki dikey kuvvet P ’ ye eşit olmalıdır. Bu halde dış kuvvetler toplamı aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$R = \rho(H_\infty - \delta)V^2 + \rightarrow \rho\delta V^2 \rightarrow \rho H_\infty V^2 = (-F) + \rightarrow P \quad (2.3)$$

Bu denklemde ifade edilen ilişki Şekil 2.3'de vektör diyagramı ile grafiksel olarak gösterilmiştir. Bu vektörlerin yatay bileşenlerinin ilavesiyle;

$$(-F)\sin\tau = -\rho(H_\infty - \delta)V^2 + \rho\delta V^2\cos\tau + \rho H_\infty V^2 \quad (2.4)$$

$$= \rho\delta V^2(1 + \cos\tau) \quad (2.5)$$

$$F = -\rho\delta V^2\cot\frac{\tau}{2} \quad (2.6)$$

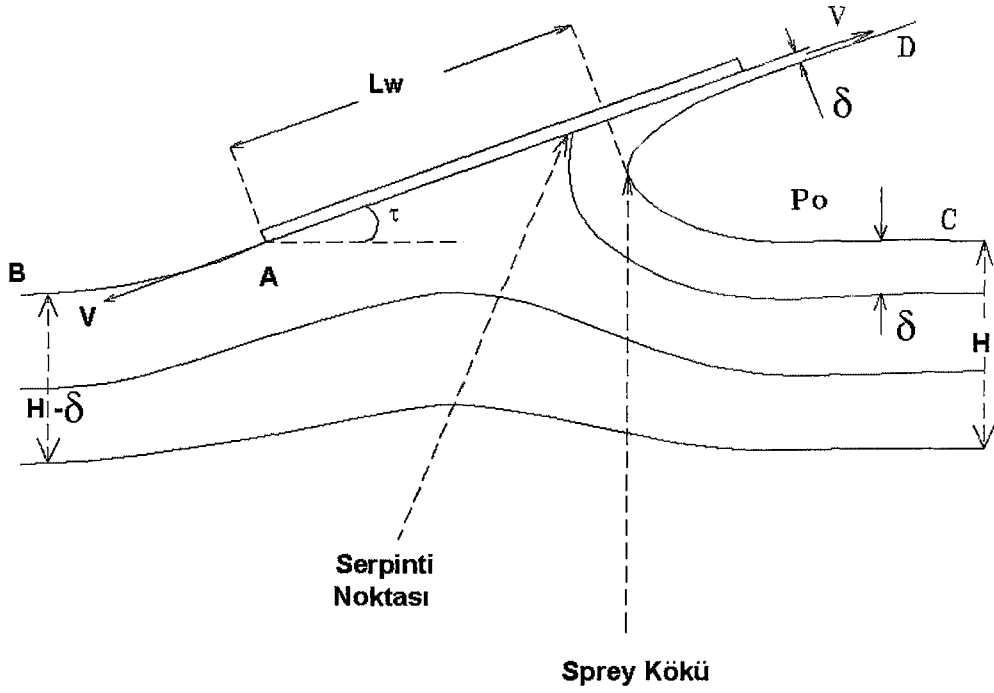
2.3 Kayıcı Levha Altındaki Akışın Analizi

Hareket yönüne τ trim açısında, V hızı ile ilerleyen, sonsuz genişlikte bir levha düşünelim. Levhayı sabit, akışkanın ise V hızıyla levhayı geçtiğini düşünmek dinamik olarak benzer bir sistemin oluşmasını sağlar ve bir takım temel bağlantıları elde etmeyi kolaylaştırır. İzler kenarı A olan sonsuz genişlikteki düz levhayı geçen idealize edilmiş akımın ele alınması ve temel karakteristiklere etki etmediğinden dolayı sürtünme ve yer çekimi kuvveti etkilerinin ihmal edilmesi ile sistem Şekil 2.4'de görüldüğü gibi iki boyutlu hale indirgenmiş olacaktır.

Akış levhaya çarpar ve şekilde gösterildiği gibi bölünür, ana akım levhanın izler kenarına yani şeklin soluna doğru devam ederken δ kalınlığındaki daha küçük bir su kütlesi sağa doğru dönerek ters yönde hareket edecektir. (Pratikte ileriye fırlatılmış bu kısım yerçekimi kuvvetinin etkisiyle sprej halini alır.) Levha yüzeyine dik olarak gelen akım hattı o bölgede bir durma noktası yaratarak akımı iki bölgeye ayırır. Bu noktada akışkan hızı sıfırdır ve maksimum basınç oluşur. (DuCane, 1974)

$$(\text{Durma noktası basıncı} = \frac{1}{2}\rho V^2)$$

Sabit levha ile hareketli akışkan durumu sürekli bir akış olduğundan yani herhangi bir noktadaki hız zamanla değişmediğinden, Bernoulli denklemi bu akış durumuna uygulanabilir. Böylece, akım hatları boyunca basınç sabit ve P_0 atmosfer basıncına eşit olduğundan, CD ve AB akım hatları yüzeyinde her noktada hız V' ye eşittir.

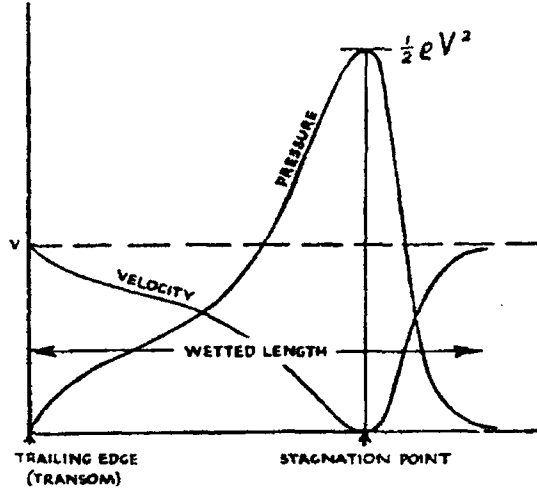


Şekil 2.4 Kayıcı levha altında akım şartları

Levha önünde H derinliğinde sabit V hızıyla gelen akışkan levha sonunda $(H - \delta)$ kalınlığında ve aynı V hızında levhayı terk eder. Akışkanın δ kalınlığındaki kısmı ise aynı V hızıyla ters yönde hareket edecektir.

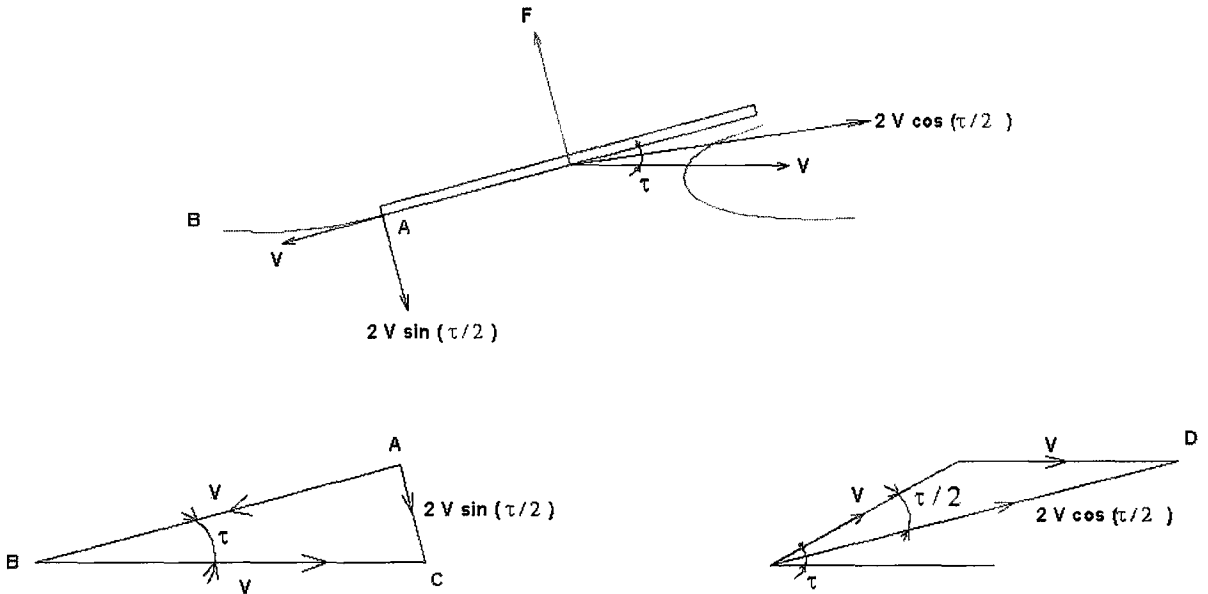
Yukarıdaki yaklaşımı kullanarak akım ve böylece hız ve basınç dağılımları, hidrodinamiğin normal metotlarıyla teorik olarak tanımlanabilir. Elde edilen sonuçların yapısını gösteren aşağıdaki şekil bizim için yeterlidir.

Basınç dağılımı durma noktasında keskin bir çıkış yapmakta ve teori, daha küçük trim açılarında basınç dağılımı eğrisinde daha keskin çıkışlar olduğunu göstermektedir. Bu aşamada; teorinin, basıncın her yerde pozitif olduğunu gösterdiği belirtilmelidir. Basıncın entegre edilmesiyle levha üzerindeki F toplam normal kuvveti hesaplanabilir. Bu kuvvetin değeri momentum kavramlarıyla da ifade edilebilir. Bununla beraber, probleme gerçekçi bir yaklaşım kazandırmak için, F kuvvetinin değerinin belirlenmesinde, akışkanın sabit olduğu levhanın V hızıyla ileri doğru hareket ettiği pratik durum düşünülecek ve enerji yaklaşımı uygulanacaktır. (DuCane, 1974)



Şekil 2.5 Kayıcı levha boyunca hız ve basıncın değişimi (DuCane, 1974)

Levhanın geçmekte olduğu akışkan bölgesi stasyoner olarak üst-ön akım, alt akım ve hava-su fazının altındaki akım olmak üzere 3 bölge şeklinde düşünülür. Suyu iletilen enerji yalnızca levhanın ön kısmından ileriye doğru fırlayan akışkan kısmına geçer. Bernoulli denkleminin serbest su yüzeyi akımına basit bir uygulaması gösterir ki, eğer çevresel basınç sabit ve levhanın su-hava fazının üstünde kalan giriş ucunun kalkımı ihmal edilecek derecede yeterince küçük ise V akım hattı boyunca sabittir.



Şekil 2.6 Kayıcı levhaya ait rölatif hızlar

Levhanın sakin suda τ trim açısında V hızıyla ileri doğru hareket ettiğini varsayalım. Sabit bir gözlemciye göre rölatif hızlar Şekil 2.6' daki levha ve akışkan hızlarının vektörel toplamı ile belirlenir. A noktasında levhaya göre rölatif hız, levhaya teğet V hızıdır. Sabit bir gözlemciye göre rölatif hız, levhaya teğet akışkan hızı ile levha hızının vektörel toplamı olup $2V \sin(\tau/2)$ 'dir.

Sabit bir gözlemciye göre D noktasındaki rölatif hız benzer biçimde $2V \cos(\tau/2)$ olacaktır. Levhanın çok önünde ve çok arkasındaki akışkan sakindir. Birim zamanda hareket yönünde normal kuvveti tarafından yapılan iş $FV \sin \tau$ olacaktır.

Birim zamanda ileriye doğru fırlatılan akışkan kütlesi $\rho \delta V$ ve bu kütleyle ait mutlak hız $2V \cos(\tau/2)$ 'dir. Bu durumda serpinti kütlelerinin kinetik enerjisi $\frac{1}{2} \rho \delta V (2V \cos \tau/2)^2$ olup sistemden ayrılan tek enerji budur.

F Normal Kuvveti tarafından yapılan iş = sistemden ayrılan kinetik enerji

$$FV \sin \tau = \frac{1}{2} \rho \delta V (2V \cos \tau/2)^2 \quad (2.7)$$

$$F = \rho \delta V^2 \frac{2 \cos^2(\tau/2)}{\sin \tau} = \rho \delta V^2 \frac{2 \cos^2(\tau/2)}{2 \cos(\tau/2) \sin(\tau/2)} \quad (2.8)$$

ve sonuç olarak,

$$F = \rho \delta V^2 \cot(\tau/2) \quad (2.9)$$

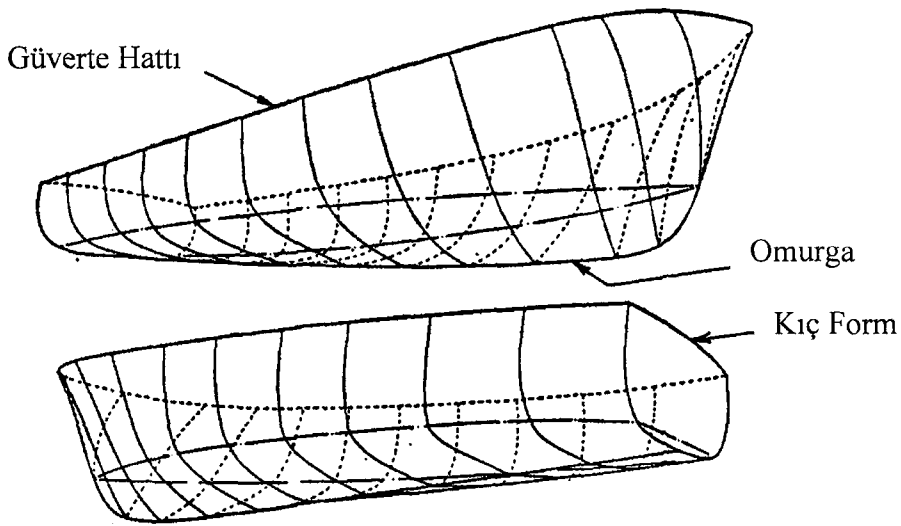
Bu sonuç lineer momentum teorisi ile elde edilen sonucun aynıdır.

2.4 Genel Kayıcı Tekne Formu

Sonsuz genişlikteki düz kayıcı yüzey yani levha, daha uygulamaya yönelik düşünülür ve suyun yoğunluğu ile yer çekimi kuvveti de hesaba katılırsa, δ kalınlığında ileri doğru hareket eden su kütesinin sprej haline dönüştüğü ve yüzeyden biraz uzağa düştüğü görülür. Daha fazla uygulamaya yönelik olarak levhaya V formu verildiğinde sprej kütesinin fark edilir derecede arttığı gözlenir. Levhaya verilen V formunun darlaştırılması sprejin azalmasını sağlar ancak F kaldırma kuvvetini azaltır.

Pratik olarak tekne üzerindeki tüm ağırlıkların toplamına eşit olması gereken destek kuvveti (F)'ni arttırabilmek için su ile temas halinde olan kayıcı alanın büyütülmesi gereklidir. Bu da teknenin belirlenmiş sürati için daha büyük sürtünme direnci oluşmasına neden olur. Aynı zamanda, özellikle kaldırma kuvvetlerinin lokalize edilebildiği düz kayıcı yüzeylerde, yüksek kayma basınçlarının oluştuğu kolaylıkla anlaşılabilir. Daha fazla V formu verilmesi karina yüklerinin azalmasına neden olacaktır.

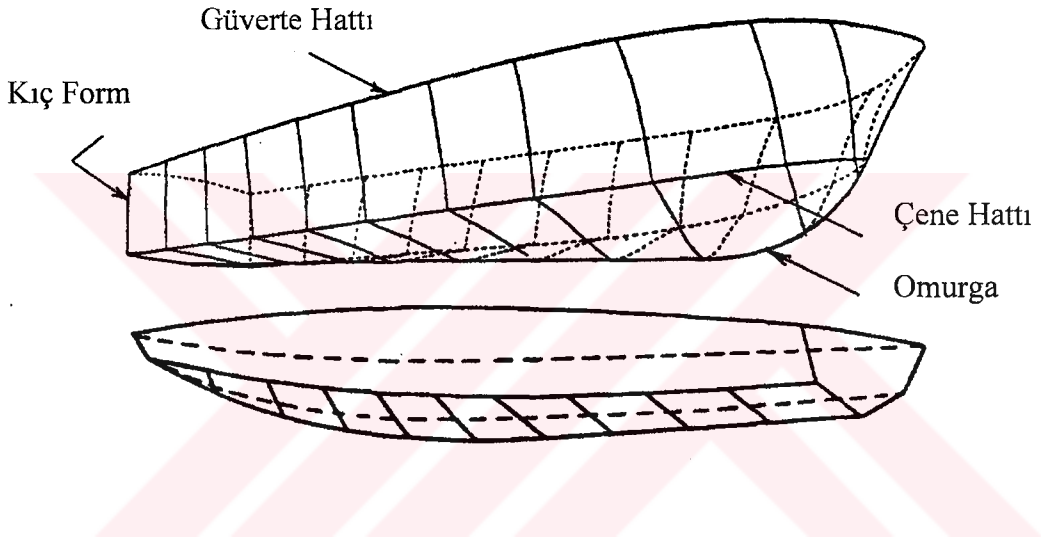
Bu şartlar altında pratik bir geometri elde etmek çok zordur. Islak olan üzerindeki basınçlar çok büyüktür. Bunun yanında, levha sürtünme bakımından az direnç gösterdiğinden, yanal hareketlerde kontrol zayıftır. Bu problem yuvarlak karinalı teknelerde çözülmüştür (Şekil 2.7). İleri doğru hareket başladığında tekne kıça biraz batar ve teknenin düz olan bölgesinin batma miktarını ve trimini sınırlaması istenir. (Doctors, 1985)



Şekil 2.7 Yuvarlak karinalı kayıcı tekne (Bishop, 1982)

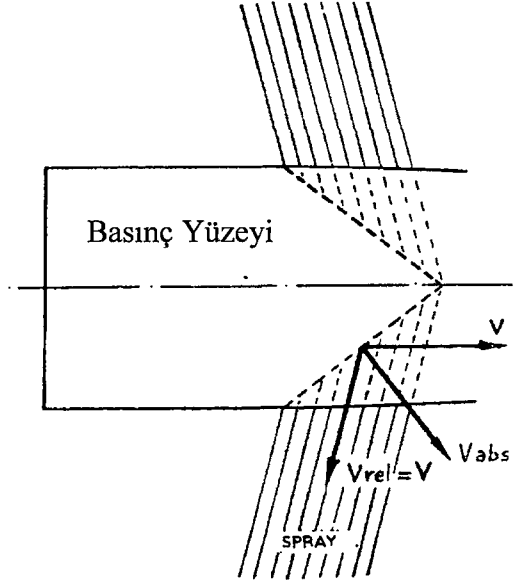
Özellikle denizli havalarda yüksek süratlere çıkıldığında, suya iyi bir giriş gereklidir. Yuvarlak karinalı teknelerin baş kısımları bu yüzden çok narindir ve iç hacimlerde kullanılan alan kısıtlanmış olur.

Bunun aksine, eğer orijinal düz levha kış tarafa kadar olduğu gibi kalır ve Şekil 2.8'deki gibi levha alt yüzeyi V şeklinde bir forma dönüştürülürse, yüksek hızlarda direnç açısından daha iyi sonuç elde edilir. İyi sonuçlar elde etmek için V kesitinin borda ile birleştii yer, düz levha karakteristiğini muhafaza etmek için keskin köşe olmalıdır. Bu tip bir geometriye sahip tekneye çeneli V tipi denir ve günümüzde bir çok kayıcı tekne tipi bu çeşittir.



Şekil 2.8 Çeneli V formu kayıcı tekne (Bishop, 1982)

Karina yüklerinin şiddetini anlayabilmenin iyi bir yolu da, spreyn miktarı kadar tekneyi terk ettiği açının gözlenmesidir. Gayet tabii en yüksek yüklenme, spreyn levha düzleminden ileri doğru hareket ederek ayrıldığı durumda oluşur. Eğer spreyn hareket halindeki bir kayıcı tekneye oranla daha yüksek açılarda oluştuğu gözlenirse, bu çok yüksek karina yükleri olduğunu gösterir. Rahat kullanım açısından en iyi kayıcı tekneler, genel bir kural olarak, oluşturdıkları spreyn hareketinin düzgün formda olması ve kış tarafa doğru görülmesiyle değerlendirilebilirler. Şekil 2.9 tekneye bağılı olarak spreyn yönünü şematik olarak göstermektedir. (Doctors, 1985)



Şekil 2.9 Kayıcı tekne üzerindeki spreyn dağılım yönü (Bishop, 1982)

Spreyin kıça doğru hareket ettiği durumlarda dahi, V_{abs} 'nin yüksek basınçlar oluşturarak ileri doğru olacağı rahatlıkla anlaşılabilir.

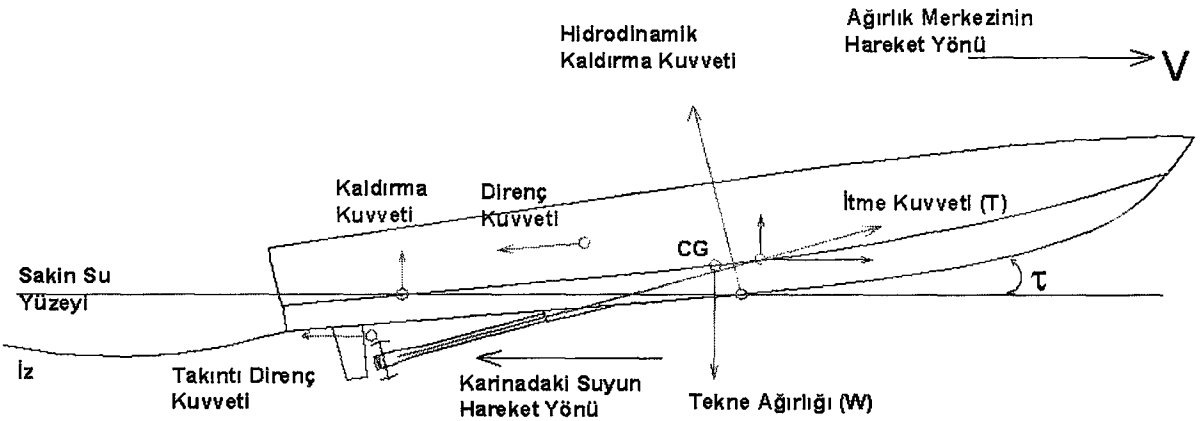
3. KAYICI TEKNE ÜZERİNDEKİ KUVVETLER

Bir kayıcı teknenin karinasında oluşan dinamik basınç dağılımının entegre edilmesi sonucu, bu basınç sisteminin merkezi yani dinamik kaldırmanın etki ettiği nokta ve ağırlık merkezine yaklaşık mesafesi bulunabilir. Teknenin su üstünde dengede kalmasını sağlayan dinamik kuvvetlerin yanında, oluşan dinamik basınç sisteminin basınç merkezinden teknenin alt yüzeyine uyguladığı kuvvet teknenin bir kısmının daha batmasına neden olur. Bu durumda ayna kış genellikle ıslanmaz çünkü akım hatları kış formdaki ani değişimi takip edemez.

Böylece kayıcı teknenin durumu tarif edilmiş olur. Bu durumda tekne üzerine etki edecek kuvvetleri sıralarsak;

- Hidrostatik kuvvetler
- Hidrodinamik kuvvetler
- Direnç
- İtme kuvveti
- Teknenin ağırlığı

Görüldüğü gibi kayıcı teknenin kendi ağırlığı da dahil olmak üzere sistemde beş farklı kuvvet bileşeni bulunmaktadır. Aşağıdaki şekilde tüm bu kuvvetlere ait komponentler tekne üzerine etkiledikleri yerler dikkate alınarak gösterilmişlerdir.



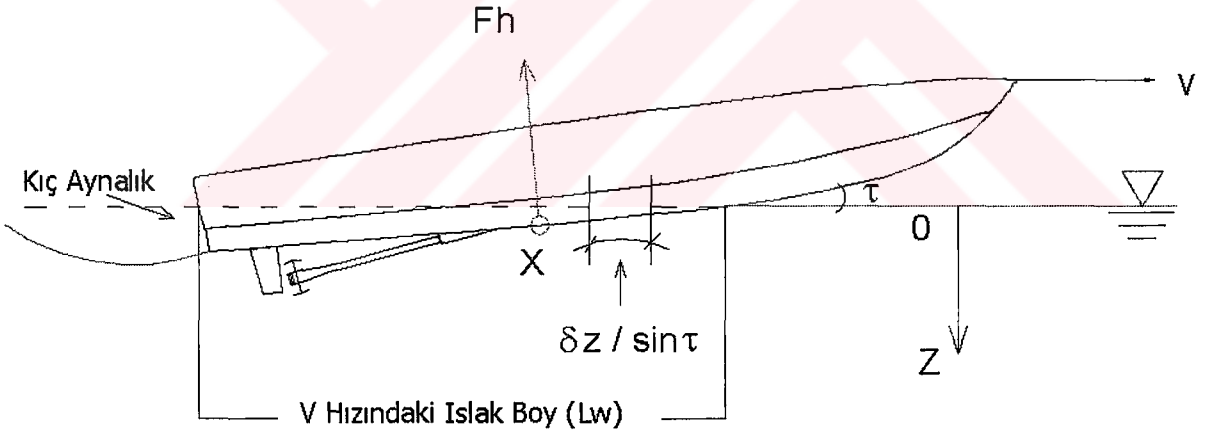
Şekil 3.1 Kayıcı tekne üzerine etki eden kuvvetler

3.1 Hidrostatik Kuvvetler

Serbest su yüzeyi altındaki z derinliğinde tekne karinasına etki eden basınç (p) $\rho_w g z$ dir. Islak genişliği b_w , ıslak boyu l_w olan ve dikdörtgen prizması şeklinde düşündüğümüz kayıcı teknemizin δz derinliğinde ve τ trim açısında olduğu durumda yüzeyin sonsuz küçük bir elemanı üzerindeki hidrostatik basınç;

$$\delta F_h = p b_w \left(\frac{\delta z}{\sin \tau} \right) = \left(\frac{\rho_w g b_w}{\sin \tau} \right) z \delta z \quad (3.1)$$

İdealize edilmiş bir hidrostatik kuvvet sistemi Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2 Hidrostatik kuvvet bileşenleri

Islak boyun baş kısmında $z = 0$ dır. Kıç kısmında ise $z = l_w \sin \tau$ olur. Bu iki derinlik değeri arasında yapılan entegrasyon basınç merkezinden etki eden net hidrostatik kuvveti verir.

$$F_h = \frac{1}{2} \rho_w g b_w l_w^2 \sin \tau \quad (3.2)$$

Teknenin karinasından etki eden hidrostatik kuvvete ait değeri artık biliyoruz. Bu noktada elde ettiğimiz kuvvetin x ve y bileşenlerini bularak hidrostatik kuvvetin düşey ve yatay bileşenlerini hesaplayabiliriz. Normal yönündeki dikey bileşen;

$$F_h \cos \tau = \frac{1}{2} \rho_w g b_w l_w^2 \sin \tau \cos \tau = \left(\frac{\rho_w g b_w l_w^2}{4} \right) \sin 2\tau \quad (3.3)$$

Kıç aynalığın neden suya girmedğini az önce açıklamıştık. Kıç aynalığın suya girememesi nedeniyle F_h 'nin yatay bileşeni;

$$F_h \sin \tau = \frac{1}{2} \rho_w g b_w l_w^2 \sin^2 \tau \quad (3.4)$$

olarak ifade edilir. Burada unutulmaması gereken nokta hidrostatik kuvvet F_h 'nin etki merkezinin hacim merkezi olmadığı ve yalnızca düşey bileşeninin etkilediğidir. (Bishop, 1982)

3.2 Hidrodinamik Kuvvetler

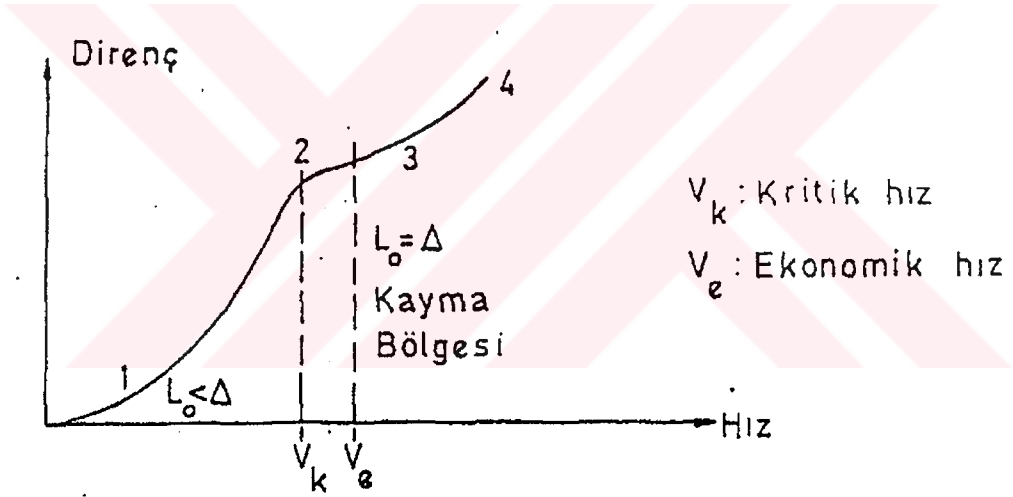
Bir önceki bölümde, düz levha modellemesi yapılmış sisteme gerek lineer momentum gerekse enerjinin korunumu teorileriyle yapılan yaklaşımlarda levha bünyesine etkiyen ve kayma sonucu ortaya çıkan dinamik kuvvet hesaplanmıştır. Burada tüm modellemeyi tekrarlamak yerine sonuçta elde edilen ifadeyi tekrarlamak yeterli olacaktır.

$$F_p = \rho \delta V^2 \cot \frac{\tau}{2} \quad (3.5)$$

Kayıcı tekne üzerine etkiyen kuvvetlerin bütünüyle incelendiği bu bölümde, ıslak tekne yüzeyi üzerindeki basınç değişimlerinden kaynaklanan hidrodinamik kuvvet (F_p), tekne dibindeki hidrodinamik basınç merkezinden etki eden net bir kuvvet olarak ele alınacaktır. Ayrıca bu bölümün sonunda tüm bileşenlerinin belirlenmesi ve hesaplanmasına yer verilmiştir.

3.3 Direnç

Tekne hızı arttıkça deplasmandan dolayı oluşan kaldırma kuvvetinin etkisi dinamik kaldırma kuvvetlerine oranla azalır. Meydana gelen dinamik kuvvetler tekne ağırlığını karşılayarak teknenin sudan kesilmesini sağlar. Böylece direnç – hız eğrisinin karakteri deplasman teknelerine göre farklılık gösterir. Kayıcı bir teknenin değişik hızlardaki direnç değerlerinin genel ifadesi Şekil 3.3'deki gibidir. (DuCane, 1974)



Şekil 3.3 Kayıcı tekneler direnç karakteristiği (Yürüten, 2001)

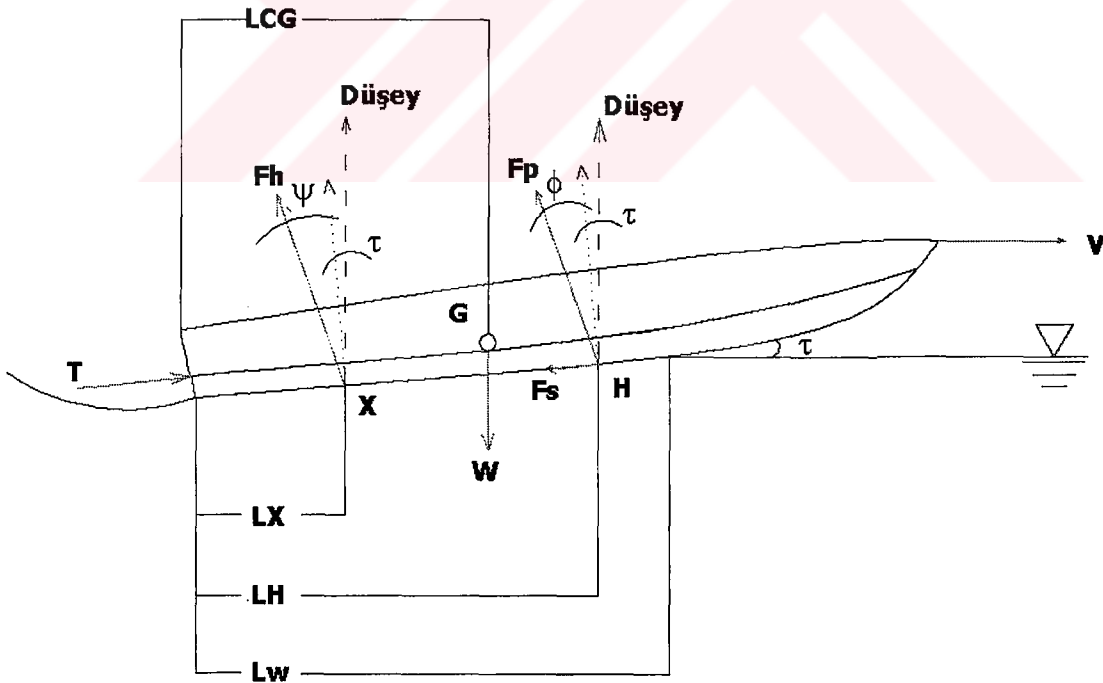
Bu eğri üzerinde 4 farklı bölge tanımlamak mümkündür. Δ deplasman kuvvetini, L_o dinamik kaldırma kuvvetini göstermektedir. Dinamik kaldırma kuvvetinin etkisinin artmasıyla 2. bölgeye yakın kısımlarda yarı kayıcı tekne karakteri gözlenir. Yine bu bölgede artan dinamik kuvvetlerin etkisi nedeniyle direnç eğrisinde bir dönüm noktası belirir. Bu noktaya karşı gelen hız kritik hız olarak bilinir.

Belirli bir hızdan sonra dinamik kuvvetlerin toplamının tekne ağırlığının büyük bir kısmını taşımaya başlaması üzerine tekne sudan kesilmeye başlar ve deplasmanı, dinamik kaldırma

kuvvetlerine eşit olduğunda ise 3. bölgede tüm kayma olayı ile karşılaşılır. Bu bölgede direnç artışında önemli bir azalma görülecektir. Bu bölgedeki açılı kayma açısı, 2. ve 3. bölgeler arasında seçilecek ortalama bir hız değeri de ekonomik hız olacaktır. Belirli bir noktadan sonra hızın artmasıyla dirençte de hızla orantılı bir artma görülecektir (4. bölge).

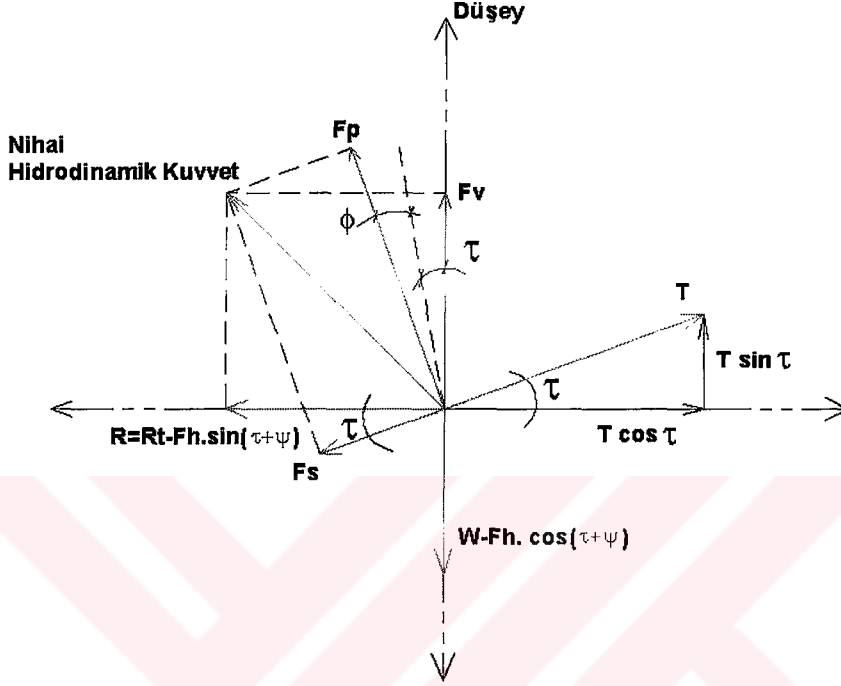
3.4 Denge Denklemleri

Düşük hızlarda direnci azaltmak için özellikle başa yakın yerlere boyuna doğrultuda eğriler koymak yaygın rastlanılır bir uygulamadır. Bu durumda, yüzey gerilmesi ve lokal basınç ıslak tekne yüzeyi üzerinde birbirlerine dik (normal yönde) olmalarına rağmen, hidrodinamik basınç merkezinden etki eden entegre edilmiş kuvvetlerin tekne formuna bağlı rölatif bir meyli yoktur. Aşağıdaki şekilde kayıcı tekne üzerine etki eden kuvvetlere ait bileşke kuvvetleri ve etki merkezleri görülmektedir. Şekilde de görüldüğü gibi net hidrodinamik kuvvet F_p normal ile $(\tau+\phi)$ açısı yapmaktadır. Hidrostatik kuvvet F_h ise normal ile $(\tau+\psi)$ açısındadır. F_s için ise teknenin ıslak yüzeyinin boyuna eğriliği önemli olmadığından bu etki hesaba katılmamıştır. (Bishop, 1982)



Şekil 3.4 Kuvvet bileşenleri (ideal durum)

Bu aşamada netleştirilmiş durumdaki tüm kuvvetleri G merkezli bir eksen üzerinde yerleştirdiğimizde kayıcı tekneye etkiyen nihai kuvveti bulmak mümkün olacaktır. Burada itme kuvvetinin omurgaya paralel olarak etki ettiği farz edilmiştir ancak pratikte bu husus sevk biriminin tipine ve pervane şaftının yerleştirilmesine bağlıdır.



Şekil 3.5 Kuvvetlerin koordinat ekseninde gösterimi

Daniel Savitsky tarafından 3 farklı denge durumu için değerlendirilen bu kuvvetler diyagramı için aynı analizi yapalım. Burada öncelikle yukarıdaki şekilde gösterilen kuvvet vektörlerinin açıklamasını yapmak gerekirse

F_v : Düşey dinamik kaldırma kuvveti

$$F_v = F_h \cos(\tau + \psi) \quad (3.6)$$

F_{hx} : Yatay dinamik kaldırma kuvveti

$$F_{hx} = F_h \sin(\tau + \psi) \quad (3.7)$$

F_s :Sürtünme direnci neticesinde oluşan kuvvet

$$F_s = F_p \sin(\psi - \phi) \quad (3.8)$$

T :İtme kuvveti

$$T_x = T \cos \tau \quad (3.9)$$

$$T_y = T \sin \tau \quad (3.10)$$

F_p :Hidrodinamik kuvvet

$$F_{py} = F_p \cos(\tau + \phi) \quad (3.11)$$

$$F_{px} = F_p \sin(\tau + \phi) \quad (3.12)$$

Tüm bu kuvvetlerin momentlerini hesaplayabilmek için ihtiyaç duyacağımız mesafeler ise;

Z_T : T itme kuvveti ile G ağırlık merkezi arasındaki dikey mesafe

Z_H : Omurgaya paralel ve omurga ile çene hattı arasında olduğu farz edilen sürtünme direnci kuvveti ile G ağırlık merkezi arasındaki dikey mesafe

L_G : Ağırlık merkezinin (G) kıçtan itibaren boyuna yeri

L_H : H noktasından etkidiği kabul edilen dinamik kuvvetin kıçtan itibaren boyuna yeri

L_X : X noktasından etkidiği kabul edilen hidrostatik kuvvetin kıçtan itibaren boyuna yeri

L_W : Kıçtan itibaren ıslak boy mesafesi

Dikey kuvvetlerin denge sistemi aşağıdaki gibi olacaktır;

$$W + F_{SY} = F_V + F_{PY} + T_Y$$

$$W + F_S \sin \tau = F_H \cos (\tau + \psi) + F_P \cos (\tau + \Phi) + T \sin \tau$$

$$W + F_S \sin \tau - F_H \cos (\tau + \psi) - F_P \cos (\tau + \Phi) - T \sin \tau = 0 \quad (3.13)$$

Yatay kuvvetlerin denge sistemi

$$T_X = F_{SX} + F_{PX} + F_{HX}$$

$$T \cos \tau = F_S \cos \tau + F_P \sin (\tau + \Phi) + F_H \sin (\tau + \psi)$$

$$T \cos \tau - F_S \cos \tau - F_P \sin (\tau + \Phi) - F_H \sin (\tau + \psi) = 0 \quad (3.14)$$

Baş - kık vurma momentlerinin denge sistemi ise aşağıdaki gibi olacaktır;

$$T.Z_T + F_P \cos \Phi (L_H - L_G) = F_H \cos \psi (L_G - L_X) + F_H \sin \psi Z_H + F_P \sin \Phi Z_H + F_S.Z_H$$

$$F_H \cos \psi (L_G - L_X) + F_H \sin \psi Z_H + F_P \sin \Phi Z_H - F_P \cos \Phi (L_H - L_G) + F_S.Z_H - T.Z_T = 0$$

$$F_H \{ \cos \psi (L_G - L_X) + \sin \psi Z_H \} -$$

$$F_P \{ \cos \Phi (L_H - L_G) - \sin \Phi Z_H \} + F_S.Z_H - T.Z_T = 0 \quad (3.15)$$

Ayrıca yatay düzlem üzerindeki kuvvetlerin ilkesi ile,

$$T \cdot \cos \tau = R + F_h \sin(\tau + \psi) = R_T \quad (3.16)$$

yazılabilir. Burada R_T sevk edicici itme kuvvetinin yatay bileşenine eşit toplam dirençtir.

Düşük ileri süratlerdeki bir konvansiyonel deplasman teknesi için hareket denklemleri dikey ve yatay denge şartları ile ifade edilebilir. Bu durumda kış tamamen ıslak olacağından F_h 'nin yatay komponenti ihmal edilebilir. Böylece, oluşan hidrostatik kuvvet dikey yönde olur ve bu yüzden bakmış hacmin merkezinden etki eden kuvvet hacim merkezi B' de etkiyen F_B ile aynı olur.

Düşük hızlarda $\tau \rightarrow 0$ ve $F_v \rightarrow 0$ iken $\phi \rightarrow \frac{\pi}{2}$ olduğu bilinmektedir. Ayrıca $T \cdot \sin \tau \cong T$.

$\tau \ll W$ olduğu kabulü ile yukarıdaki dikey ve yatay denge şartları aşağıdaki hale gelirler.

$$W = F_B$$

$$R = F_B + F_S = T = R_T$$

Burada F_P , düşük süratlerde çok küçük olan viskoz basınç direncidir. F_P ve F_S artık paralel olduklarından, hidrodinamik merkez yoktur ve Z_H , Z_P ve Z_S olarak tanımlanır ki, bunları F_P 'nin ve F_S 'nin uyguladığı doğrultunun G altındaki mesafeleri olarak adlandırmak doğru olacaktır. Bu durumda momentlerin dengesi ifadesi aşağıdaki hale gelir.

$$F_B(L_G - L_B) - T \cdot Z_T + F_P \cdot Z_P + F_S \cdot Z_S = 0 \quad (3.17)$$

Bu ifadede ($L_G - L_B$), hacim merkezinin kıçtan itibaren mesafesidir.

İlerleme hızı çok yüksek olduğunda kayma hareketinde $F_H \ll F_P$ yerini alır. Yeterli kayma için τ küçüktür, $F_S \ll F_P$ ve Φ küçüktür çünkü β kalkım açısı ıslak boy üzerinde çok az

değişir. Ayrıca $T \cdot \sin \tau \cong T \cdot \tau \ll F_p$ ve dikey – yatay denge ifadeleri şu şekilde basitleştirilebilir;

$$W = F_p \cos (\tau + \phi) = F_v \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} R_T &= T \cdot \cos \tau \cong T \\ &= F_p \sin (\tau + \phi) + F_s \cos \tau \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$R_T = W \cdot \tan (\tau + \phi) + F_s \quad (3.20)$$

τ ve Φ çok küçük olduklarından;

$$R_T = W_\tau + W_\phi + F_s \quad (3.21)$$

yazılabilir. Bu eşitlik aşağıdaki şekilde tanımlanabilen üç bileşenden oluşan toplam direnci ifade etmektedir.

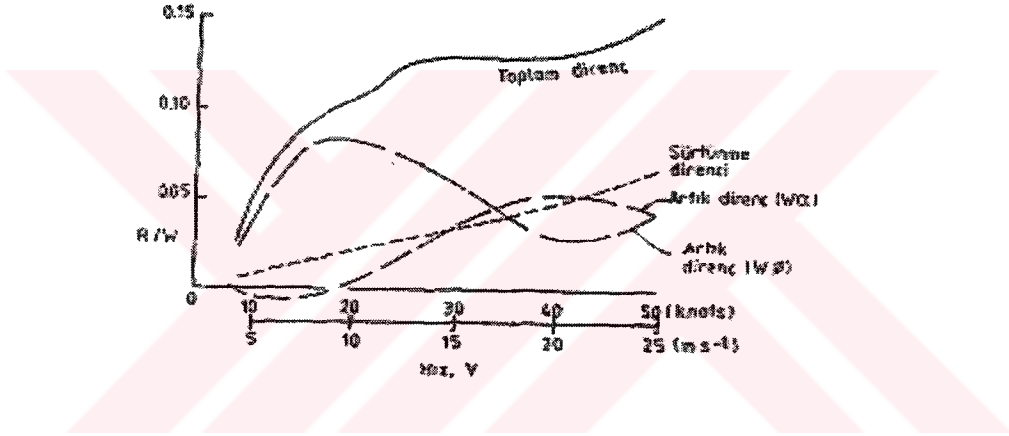
1. $W_\tau = \tau F_v$ bileşeni indüklenmiş direnç veya sürüklenme olarak adlandırılır ve bu direnç teknenin trim açısına sahip düşeyle belirli meyil açısındaki F_p 'den kaynaklanır.
2. W_ϕ bileşeni dalga direnci ve viskoz basınç direnci ile tanımlanabilir. Yüksek hızda ve küçük deplasmanlarda dalga direnci azdır.
3. F_s sürtünme direncidir.

Toplam direncin bu şekilde analizi yüksek süratli tekne ile beraber genel bir prensip olarak verilir. Model deneyleri, normal seyir hızlarında konvansiyonel deplasman tekneleri için olan duruma zıt olarak bir sürüklenme ortaya çıkarır.

4. KAYICI TEKNELERİN HAREKETLERİ

4.1 Seyir Halindeki Kayıcı Teknelerin Davranışları

Su hattı boyu yaklaşık 21m ve boy / genişlik oranı 4 olan başarılı kayıcı bir teknenin direnç karakteristikleri Şekil 4.1’de görülmektedir. Maksimum hızın yarısında, trim açısı yaklaşık 6° ’de bir maksimuma erişir ve sonra dizayn hızı 25ms^{-1} ’ye kadar düzgünce azalarak 4° ’ye düşer. τ ’nın küçük olduğuna dair yapılan kabullerin böylece bütün hızlar için doğruluğu görülmüş olur.



Şekil 4.1 Kayıcı tekne direnç karakteristiği (Söylemez, 1985)

Bahsedilen tekne için ve gerçekten ekseri kayıcı tekneler için alçak hızlarda orta kesit, sakin su seviyesine göre biraz batar ve yalnızca 7.5 ms^{-1} 'lik bir hızdan sonra yükselmeye başlar. Sudaki teknenin ağırlığı artmış olur, ayrıca aşağı yönlü bu kuvvet kıç yakınlarında, ıslak yüzey üzerinden etki eder. Bu fazla batmanın bir sonucu olarak $F_B > W$ dir. Emme kuvveti tarafından ağırlık merkezi etrafındaki momenti dengelemek için τ artar ve böylece hacim merkezi kıça kayar; hidrodinamik merkez H ve aynı zamanda ağırlık merkezi kıçtadır. Hız artarken F_v daha da artar (F_B azalır ve H ileri hareket eder veya F_H küçüktür). 7.5 m/s ve 10 m/s arasında kıç aynalık derece derece suyun üzerine çıkar. Ve F_v ile F_h ’daki değişimlerin dengesini korumak için H ile X’ in hareketi trim açısındaki küçük bir değişimle olur. Hız

artarken trim açısı 15 ms^{-1} ' de maksimuma erişir. Yüksek hızlarda orta kesit yavaşça yükselir. Tam kayıcı bir tekne için aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$W = F_v = C_v * \left(\frac{1}{2} \rho_w V^2 b_w^2 \right) = \text{sabit} \quad (4.1)$$

V artarken C_v katsayısı azalmalıdır, çünkü b_w çeneli tekneler için sabit kalır. Islak boy yavaşça azalmaya başladığı gibi, τ aynı zamanda azalmak zorundadır.

Aynı zamanda Sekil 4.1' de hızın fonksiyonu olarak direnç bileşenleri görülmektedir. Toplam direnç düşük hızlarda süratle artar, muhtemelen deplasman tekneleri için olandan daha büyük oranda, ancak yüksek hızlara çıkmadan önce çok az değişir. 5 ve 10 ms^{-1} arasında toplam direnç dalga formunda yükselir. Artık direnç eğrisi yaklaşık değeri 0.63 olan duran teknenin su hattı boyuna bağlı Fr sayısı ile ilişkili olarak 9 ms^{-1} ' de tepe oluşturur. Hız artarken dalga direnci azalır fakat yüksek hızlarda viskoz basınç direnci 0 denli hızla artar ki bu artık direncin ana bileşenini oluşturur. F_v düşük hızlarda negatif iken indüklenmiş direnç de aynı zamanda negatiftir. V artarken, artarak pozitif olur. 20 ms^{-1} üzerinde F_v çok az değişir fakat τ artar böylece τF_v çarpımı bir maksimuma erişir ve sonra yavaşça azalmaya başlar. Sonuç olarak, sürtünme direnci V^2 terimi her zaman $S_w \times C_F$ çarpımından daha büyük olduğundan hız aralığı boyunca sürekli artar. Burada bahsi geçen literatürdeki tekneler için 20 ms^{-1} üzerinde toplam direncin en büyük bileşeni sürtünme direncidir. Bununla beraber sürtünme direncinin artışındaki nispet deplasman tekneleri için olandan daha azdır, çünkü artan ıslak yüzey alanı azaltır.

4.2 Tam Kayma Halinin Tanımı

$F_h \ll F_p$ olduğu zamanki hızlara ulaşıldığında şimdiye kadar teknenin tam kayma rejimine girdiği düşünülmüştür. Fakat tekne bir miktar batmış olur. Böylece $l_w \neq 0$ ve bu yüzden $F_h \neq 0$ olur. Tam kaymanın bu tanımı henüz belirli değildir. Örnek olarak Newton' da tam kayma tanımının R_T/w eğrisinin artışı azalırken ve trim bir maksimuma eriştiği zaman tanımlandığını ifade eder. Bu tam belirli olmayan tanımla Şekil 4.1' de görülen verilerden tam kayma hareketinin $V 14 \text{ ms}^{-1}$ 'de başladığı görülür. Diğer yandan Mandel, statik hacim kuvvetinin

haricinde tamamı ile dinamik kuvvetlerin etkisindeki bir teknenin tam kayma halinde olduğu düşünür. Clement ve Pope bunun $Fr \nabla \geq 3.5$ olduğu zaman vuku bulduğunu kabul eder. (Bishop, 1982)

Şekil 4.1' deki sonuçlardan bu kriterin R_T/W eğrisinin üst seviyelerinde $V \geq 20 \text{ms}^{-1}$ için uyguladığı sonucuna varılır. Bu tanım Mandel tarafından teklif edilene benzerdir, fakat teknenin hacim kuvvetleri tarafından her zaman dengelendiği bilinmektedir. Öyle ise (yalnızca dizayn datalarını doğru olarak kullanabilmek amacı ile) tam kaymanın başlangıcı için bilinmeyen bir kriter olarak alınabilen $F_H \text{ Cost} / W (=F_H / W \text{ küçük } \tau \text{ için})$ nın büyüklüğü ne olmalıdır? Eğer F_H / W çok küçük olursa, tekne serbest su yüzeyini yalayarak ilerler; yarış teknelerinde olduğu gibi . Teknenin rüzgar veya yüzey dalgaları sağanağı ile karşı karşıya kalacağı düşünülürse tekne tamamen sudan çıkabilir ve kısa bir an için tekne aerodinamik kuvvetler tarafından desteklenir. Bu durum sık sık tekrarlanırsa Yunuslama hareketi (porpoising) olur. Seyir son derece rahatsızdır ve kontrol da zayıflar. Teknede olan hasarlar artabilir, bazı teknelerin bu şekilde kırıldığı literatürde verilmiştir. F_H/w ve F_V/w 'nin değerleri Şekil 4.1'den elde edilebilir. Endüklenmiş direnç/ağırlık oranı ($\tau F_V/w$) eğrisi ve trim açısı τ $20\text{-}25 \text{ms}^{-1}$ ' de yaklaşık $0.75 w$ ' ye, 15ms^{-1} ' de yaklaşık $0.5 w$ olarak F_V ' nin değerlerini verir. Hidrostatik kuvvetlerin düşey bileşeni bu yüzden aynı hız aralığı üzerinde 0.5 ve $0.25 w$ arasında değişmek zorunda kalır. (Sevk kuvvetinin bileşenleri ihmal edilmiştir.) Newton, bahsi geçen tekne için V , 25ms^{-1} ' den daha büyük olduğu zaman yunuslamanın meydana geleceğini iddia eder. F_V ' nin pratikteki maksimum değerinin $0.75 w$ olduğu görülür ve bu değer 20ms^{-1} ' de gerçekleşir.

Du Cane' nin hesapları bir derece daha küçük tekneler (boy/genişlik oranı 5.5) için 21ms^{-1} ' lik dizayn hızında dinamik kuvvetin $F_V \cong 0.5 w$ olduğunu gösterir.

4.3 Kayıcı Teknelerde Kararsız Hareketler

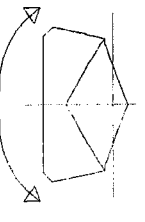
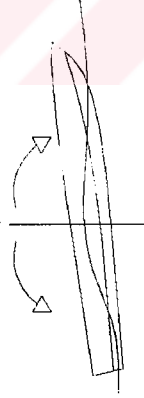
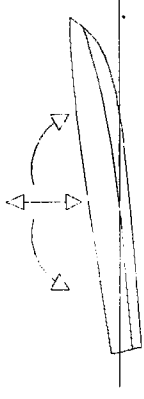
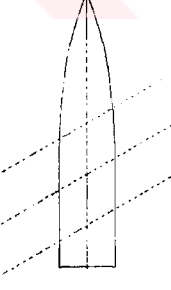
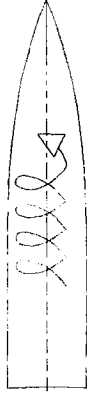
Kayıcı tekne terimi daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi yüzme kuvveti yerine dinamik kuvvetler tarafından desteklenen stabil tekneler için kullanılmaktadır. Böyle bir destek, boy / en oranlarına bağlı olmakla beraber, genellikle 1.5 – 2.5 arası Froude sayılarına ulaşıldığında yeterli ölçüde oluşmaya başlar. Bu kayma bölgesinin üstündeki değerlerde teknenin karina yüzeyinde oluşan hidrodinamik basınç alanı tekneyi suyun yüzeyine doğru iter. Böylece ıslak alan ve dalga yapıcı direncin azalmasıyla toplam direnç de azalır.

Tekne üzerindeki muhtemel dinamik kuvvetler tarafından sağlanan yüksek süratli operasyon modeli doğal olarak deplasman teknelerine oranla farklı stabilite davranışları yaratacaktır. Öncelikle süratin artmasıyla birlikte yalpa kararlılığında sık sık değişimler gözlenir. Bu da bahse konu süratte teknenin büyük açılarda aşağı düşme ile karşılaşmasına neden olmaya yeterlidir. Osilasyonel davranışları kapsayan “chinewalking” (yalpa osilasyonu), yunuslama ve “fishtailing” (pruvada osilasyonel kayma) gibi başka fenomenler de test edilmiştir. Aşağıdaki şekil bu fenomenler üzerine genel bir bakış vermektedir. (Balsamo vd., 2001)

Çok yüksek süratlerde meydana gelen aerodinamik etkiler başın kıçtan daha yükseğe kalkmasına neden olacak kadar etkili olabilirler. Deniz şartlarında yapılan araştırmalar daha yüksek süratlerde oluşan bu etkilerin deplasman teknelerinden daha büyük problemlere sebep olduğunu göstermektedir.

Yüksek süratlerde üç eksen de oluşan hareketler birleşerek çok kompleks davranışlar oluştururlar. Araştırmalar göstermiştir ki; bu davranış tarzı baş taraf altında oluşan alışılmamış basınç dağılımının bir neticesidir. Üç eksenin her birinde oluşan stabilite değişimleri birbirlerinden bağımsız ele alınmamalıdır. (Blake vd., 2001)

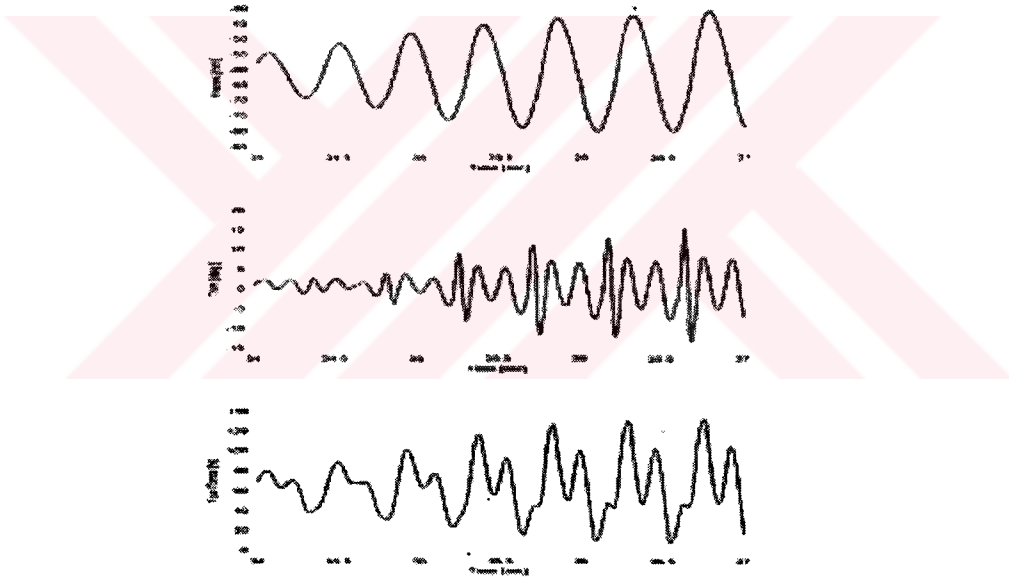
Burada anlatılan kayıcı teknelerle ait kararsız hareket arasından yunuslama olarak adlandırılan, teknenin baş – kıç yapma ve dalıp çıkma hareketlerinin birleşiminden doğan, kompleks hareket bir sonraki bölümde detaylı olarak ele alınacaktır.

Artan Froude Sayıları			Hidrostatik Kuvvetler			Hidrodinamik Kuvvetler		
Deplasman Tekneleri			Yarı Kayıcı Tekneler			Kayıcı Tekneler		
ENİNE	$GM_T \leq 0$	Dalga etkisiyle GM_T 'nin kaybı 	Osilasyonel olmayan yalpa kararsızlığı (sabit yalpa açısı) 	Dinamik yalpa osilasyonu "chinewalking" 				
BOYUNA	$GM_L \leq 0$	Dalga etkisiyle GM_L 'nin kaybı 	Trim kararsızlığı sonucunda başın suya gömülmesi (osilasyonel değil) 	Yunuslama. Dinamik baş-kıç, dalıp çıkma osilasyonu 				
KOMBİNE	$GM_T \leq 0$ $GM_L \leq 0$	Kombine dalga etkisi 	Başın suya gömülmesi (osilasyonel değil) 	Spiral osilasyon. Baş-kıç, yalpa ve pruvada osilasyonel kayma. 				

Şekil 4.2 Kayıcı teknelerde gözlenen kararsızlıklar

1950’li yıllarda bir model serisi üzerinde yapılan testler göstermiştir ki; hareketlerin başlangıcı trim açısına, LCG’nin pozisyonuna, sürate ve kalkım açısına bağlıdır. Yıllar boyunca yapılan çeşitli çalışmalarda araştırmacılar tekne üzerinde oluşan kuvvetler, momentler ve ek su kütlesinin etkisini de dikkate alarak yaptıkları incelemelerde kararsız hareketlerin trim açısına bağlı olduğu sonucunda hem fikirdirler. Bir tekne üzerinde yapılan deneyler göstermiştir ki; trim açısı belli bir kritik değerin üstüne çıktığında tekne, boyuna kararsızlık göstermeye başlamaktadır. (Thorhill vd. 2000)

Thorhill vd’ne (2000) göre yunuslama başlangıcı ancak trim, yalpa ve çekme kuvvetlerinin zaman grafiklerinin incelenmesi ile tespit edilebilir. Model yunuslamaya başladığı esnada yalpa hareketi zaman diyagramı, artan genlikte simetrik harmonik eğriler göstermektedir. Trim ve çekme kuvveti zaman eğrileri daha karmaşıktır.



Şekil 4.3 Kayıcı tekne modeline ait dalıp–çıkma, trim ve çekme kuvvetleri zaman diyagramları (Thornhill vd. 2000)

5. YUNUSLAMA HAREKETİ

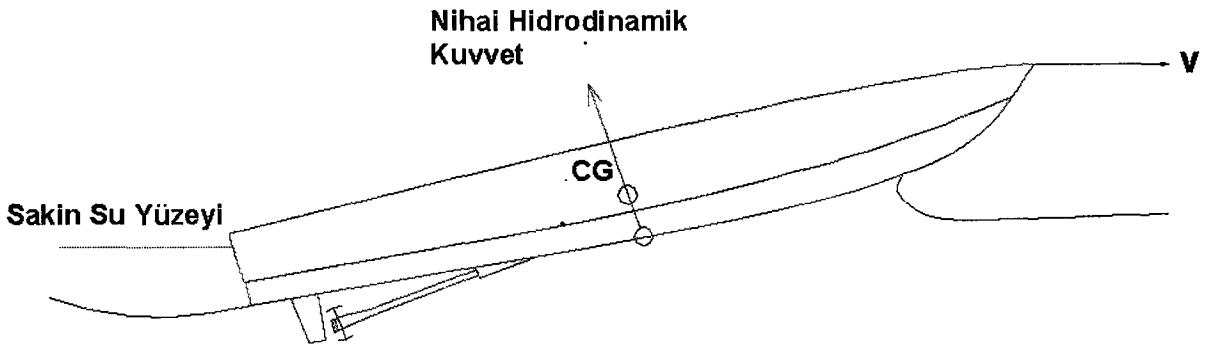
5.1 Yunuslamanın Tanımı

Kayma durumundaki bir kayıcı form; yüzeyin veya form altındaki dalganın, karinadaki basınç dağılımının, basınç merkezinin ileri ve geri pozisyonunun, ağırlık merkezinin boyuna yerinin, boyuna atalet momentinin ve bunlarla ilgili sayısız faktörün bir fonksiyonudur. 3.Bölümde izah edilen tekne üzerine etki eden ana kuvvetlerin denge sistemini kısa süreli olarak yok edecek küçük bozuklukları gene tekne kendisi üretir. Örneğin; eğer karinadaki etki kuvveti ağırlık merkezinin önüne veya gerisine geçerse, tekne yukarı aşağı zıplar. Bu hareket yükselme ve düşme ile ifade edilebilir ve kendinden kaynaklı dairesel bir osilasyona neden olan bu hareket yunuslama olarak bilinir. (DuCane, 1974)



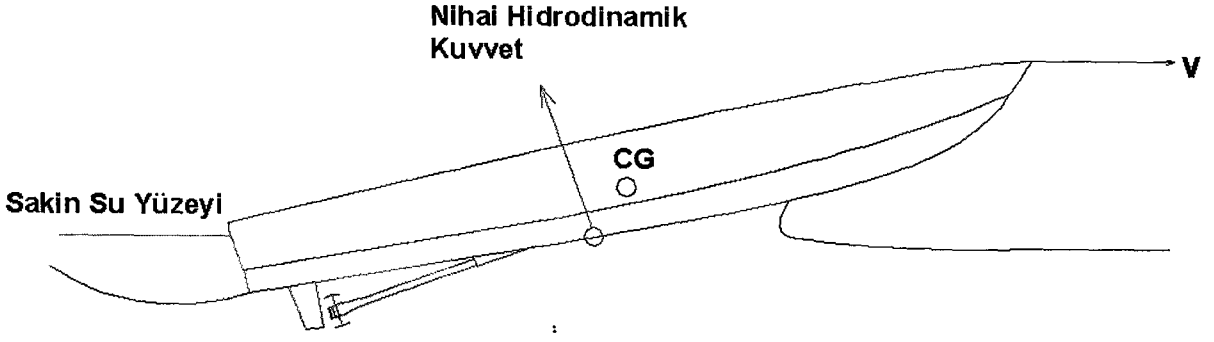
Şekil 5.1a Yunuslama kararsız hareketi

(Baş bodoslama altına giren su başı kaldırarak nihai hidrostatik kuvvetin ileri doğru hareket etmesine ve dolayısıyla başı kaldıracak yönde bir trim momenti oluşmasına neden olur.)



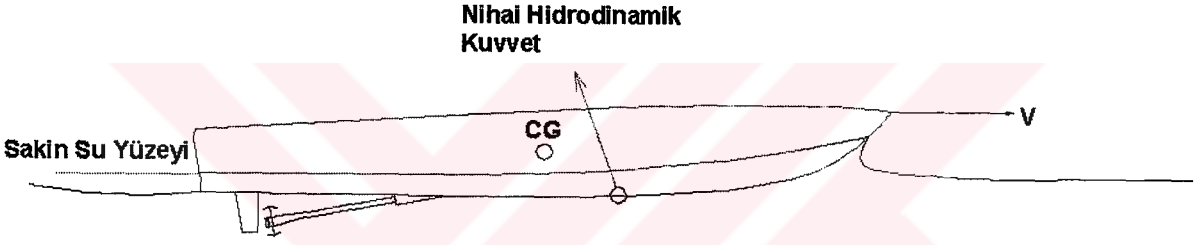
Şekil 5.1b Yunuslama kararsız hareketi

(Ağırlık merkezi ve kuvvet hattı aynı doğrultudadır. Tüm tekne yukarı doğru itilir ancak nihai kuvvetin kıça doğru hareketi devam etmektedir.)



Şekil 5.1c Yunuslama kararsız hareketi

(Nihai kuvvet hattı ağırlık merkezinin kıçına kaymış ve kıç kaldırma yönünde moment yaratmıştır.)



Şekil 5.1d Yunuslama kararsız hareketi

(Kıçın kalkmasıyla nihai hidrodinamik kuvvet hattı tekrar başa doğru ilerler ve tüm çevrimin tekrar başlamasına neden olur.)

Şimdi bu ifadeyi biraz daha açalım. Kayıcı teknenin ön kısmını kaldıran bodoslama altındaki dalga formunda küçük bir bozulma olduğunu varsayalım. Bu su ile temas eden alanın büyümesine ve dolayısıyla $+\Delta p$ basınç dağılımının oluşmasına ve karinadaki etki kuvvetinin ağırlık merkezinin önüne doğru hareket etmesine neden olacaktır. Bu durum Şekil 5.1a' da şematik olarak gösterilmiştir. Bodoslama yükseldiğinde ve su ile temas eden alan geriye kaydığında $+\Delta p$ basınç alanı ve etki kuvveti de onunla beraber ağırlık merkezine kadar geriler. Şekil 5.1b. Eğer bütün hareket bu kadar olsaydı problem oluşmazdı. Ancak, teknenin başı halen yükseldiğinden, su temas alanı kıçta kaymakta ve etki kuvveti de onunla beraber hareket etmektedir. Şekil 5.1c' de gösterildiği gibi bu kuvvet hattının ağırlık merkezinin arkasına kayması kıçı kaldırıp başı aşağı indirecek bir moment yaratır. Bu zamana kadar bozulmuş dalga teknenin kıçından karinayı terk etmiştir ve tekne bir bütün olarak su yüzeyine

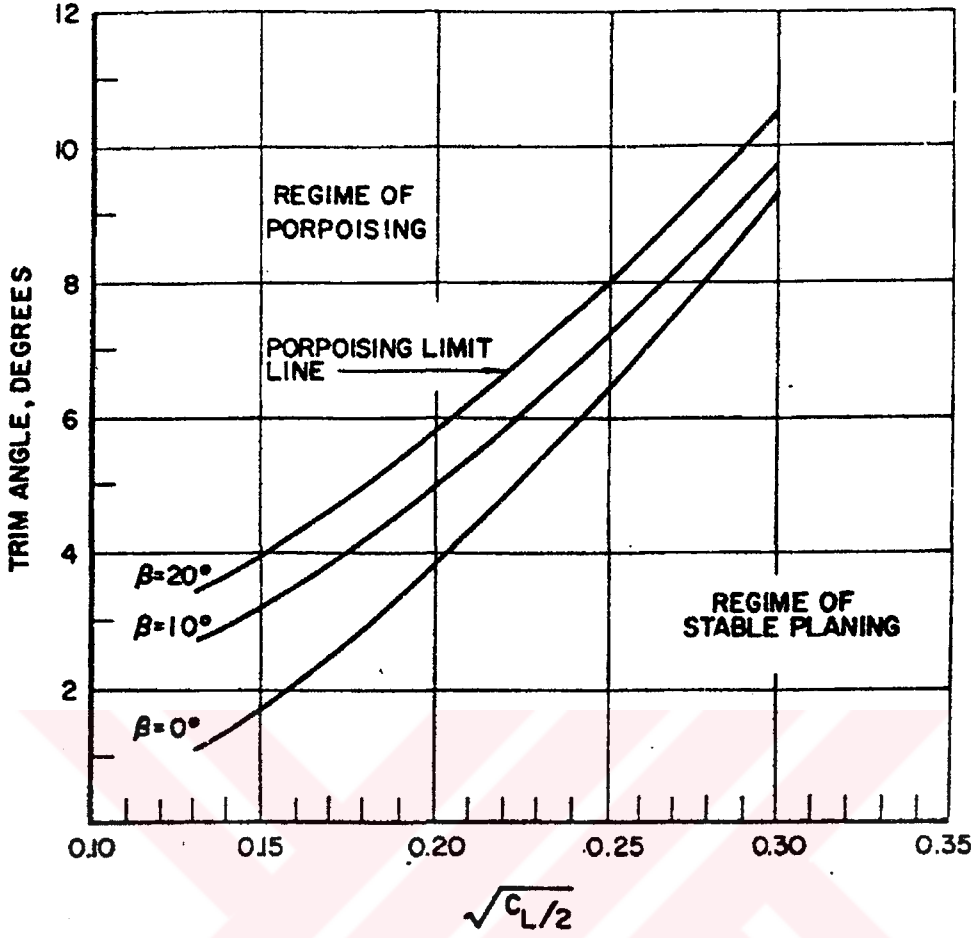
doğru düşmeye başlamıştır. Aynı zamanda aşağı yönde baş – kık yapmaktadır. Şekil 5.1d’de görüldüğü üzere neredeyse tam boyla suya girer ve yukarı yönlü etki kuvveti tekrar ağırlık merkezinin önüne geçer. Böylece tüm yunuslama saykılı tekrar yeniden başlar. En iyi şartlar altında yunuslama hareketi kesinlikle rahatsız edicidir. En kötü durum düşünüldüğünde ise bütün tekne gövdesinin parçalanması ve bir facia ile sona ermesi olasılığı vardır.

Daha teknik bir ifade ile yunuslama; sakin su yüzeyinde kayma durumunda ortaya çıkan, teknenin kendinden yarattığı ve giderek artan genlikte oluşan, baş – kık yapma ve dalıp – çıkma hareketlerinin kombine osilasyonları olarak tanımlanabilir. (Bishop, 1982) Yüksek süratli kayıcı teknelere has bir durum olan bu olay, hareketlerin daha büyük boyutlara ulaşması ve tüm teknenin suyun dışına fırlatıldığı durumlarda yapısal hasarlara neden olabilir. Düşük trim açılarında yunuslama meydana gelmesi durumunda, başın suya dalmasına sebep olarak, baş taraftan teknenin suya gömülmesine ve batmasına sebep olabilir. Bu boyuna kararsızlık bu güne kadar oluşan bir çok ciddi kazanın sebebi olmasının yanısıra gizemli bir fenomen olmuştur. Sürati düzenli olarak artan günümüz kayıcı tekneleri dizaynında yunuslama büyük bir problem haline gelmiştir.

5.2 Yunuslamanın Tespiti

Yunuslama konusunda yapılan çalışmalar göstermiştir ki; yunuslama başlangıcının tanımlanmasında kayma katsayısı C_L ve trim açısı τ arasında özel bir ilişki vardır. Şekil 5.2 0° , 10° ve 20° kalkım açılı prizmatik kayıcı yüzeyler için bu ilişkilerin grafiksel gösterimidir. Limit eğrilerinin altında kalan τ ve C_L kombinasyonları stabil operasyonu ifade eder iken eğrinin üstünde kalan bölge yunuslama oluşumunu ifade eder.

Yüksüz bir tekneyi veya yüksek kayma süratlerini gösteren kaldırma katsayısının azalması durumunda stabilite için gerekli trim limitinin de azaldığı kolaylıkla gözlenebilir. Kalkım açısını yükseltmenin etkisi ise yunuslama başlangıcından önce trim açısını yükseltmektir. Her durumda eğer bir tekne belirlenen yük ve sürat şartlarında yunuslama yaratıyorsa, yunuslamadan kaçınmak için kural trim açısını azaltmaktır.



Şekil 5.2 Yunuslama limitleri (Savitsky, 1964)

Trim açısının azaltılması çeşitli yollardan sağlanabilir. Ağırlık merkezinin boyuna yerini ileri doğru hareket ettirmek bir metottur. Eğer botun boyutları değiştirilemiyorsa kıça karına boyunca eklenecek küçük bir kama formu takıntı yüzeyi ile sadece ilave dirençte küçük bir artışla çalışma trimi düşürülecektir. Bu noktada, minimum direnci sağlayacak trim açısı ile yunuslamayı önleyecek trim beklentileri karşılaştırılmalıdır. Şekil 5.2'deki yunuslama limitleri, yüksek süratli bir teknenin stabil operasyonunu sağlamak için 1 – 2 derece gibi düşük trim açılarını gerektirir. Bunun sonucu olarak yunuslama koşulları nedeniyle tekneyi drencin oldukça yüksek olduğu düşük trim açılarında işletmek gereklidir. Tekne kalkım açısının yükseltilmesi bu durumu kolaylaştırır. Şöyle ki; kalkım açısının yükselmesiyle birlikte yunuslamayı önlemek için gerekli olan trim açısı da yükselir. Bunun sonucu olarak, kalkım açısının yükseltilmesi minimum direnç – kaldırma oranlarını gerçekleştirmeye daha yakın trim açılarında operasyon için bir kayıcı yüzeyi uygun hale getirecektir.

Yunuslama limitlerinin teknenin baş – kıç atalet momentlerine bağımlı olmadığı unutulmamalıdır. Locke tarafından yapılan atalet momentinin tatminkar miktarlarda artırıldığı ve azaltıldığı deneysel çalışmalarda, bu değişimin yunuslama oluşum sınırında ihmal edilebilecek bir etkisi olduğu tespit edilmiştir. Atalet momentindeki değişimin yalnızca osilasyon frekansını değiştirdiği gözlenmiştir. Düşük atalet değerlerinde yükselen yunuslama osilasyon frekansına, büyük atalet değerlerinde ise daha düşük frekans değerlerine ulaşıldığı tespit edilmiştir.

5.3 Yunuslama Analizi

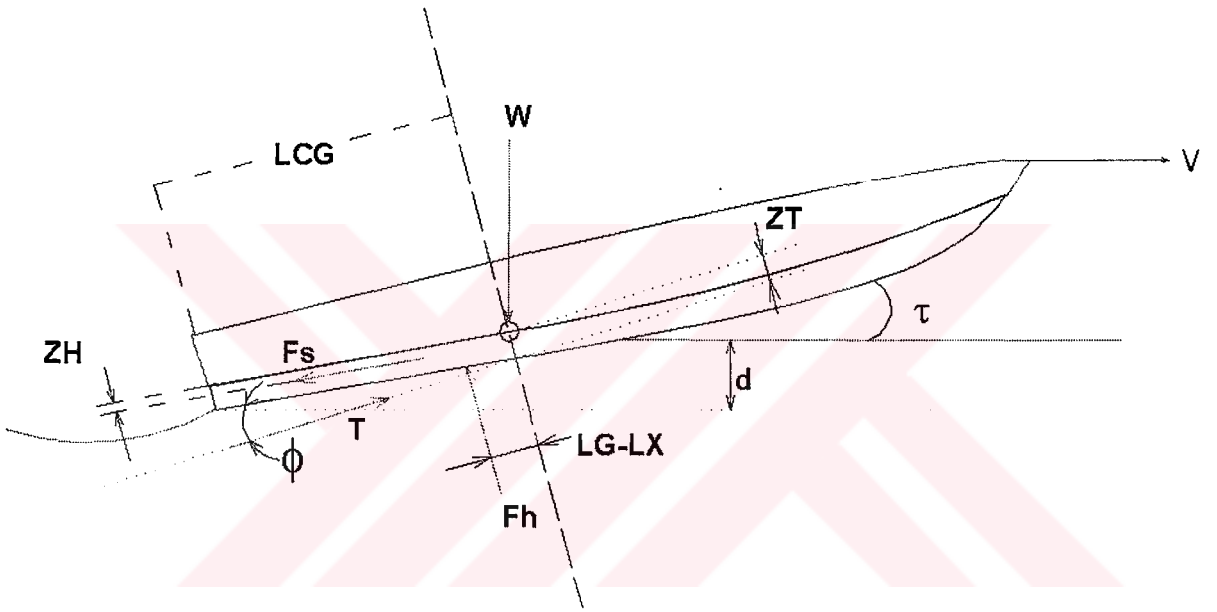
1950' de Murray tarafından mevcut koşullar altında eldeki veriler ile direncin tahmini için sayısal bir prosedür hazırlanmıştır. Tekne üzerindeki kaldırma ve baş – kıç momentlerine pervanenin etkisi çözümlenemediğinden stabilite limitleri tanımlanmamıştır. Peter du Cane tarafından başlangıç kayma denklemlerine dayanan ve bu yüzden Murray tarafından yapılabilecek bir hesaplama prosedürü hazırlamıştır. 1959 gelindiğinde ise Clement ve Pope yüksek süratlerdeki kayıcı teknenin direncinin belirlenmesi için bir seri grafik oluşturmuşlardır. Bu araştırmacılar tarafından kullanılan kaldırma ve moment denklemleri Shuford tarafından geliştirilmiş olup kaldırma kuvvetlerinin ihmal edilebilir olduğu hız katsayısı $C_v > 10$ olduğu durumlara uygulanabilmektedir. (Bishop, 1982)

Bir çok kayıcı yüzeyler yüzme kuvvetinin kaldırma kuvvetine etkisinin önemli olduğu daha düşük hız katsayılarında çalışırlar. 1963 yılında Koelbel yeni Davidson Laboratuvarı kayma bağlantılarını kullanarak, pervane itmesinin kaldırma ve baş – kıç momentleri üzerindeki etkisinin ihmal edildiği ve viskoz direnç komponentinin ağırlık merkezinden geçtiği kayıcı teknelerin güç gereksinimlerinin tahmini için basit bir grafiksel prosedür geliştirmiştir. Özel tekne dizaynları arasında mükemmel dizayn değerleri sağlayan kayıcı tekne serilerine ait test sonuçları literatürü mevcuttur. Bu serilere ait veriler, serilerde kullanılmış tekne formlarına benzer geometri, yükleme ve operasyon şartlarına ait yeni dizaynların performans tahminlerini hesaplamakta kullanılabilir.

Bu bölümde açıklanacak performans analiz metodu, test edilmiş seriler arasında olsun ya da olması prizmatik bir kayıcı teknenin performansının tahmini için kullanılabilir. Sayısal metot, verilen çalışma sürati, yükleme ve ağırlık merkezi değerlerinde teknenin eşitlik şartlarını sağlamak için kayıcı tekne üzerine etki eden kuvvetler, bu kuvvetlerin tekne

üzerindeki yerleri, yatay – dikey kuvvetler ve momentlere ait denge sistemini tekrarlamaya gerek yoktur. Ancak tekne üzerindeki kuvvetleri gösterebilmek amacıyla aşağıdaki şekil tekrar verilmiştir (Şekil 5.3a).

Bir kayıcı tekne dizaynında W , Z_H , b , ϕ , LCG , Z_T ve β değerleri başlangıçta belirlenebilir. Artık denge denklemlerindeki bilinmeyenler; kaldırma, direnç ve basınç merkezi için kullanılan kayma fomülleri ile birlikte oluşturulacak bir dizi eşitliğin sonucu ile tanımlanabilir. Bunda sonraki kısımda Savitsky tarafından hazırlanan ve kayma halindeki kuvvetlerin eşitliği ilkesine dayanan hesaplama sayısal olarak yapılacaktır.



Şekil 5.3a Kayıcı tekne üzerindeki mesafeler

Tekne geometrisi ve yükleme durumlarının bilindiği ve böylece trim açısı, ıslak boy, güç ihtiyaçları ve belirli bir dizayn sürati ölçeğinde yunuslama stabilitesinin ölçümünün bilindiği varsayılmıştır. Özellikle aşağıdaki başlangıç değerlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Teknenin boyutları ve hatları (β , b)

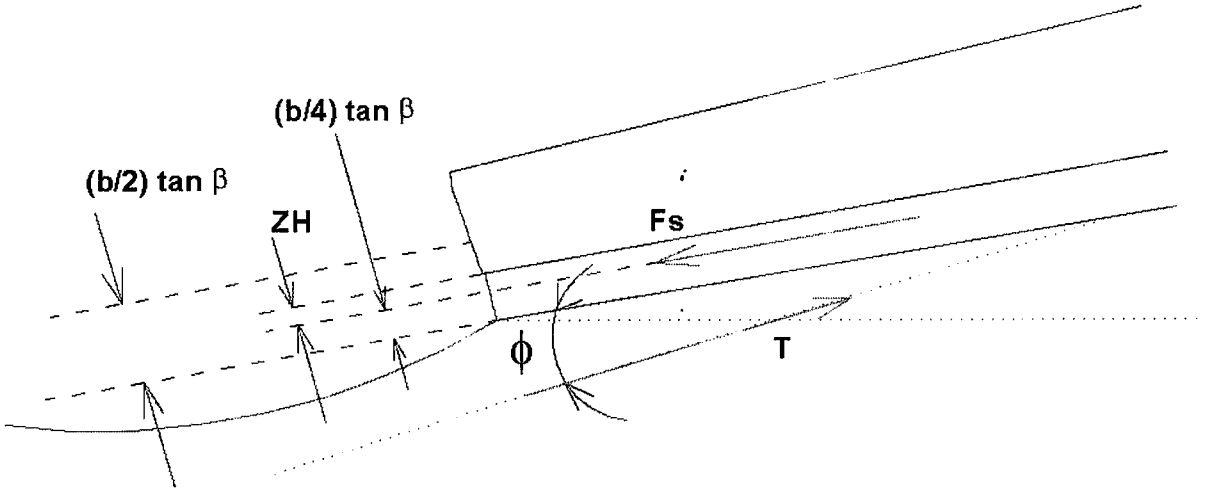
Teknenin ağırlığı (W)

Pervane şaftının yeri (Z_T , ϕ)

Ağılık merkezinin ve kuvvetlerin yerleri (LCG , Z_H , l_G , l_X)

Teknenin hızı (V)

⋮



Şekil 5.3b Kayıcı tekne üzerindeki mesafeler

Tüm bu hesaplamalar sonrasında ulaşılabilen istenen değerler ise şöyle sıralanabilir;

- Çalışma trim açısı (τ)
- Islak boy (L_w, L_c)
- Toplam Direnç (R_T)
- Omurganın draft değeri (d)
- Güç (EHP)
- Yunuslama Stabilité Limiti

Sayısal çözümlemede uygulanacak olan prosedür, her bir sürat için birkaç trim açısı değeri belirlemek ve her bir trim değeri için aşağıdaki eşitliği sağlayacak değerleri hesaplamaktır. (Savitsky, 1964)

$$\Delta \left\{ \frac{[1 - \sin \tau \sin(\tau + \phi)](l_G - l_X)}{\cos \tau} - Z_T \sin \tau \right\} + F_s(Z_H - Z_T) = 0 \quad (5.1)$$

Sayısal çözümlemenin yapıldığı bir sonraki bölümde yapılacak işlem, her bir trim açısı için yukarıda verilen denklemi gerçekleştirerek buradan elde edilecek negatif ve pozitif değerler arasında yapılacak interpolasyon ile denklem değerinin sıfır olmasını sağlayan trim açısını

bulmaktır. Tespit edilen bu trim açısı kullanılarak ıslak alan, direnç ve güç ihtiyaçları gibi değerler hesaplanabilir.

Ayrıca yapılan bu hesaplama, aynı zamanda kayıcı teknenin yunuslama stabilitesinin tespit edilmesi için de bir prosedürü gerçekler. Şekil 5.2’de verilen eğriden, $(C_L / 2)^{1/2}$ oranı, verilen kalkım açısı için yunuslama stabilite eğrisinde değerlendirilebilir. Eğer bu eğrilerden tespit edilen trim açısı yapılan sayısal hesaplamalar neticesinde bulunan denge durumundaki trim açısından büyük ise kayıcı tekne stabil olacaktır.

Bir çok tekne dizaynında şaft ekseni omurga hattına nerede ise paraleldir. Bu durumda $\phi = 0$ değerini alır ve 4.1 no’lu denklem aşağıdaki şekilde basitleşir.

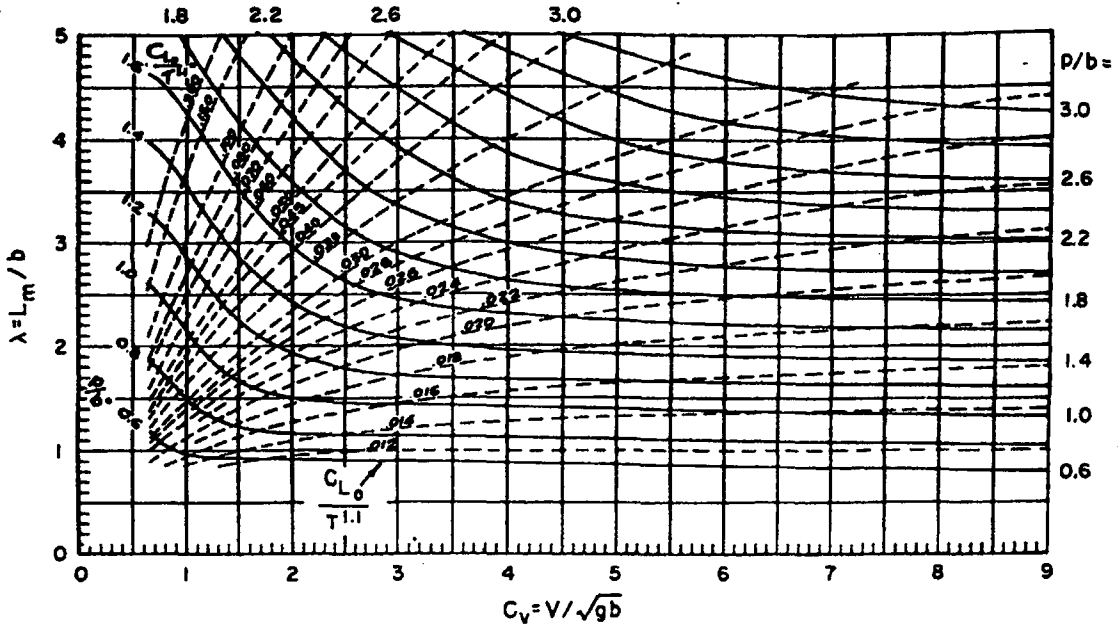
$$\Delta[(l_G - l_X) \cos \tau - b \sin \tau] + F_S(Z_H - Z_T) = 0 \quad (5.2)$$

İtme kuvvetinin ekseni ve viskoz kuvvetinin teknenin ağırlık merkezinden etkidiği durum ise en kolay hesaplama prosedürünü oluşturur. Bu durumda Z_H , Z_T , $(l_G - l_X)$ ve ϕ değerlerinin sıfıra eşit olduğu var sayılır Bu hal Murray, Clement ve Koelbel tarafından analiz edilmiştir. Aynı denge eşitlikleri düşünüldüğünde,

$$F_H = \Delta \cos \tau$$

$$\lambda C_p b = LCG$$

Bu iki ifade $Z_H = Z_T = (l_G - l_X) = \phi = 0$ durumundaki eşitlik şartlarını gerçekler. Diğer iki duruma kıyasla oldukça basit olan bu durumda ampirik formüllerin kullanılması neticesinde kaldırma kuvveti, ıslak alan ve basınç merkezi değerleri tek bir grafik üzerinde gösterilebilir. Koelbel böyle bir nomogram geliştirilmiştir (Şekil 5.4).



Δ	= 60.000 lb
LCG	= 29.0 ft
VCG	= 2.0 ft
b	= 14.0 ft
β	= 10° (ortalama)
V	= 40 knts. x 1.6889 = 67.5 ft/sec
Z_H	= 1.39 ft (F_S ile CG arasındaki mesafe)
Z_T	= 0.50 ft (İtme kuvveti ile CG arasındaki dikey mesafe)
ϕ	= 4° (itme kuvveti ile omurga hattı arasındaki açı)

Yapılacak tüm işlemler sonrasında elde edilmek istenenler ise güç ihtiyaçları ve yunuslama limitinin tespiti.

Kayma katsayılarının hesabı :

$$\text{Hız Katsayısı } C_v = \frac{V}{\sqrt{gb}} = \frac{40 \times 1.69}{\sqrt{32.2 \times 14}} = 3.18 \quad (5.3)$$

Kaldırma Katsayısının hesabında ise iki farklı katsayı ile karşılaşılmaktadır. Bunlar:

C_{L0} : 0 derece kalkım açısına sahip düz levha yüzeyinin kaldırma katsayısı

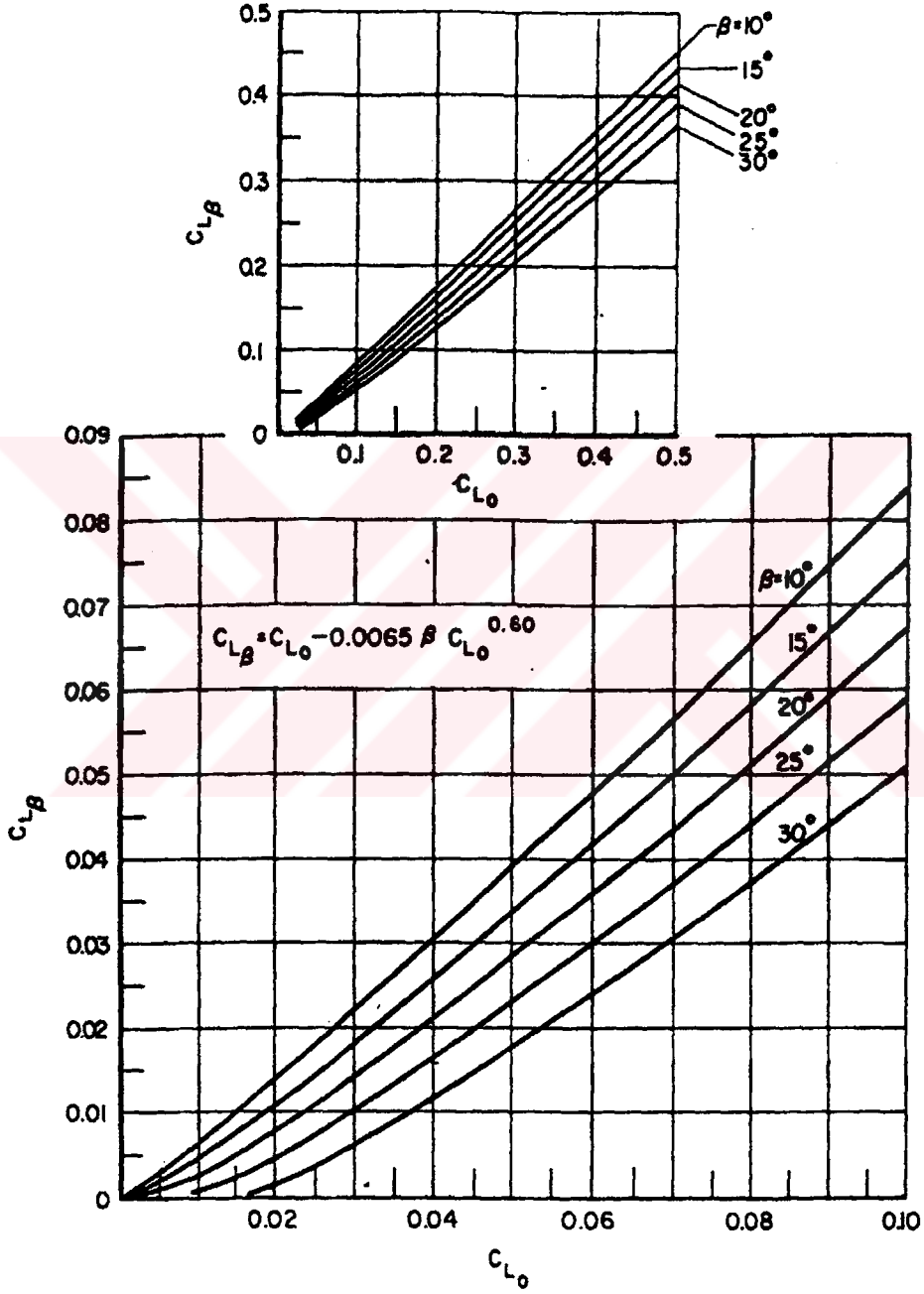
$C_{L\beta}$: β kalkım açısına sahip kayıcı yüzeyin kaldırma katsayısı

Bu iki katsayı arasında ise aşağıdaki ampirik bağıntı mevcuttur

$$C_{L\beta} = C_{L0} - 0.0065 \beta C_{L0}^{0.60} \quad (5.4)$$

$$C_{L\beta} = \frac{\Delta}{\frac{1}{2} \rho V^2 b^2} = \frac{60000}{\frac{1}{2} \times 1.94 \times 67.5^2 \times 14^2} = 0.069 \quad (5.5)$$

Bu aşamada C_{L0} değerinin tespiti için iki ayrı yöntem mevcuttur. Bunların en pratigi, aşağıda verilen ve C_{L0} ile $C_{L\beta}$ arasındaki ilişkiyi kalkım açlarına bağlı olarak gösteren grafiğin kullanılmasıdır.



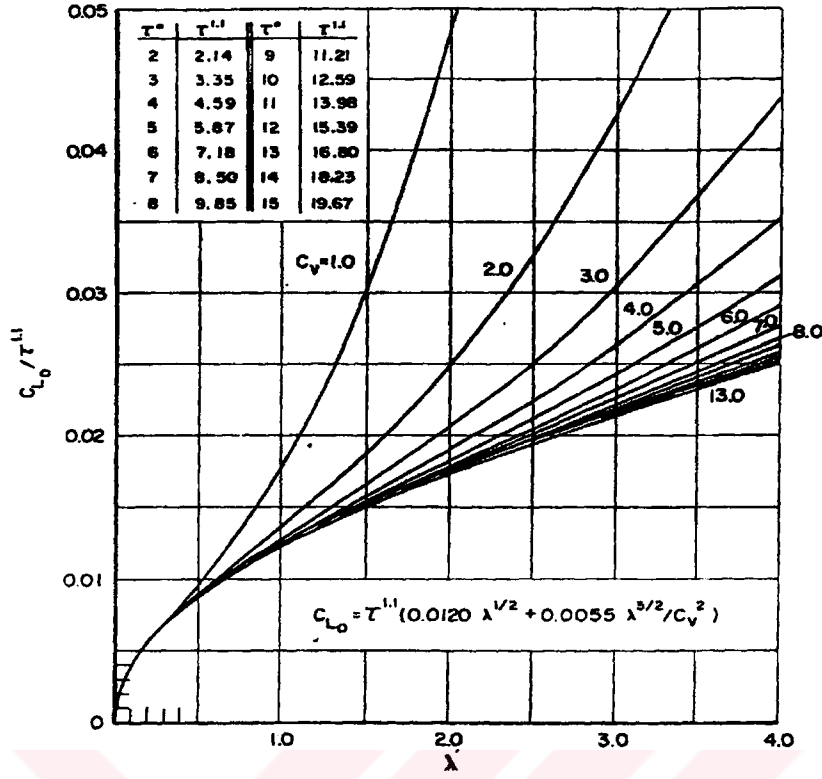
Şekil 5.5 Kalkım açısına göre C_{L0} ve $C_{L\beta}$ arasındaki ilişki (Savitsky, 1964)

$$\left. \begin{array}{l} C_{L\beta} = 0.069 \\ \beta = 10^\circ \end{array} \right\} \text{ grafikten } C_{Lo} = 0.085 \text{ değeri okunur.}$$

Diğer bir metot olarak kurulacak basit bir basic döngüsü vasıtasıyla $C_{L\beta}$ denklemi kullanılmak suretiyle C_{Lo} değeri tam olarak hesaplanabilir. Bir sonraki kısımda verilecek PLANC programı bu hesaplama sonucunda $C_{L\beta} = 0.069286$ değerine karşılık $C_{Lo} = 0.08400085$ sonucunu hesaplamaktadır.

Savitsky tarafından numaralandırılmış olan bu işlemler, sonuçta denge denkleminin hesaplanmasında ihtiyaç duyulacak değerleri kapsamaktadır. Bu nedenle bu çalışmada da aynı numaralandırma sistemi kullanılmıştır.

1. İşlem : $\tau^{1.1}$ hesaplaması için trim değerlerinin derece cinsinden 1.1'inci kuvvetleri alınmıştır. Her trim açısı için karşılık gelen satıra yazılır.
2. İşlem : C_{Lo} değeri yukarıda açıklanan yöntemlerin herhangi biri ile hesaplanır. Trim açısından bağımsız olduğundan tüm trim değerleri için sabittir.
3. İşlem : $C_{Lo} / \tau^{1.1}$ değeri, yani (2.işlem / 1.işlem) ifadesi her trim açısı için gerçekleşir.
4. İşlem : λ (ortalama ıslak boy – en oranı) hesabı için de iki ayrı yöntem mevcuttur. λ değeri 3.işlemden hesaplanan $C_{Lo} / \tau^{1.1}$ değeri ve başlangıçta hesaplanan hız katsayısı C_v değeri ile aşağıdaki grafiğe girilmek suretiyle her trim açısı için bulunabilir.

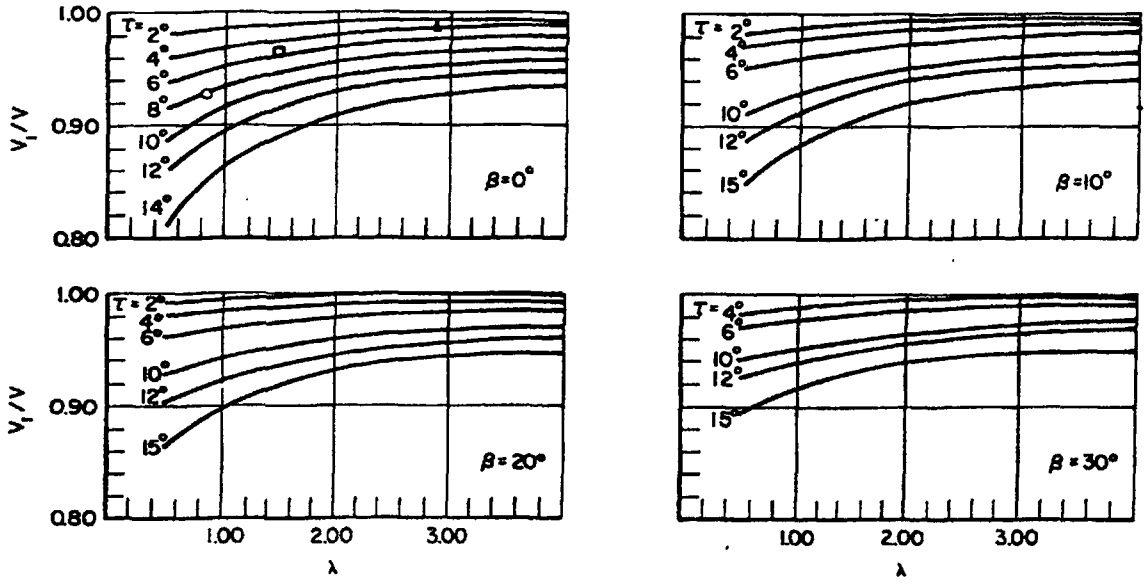


Şekil 5.6 C_V Değerlerine göre C_{L0} ve λ arasındaki ilişki (Savitsky, 1964)

Bu oldukça pratik bir yöntem olmakla birlikte yapılacak programlamalar için sayısal ifadeler ihtiyacı duyulmaktadır. Aşağıdaki ifadede C_{L0} , $\tau^{1.1}$ ve C_V değerleri daha önce hesaplanmış olduğundan λ değeri hesaplanabilmektedir.

$$C_{L0} = \tau^{1.1} \left(0.0120 \lambda^{1/2} + \frac{0.0055 \lambda^{5/2}}{C_V^2} \right) \quad (5.6)$$

5. İşlem : Kayıcı yüzeyin karinasındaki ortalama sürat V_1 'in hesabı için de diğer hesaplamalarda olduğu gibi iki farklı yöntem mevcuttur. Bunların ilki bir grafik olup daha önceki işlemlerde hesaplanmış olunan λ ve sürat değerleri ile girilmektedir. Her kalkım açısı için ayrı olan ve trim değerlerine ait ayrı ayrı eğrileri kapsayan bu grafikler (şekil 5.7) kullanılarak ortalama karina sürati hesaplanabilir.



Şekil 5.7 Trim açılarına göre V_1/V ile λ arasındaki ilişki (Savitsky, 1964)

Ayrıca aşağıdaki denklem kullanılmak suretiyle karina altındaki hız değeri hesaplanabilir.

$$V_1 = V \left(1 - \frac{0.0120 \tau^{1.1}}{\lambda^{1/2} \cos \tau} \right)^{1/2} f(\beta) \quad (5.7)$$

Bu işlem de her trim açısı için ayrı ayrı yapılacak olup hesaplanan değerler bir sonraki işlemde kullanılacaktır.

6. İşlem : Her trim açısına karşılık gelen Reynolds sayısının hesaplanması için hız değeri yerine bir önceki işlemde hesaplanan ortalama karina hızı kullanılacaktır.

$$Re = \frac{V_1 \lambda b}{\nu} \quad (5.8)$$

7. İşlem : Sürtünme direnci katsayısı C_F için Shoenherr tarafından verilen aşağıdaki ifade kullanılacaktır.

$$C_F = \frac{0.075}{(\log Re - 2)^2} \quad (5.9)$$

8. İşlem : ΔC_F (standart pürüzlülük) = 0.0004

9. İşlem : 7. ve 8. işlemlerin toplanması. ($C_F + \Delta C_F$)

10. İşlem : Viskoz direnç F_S ' nin hesabı için Savitsky tarafından verilen aşağıdaki ifade kullanılarak her trim açısı için viskoz direnç hesaplanır.

$$F_S = \frac{\rho V_1^2 (\lambda b^2) (C_f + \Delta C_f)}{2 \cos \beta} \quad (5.10)$$

11. İşlem : Her trim açısı için Tan (τ) değeri hesaplanır.

12. İşlem : Her trim açısı için Sin (τ) değeri hesaplanır.

13. İşlem : Her trim açısı için Cos (τ) değeri hesaplanır.

14. İşlem : Deplasman değeri lb cinsinden olmak suretiyle { $\Delta \tan (\tau)$ } değeri hesaplanır.

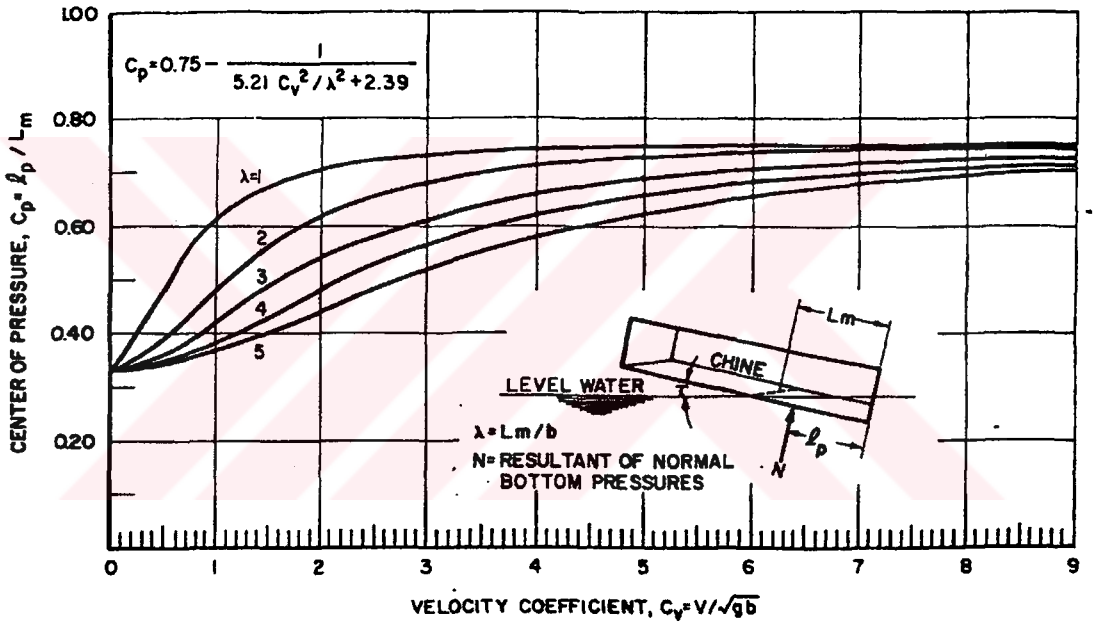
15. İşlem : Her trim açısı için (10.işlem / 13.işlem) değeri hesaplanır. Yani; $F_S / \cos (\tau)$

16. İşlem : Toplam direnç değeri aşağıdaki şekilde her trim açısı için hesaplanır. Buradaki denklem (14.işlem + 15.işlem) şeklinde uygulanabilir.

$$R_T = \Delta \tan (\tau) + \frac{F_S}{\cos \tau} \quad (5.11)$$

17. İşlem : Basınç merkezinin hesaplanması için grafiksel gösterim ve matematik ifade mevcuttur. Aşağıdaki grafik Savitsky tarafından verilen denklemin kullanılması ile elde edilmiş olup bu denklem de burada verilmiştir.

$$C_p = 0.75 - \frac{1}{\frac{5.21 C_v^2}{\lambda^2} + 2.39} \quad (5.12)$$



Şekil 5.8 λ değerlerine göre C_v ve C_p arasındaki ilişki (Savitsky, 1964)

18. İşlem : ($C_p \lambda b$) değeri her trim açısına ait değerler kullanılarak hesaplanır. Böylece F_H kuvvetinin etki merkezinin boyuna yeri hesaplanmış olur.
19. İşlem : Aşağıdaki denklem kullanılarak F_H kuvvetinin etki merkezi ve ağırlık merkezi (CG) arasındaki boyuna mesafe ($l_G - l_X$) hesaplanır.

$$(l_G - l_X) = LCG - (C_p \lambda b) \quad (5.13)$$

20. İşlem : Bundan sonra yapılacak tüm işlemler (5.1) denkleminin işlem basamaklarını kapsayacak şekilde planlanmıştır. Her trim açısında sabit olan aşağıdaki değer bu basamakta hesaplanır.

$$\left(\frac{b}{4}\right)Tan\beta \quad (5.14)$$

21. İşlem : Aşağıdaki denklem kullanılarak F_S kuvvetinin etki merkezi ve ağırlık merkezi (CG) arasındaki boyuna mesafe Z_H hesaplanır.

$$Z_H = VCG - \left(\frac{b}{4}\right)Tan\beta \quad (5.15)$$

22. İşlem : Her trim açısı için $\{ \sin(\tau + \phi) \}$ değeri hesaplanır.

23. İşlem : (4.1) denkleminin bir kısmını oluşturan aşağıdaki ifade her trim açısı için hesaplanır. Burada yapılan işlem şu şekilde de ifade edilebilir: $\{ 1 - (12.\text{işlem} \times 22.\text{işlem}) \}$

$$[1 - \sin\tau\sin(\tau + \phi)] \quad (5.16)$$

24. İşlem : (4.1) denkleminin diğer bir kısmını oluşturan aşağıdaki ifade her trim açısı için hesaplanır. Burada yapılan işlem şu şekilde de ifade edilebilir: $\{ 23.\text{işlem} \times (19.\text{işlem} / 13.\text{işlem}) \}$

$$[1 - \sin\tau\sin(\tau + \phi)] \left(\frac{c}{\cos\tau} \right) \quad (5.17)$$

25. İşlem : Her trim açısı için $\{ Z_T \sin(\tau) \}$ değeri hesaplanır.

26. İşlem : (4.1) denkleminin bir kısmını oluşturan aşağıdaki ifade her trim açısı için hesaplanır. Burada yapılan işlem şu şekilde de ifade edilebilir: (24.işlem - 25.işlem)

$$[1 - \sin \tau \sin(\tau + \phi)] \left(\frac{c}{\cos \tau} \right) - f \sin \tau \quad (5.18)$$

27. İşlem : Her trim açısı için ($\Delta \times$ 26.işlem) değeri hesaplanır.

28. İşlem : Her trim açısı için ($Z_H - Z_T$) değeri hesaplanır.

29. İşlem : (4.1) denkleminde kullanılmak üzere her trim açısı için $\{F_S (Z_H - Z_T)\}$ değeri hesaplanır. Burada yapılan işlem şu şekilde ifade edilebilir : (10.işlem $\times$ 28.işlem)

30. İşlem : Artık (4.1) denkleminin hesaplanabilmesi için ihtiyaç duyulan tüm ara işlemler yapılmış ve her trim açısına karşılık gelen değerler yazılmıştır. Bu aşamada hesaplanan değerler denklemdaki yerlerine yazılarak her trim açısında kayıcı tekne üzerinde oluşacak moment değerleri bulunabilir. Burada yapılan işlem şu şekilde de ifade edilebilir: (27.işlem + 29.işlem)

Kayıcı tekne tam kayma halinde iken tüm dikey ve yatay kuvvetlerin yanında baş kış yapma momentinin de dengede olması gereklidir. Bu durum kayıcı teknenin stabil operasyon yapabilmesinin bir gereğidir. Yapılan işlemler neticesinde her trim açısına karşılık gelen baş kış yapma momenti değeri, teknenin denge şartları altındaki çalışma durumunda sıfır olmalıdır. Artık yapılacak işlem son derece basit olup, Savitsky tarafından (5.1) denkleminde ifade edilen moment kuvvetlerinin dengesini sağlayacak trim açısının matematik yöntemler ile tespitini kapsar.

Aşağıdaki çizelge verilen başlangıç değerleriyle 2°, 3° ve 4° trim açıları için 30 basamakta yapılan işlemlerin sonuçlarını vermektedir.

Çizelge 5.1 Sayısal çözümleme

İşlem No	$\tau = 2^\circ$	$\tau = 3^\circ$	$\tau = 4^\circ$
1	2,14	3,35	4,59
2	0,085	0,085	0,085
3	0,0397	0,0254	0,0185
4	3,85	2,60	1,86
5	67,0	66,6	66,2
6	$3,61 \times 10^8$	$2,42 \times 10^8$	$1,73 \times 10^8$
7	0,00174	0,00184	0,00192
8	0,0004	0,0004	0,0004
9	0,00214	0,00224	0,00232
10	7,340	5,160	3,760
11	0,0349	0,0524	0,0698
12	0,0349	0,0524	0,0698
13	0,9994	0,9986	0,9976
14	2094	3144	4188
15	7340	5160	3760
16	9434	8304	7948
17	0,59	0,65	0,70
18	31,6	23,5	18,2
19	- 2,6	5,5	10,8
20	0,616	0,616	0,616
21	1,39	1,39	1,39
22	0,1045	0,1219	0,1392
23	0,9964	0,9964	0,9903
24	- 2,59	5,46	10,70
25	0,0174	0,0262	0,0349
26	- 2,6	5,53	10,73
27	-156,500	332,000	645,000
28	0,89	0,89	0,89
29	6540	4600	3350
30	- 149,960	336,600	648,350

YEREL İDARELERİN
KURULUŞU İÇİN
KURULUŞU İÇİN

Hesaplamaların sadece 2° , 3° ve 4° trim açıları için yapılmasının nedeni, (5.1) denklemine sıfır değeri verecek trim açısının 2° ile 3° arasında olduğunun kolaylıkla görülebilmesidir.

$$\left. \begin{array}{ll} \tau = 2^\circ \rightarrow & \text{Denklem sonucu} = -149,960 \\ \tau = 3^\circ \rightarrow & \text{Denklem sonucu} = 336,600 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Bu değerler arasında yapılacak} \\ \text{enterpolasyon ile (5.1)} \\ \text{denklemine sıfır değeri verecek} \\ \text{trim açısı } 2,3^\circ \text{ olarak bulunur.} \end{array}$$

Bu aşamada, mevcut kayıcı teknenin 2,3 derecelik trim açısı ile denge şartlarını sağladığı tespit edilmiştir. Artık yapılacak işlem, bu trim açısı için yatay direnç kuvveti, efektif beygir gücü ve yunuslama stabilitesinin tespitidir. Daha önce sıralı olarak yapılan işlemlerde her trim açısı için direnç kuvveti hesaplandığından dolayı trim açıları arasında yapılacak enterpolasyon ile 2,3 derecedeki değer tespit edilir.

Tespit edilen çalışma triminde ihtiyaç duyulacak efektif beygir gücünü bulmak için enterpolasyon yaparak hesaplanan direnç kuvveti kullanılır.

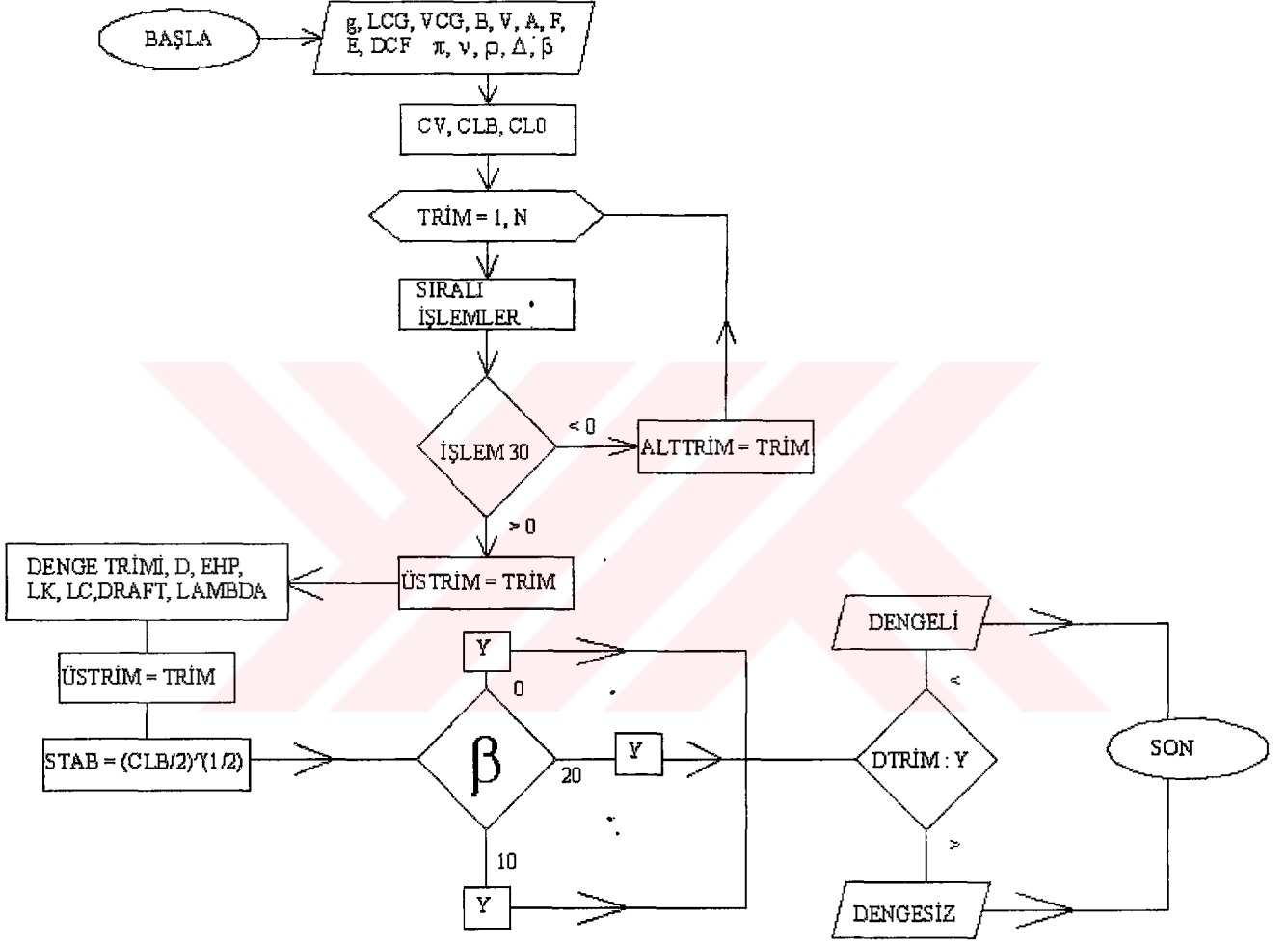
$$EHP = \frac{R_T \cdot V}{550} \quad (5.19)$$

Son olarak da Savitsky tarafından verilen ve Şekil 5.2'de gösterilen yunuslama bölgelerini belirten eğriler kullanılarak, hesaplanan eşitlik trim değeri, ortalama kalkım açısı ve kayma katsayısı kullanılarak kayıcı teknenin stabil bölgede olup olmadığı tespit edilir.

Yapılan tüm işlemler için Basic programlarfa dilinde bir uygulama programı hazırlanmış olup PLANC adı verilmiştir. Bir sonraki kısımda bu programa ait akış diyagramı görülmektedir.

5.5 Yunuslamanın Tespiti Üzerine Bilgisayar Algoritması

Aşağıda yunuslamanın tespitinde Savitsky tarafından uygulanan sıralı işlemlere ait uygulama programı PLANC' ın akış diyagramı görülmektedir.

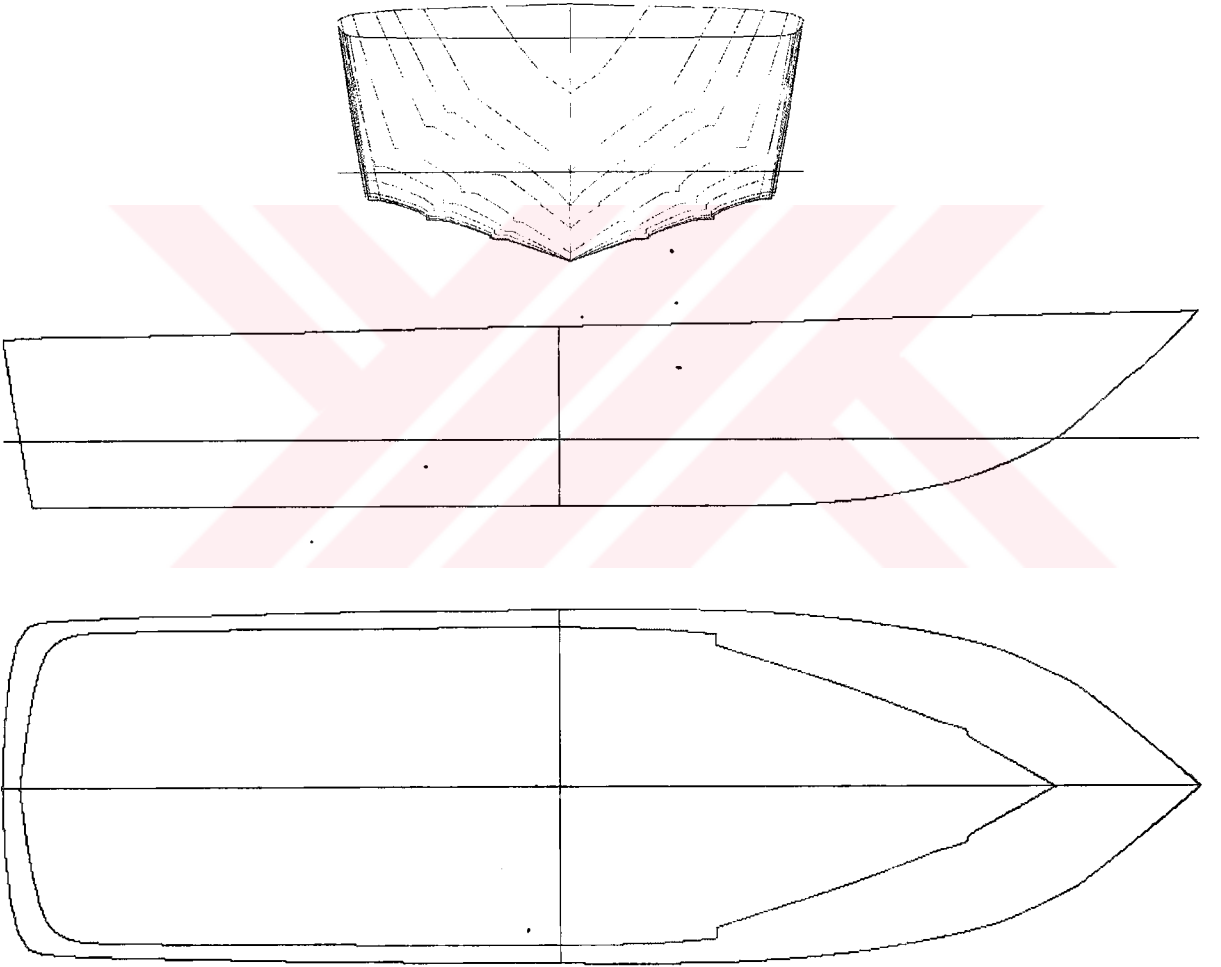


Şekil 5.9 PLANC programı akış şeması

6. UYGULAMA

6.1 Uygulama için seçilen teknenin tanıtımı

1995 yılında yüksek süratli personel taşıma amacıyla dizayn edilen “Uygulama” botu kayıcı tekne dizaynı olarak oldukça iyi bir çalışmadır. Maksimum sürati 20 knot olarak hesaplanan bot, yaklaşık 13 knot sürate ulaştığında kaymaya başlayacaktır. (Şekil 6.1)



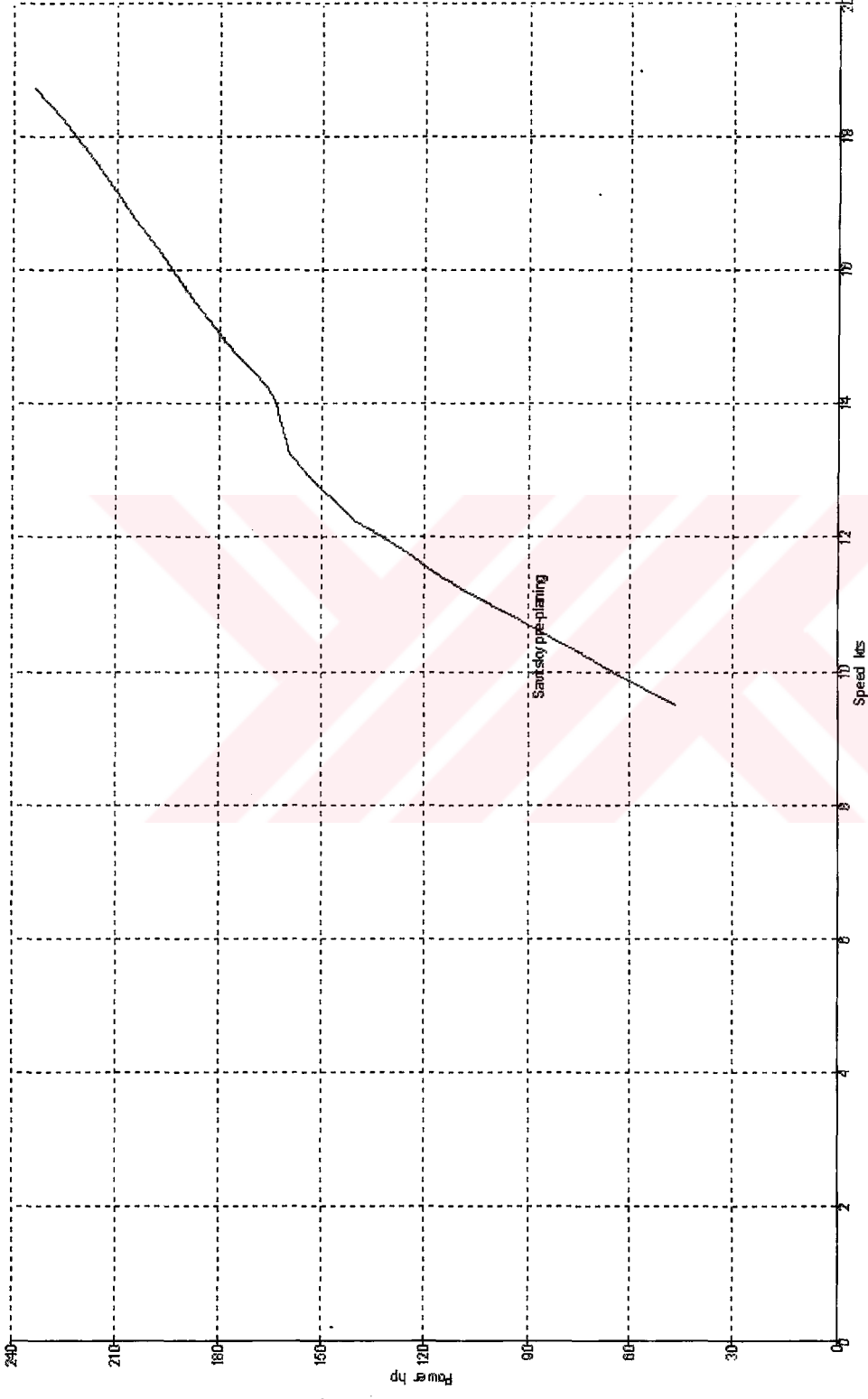
Şekil 6.1 Uygulama botuna ait endaze, profil ve DWL görünümleri

Aşağıdaki tabloda verilen değerler Hullspeed programının, hesaplamalar sırasında kullanmak üzere model yüzeyi üzerinden ölçerek bulduğu sonuçlardır. Burada program tarafından hesaplanan sonuçlar PLANC programı giriş verilerine esas teşkil edecektir.

Çizelge 6.1 Modellenen teknenin Hullspeed programı tarafından ölçülen değerleri

		Value	Units
1	LWL	11,543	m
2	Beam	3,521	m
3	Draft	0,75	m
4	Displaced volume	13,791	m ³
5	Wetted area	39,442	m ²
6	Prismatic coeff.	0,743	
7	Waterplane area coeff.	0,813	
8	1/2 angle of entrance	26,26	deg.
9	LCG from midships(+ve for'd)	-1,368	m
10	Transom area	0,016	m ²
11	Max sectional area	1,608	m ²
12	Bulb transverse area	0,012	m ²
13	Bulb height from keel	0	m
14	Draft at FP	0,75	m
15	Deadrise at 50% LWL	19,38	deg.
16	Hard chine or Round bilge	Round bilge	
17			
18	Frontal Area	0	m ²
19	Headwind	0	kts
20	Drag Coefficient	0	
21	Air density	1,293	kg/m ³
22	Appendage Area	0	m ²
23	Nominal App. length	0	m
24	Appendage Factor	1	
25			
26	Correlation allow.	0,0004	
27	Kinematic viscosity	0,00000118	m ² /s
28	Water Density	1025,9	kg/m ³

Çalışmanın bu aşamasında Hullspeed programını kullanılmasının nedeni hazırlanan basic döngüsünün hesapladığı tahmini güç değerinin bir başka program tarafından hesaplanan tahmini güç değeri ile kıyaslanabilmesidir. Ayrıca bu programın farklı hesaplama metodlarını kullanması bir diğer avantajıdır. Bu sayede Savitsky modeli ile hesap yapan PLANC programının sonuçları yine Savitsky denklemlerine göre hesap yapmak üzere düzenlenmiş bir diğer programın sonuçları ile karşılaştırılabilecektir.



Şekil 6.2 Hullspeed programı tarafından hesaplanan uygulama botuna ait hız – güç eğrisi

20 knot maksimum sürat ve % 100 verimlilik üzerinden Hullspeed programına hesaplamalar yaptırılmış, Savitsky metodu ile elde edilen güç ve direnç değerleri program tarafından grafikler haline getirilmiştir. Burada program tarafından hesaplanan güç değerlerine ait grafiğe yer verilmiştir. (Şekil 6.2) Bu grafikte uygulama botunun yaklaşık 13 knot sürata ulaştığında kaymaya başladığı gözlenmektedir.

6.2 Seçilen teknenin PLANC programı ile elde edilen sonuçları

Uygulama botuna ait geometrik değerler, kızağa alınmış halde iken üzerinde yapılan ölçümler ve ölçekli endaze resminin incelenmesi sonucu elde edilmiştir. Programa ait sonuç değerleri aşağıda verilmiştir.

$$CV = 1.141953$$

$$CLB = .4877786$$

$$CLO = .5817842$$

$$ALTLİMİT = -8665.841$$

$$TRIM = 6 \text{ derece}$$

$$ÜSTLİMİT = 12986.49$$

$$TRIM = 7 \text{ derece}$$

$$DENGİ DURUMUNDAKİ TRİM AÇISI = 6.400227 \text{ derece}$$

$$D = 3824.769 \text{ lb}$$

$$EHP = 152.6827 \text{ Hp}$$

$$LAMBDA = 2.813943$$

$$STABİLİTE DEĞERİ = .4938515$$

$$DENGESİZ HALE GELİŞ TRİM AÇISI = 6.439748 \text{ derece}$$

$$SONUÇ : \text{ Tekne Kayma Durumunda DENGELİ}$$

7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Almeter'e (1993) göre Savitsky, bu yöntemi prizmatik ve düz kayıcı yüzeylerin sistematik olarak değişen trim açısı, kalkım açısı, ıslak boy – genişlik oranlarını göz önünde bulundurarak yapılan direnç deneylerinin sonucundan yararlanarak geliştirmiştir. Bu metod tam kayıcı teknelerin kritik hızın altındaki ve üstündeki hız değerleri için hazırlanmıştır. Savitsky metodunun temelini, kaldırma ve tork kuvvetleri oluşturmaktadır. İtme kuvvetinin, itmeyi oluşturan kaynağa paralel olduğu düşünülerek tekne direnci, tekne ağırlığı ve itmeden meydana gelen momentlerin denge halinde oldukları kabul edilmiştir.

Bu çalışmada örnek olarak alınan uygulama botu, çok küçük bir farkla uygun stabiliteye sahip bir tekne gibi görünmektedir. Ancak tekne teorik olarak stabil çalışma eğrisinin altında kalsa da, gerçekte dalga, rüzgar vs. nedenlerle yunuslama kararsızlığına girmesi kaçınılmaz olacaktır. Sayısal değerler arasındaki fark çok küçük açılarda meydana gelmektedir. Bu durumda yapılacak işlem bazı düzenlemeler ile teknenin yunuslama stabilitesini kontrol altına almaktır. Bu işlemleri iki temel gruba ayırmak mümkündür:

- Yapısal form düzeltmeleri
- Tadilatlar

Teknenin formuna yönelik yapısal düzeltmeler ki; bunların gerçekleştirilmesi bahse konu bot için yüksek maliyetinden dolayı mümkün değildir. Ancak aynı sınıf başka botların imali düşünüldüğünde, diğer botların da aynı kararsızlığa sahip olmasını önlemek amacıyla formda bazı düzeltmeler yapılabilir. Bu düzeltmelerin başında kalkım açısının değiştirilmesi gelir. Kalkım açısının artması ile R/Δ oranı artmaktadır. Diğer bir deyişle sabit bir deplasman altındaki direnç artış göstermektedir. Du Cane'e (1974) göre kayıcı teknelerde mastoriden başa doğru artan bir kalkımın verilmesi düşük hızlardaki direnci yenmek ve dinamik yükleri karşılamak açısından önemlidir. Şekil 5.2'de verilen yunuslama limitleri incelendiğinde, artan kalkıntı açısının tekneye daha fazla stabil kayıcı bölge sağladığı rahatlıkla gözlemlenebilir. Günümüz kayıcı teknelerinde sıkça rastlanan bir dizayn olan, yüksek kalkım açılarıyla başlayan baş formun kıça doğru azalarak devam etmesinin en uygun form olacağı düşünülmektedir.

Kayıcı teknenin yan oranı değiştirilebilir. Genişliğin ıslak boya oranı olarak bilinen yan oranı arttıkça, genel olarak kaldırma kuvvetinin dirence oranı artacaktır. Böylece tekne bünyesinde daha fazla kaldırma kuvveti oluşması sağlanabilir.

Tüm bu değişimlerde teknenin üzerinde yapısal düzenlemeler olacağı veya teknenin tekrar inşa edilecek bir serinin ilki olduğu düşünülmektedir. Ancak mevcut tekne için de yapılacak bazı tadilatlarla stabilitenin düzeltilmesi şansı vardır. Başlangıçta en büyük görünür problem olarak teknenin trim açısı göze çarpmaktadır. Kayıcı tekneler üzerine yapılan tüm çalışmalar, tekne ile sakin su yüzeyi arasındaki trim açısının kayma anında birinci derece önem taşıdığını göstermektedir. Ancak kayma esnasında oluşan trimin gereğinden fazla artması, tekne bünyesindeki kuvvetlerin yer değiştirmesine ve teknenin kararsız dengeye düşmesine sebep olacaktır. Bu trim artışını düzenlemek için kayıcı teknelerde flap kullanımı son yıllarda oldukça artmıştır. Flap etkisi ile teknenin kıça doğru fazla trimini önlemek mümkündür. Ayrıca flap; Du Cane'e (1974) göre direnç ve sevk açısından olumlu bir etki sağlamakta, özellikle kayma bölgesinde dirençte dikkate değer azalmalara yol açmaktadır. Uygulama tekmemizde flap montesinin sonucu olumlu etkileyeceği düşünülmektedir.

Uygulama botuna ait resimler incelendiğinde stepli formda bir kayıcı tekne olduğu ve steplerin belirli bir sehime sahip olduğu gözlenir. Yapılan araştırmalarda, stepli teknelerde ıslak alanın azalması ile kayma anında sürtünme direncinin azaldığı belirlenmiştir. Clement tarafından yapılan bir araştırmada stepte belirli bir sehimin varlığı ile çıkış kenarına doğru basıncın arttığı gözlenmiştir. Çıkış kenarına doğru basınçta görülen bu değişim, belirli bir hızdan sonra daha büyük kaldırma kuvvetini dolayısıyla dirençteki azalmayı ortaya çıkarmıştır (Ölmez vd. 1983). Bu konuda mevcut form üzerinde step yüzeylerinde değişimler yapmak dışında yapılabilecek ilave bir işlem olmadığı düşünülmektedir. Çene alanının boyu ve genişliği tekrar düzenlenemeyeceğinden çene trizi kullanılması söz konusu olabilir. Çene trizinin teknenin etkin genişliğini arttırdığı ve kayma olayının daha erken başlamasını sağladığı bilinmektedir. Ancak oluşacak serpintiyi yönlendirecek hatta önleyebilecek çene trizi için uygulama teknesinin yapısının uygun olup olmadığı değerlendirilmelidir.

Tüm bu tadilatlarla ilave olarak yapılabilecek son bir işlem daha vardır; LCG noktasının yerini değiştirmek. Genel olarak LCG boyuna ağırlık merkezinin teknenin kıçına kaydırılmasında olumlu sonuçlar gözlenmiştir. Özellikle kayma olayının erken başlaması ve dirençte bir

azalma meydana gelmesi kayda değer bir özelliktir. Ancak yunuslama kararsızlığının önlenmesi çok farklı bir yaklaşım gerektirir.

Thorhill vd. (2000), yunuslama konusunda yaptığı deneysel çalışmalarda çok farklı sonuçlar elde etmiştir. Aynı LCG değerine sahip, su jeti tahrikli, 3 farklı tekne modelinin trim değişikliği incelenmiştir. LCG değerleri aynı olduğundan statik trim açıları aynıdır. Yüksek süratlerde her üç modelin de yunuslama kararsızlığını göstermeye başladığı tespit edilmiştir. Ancak daha yüksek LCG değerleri için yapılan testler göstermiştir ki; LCG değeri büyüdükçe yani kıçtan başa ileri doğru gittikçe modellerin yunuslama başlangıcı olan trim değerlerine ulaşmadığı görülmüştür. Uygulama teknesinin LCG değeri yapılacak tank tadilatları ile başa doğru çok az kaydırılabilir. Ancak bu miktar fazla olduğunda teknenin statik durumda başa trimli olacağı, yüksek direnç göstereceği ve bir başka kararsızlık olan başın suya gömülmesine (Broach) maruz kalacağı unutulmamalıdır.

Sonuç olarak dinamik kararsız denge; yalpa, baş – kıç yapma ve pruvada osilasyonel kaymada büyük değişimlere sebep olan yüksek sürate bağlı stabilite kaybıdır. Çalışma trim açısının azalması, artan baş – kıç ve pruvanın gezinmesi ile veya her üçünün bir bileşimi şeklinde karakterize edilebilir. Hem yuvarlak karinalı, hem de çeneli teknelerde bu denge kaybının olduğu bilinmektedir. Ağırlık merkezinin boyuna yeri ve trim açısının kayma olayında çok büyük rol aldıkları görülmektedir. Dizaynerler; akım düzenleyicilerin ve diğer takıntıların trim değişimine dolayısıyla kararsızlık sürecinin başlamasına etkisi olmadığını bu ilavelerle sadece dirençte çok küçük artışlara sebep olunacağını unutmamalıdır. Kritik trim limitlerinin hem daha üstünde, hem de altında tanımlanmış stabilite bölgeleri olduğunu ve sujeti girişlerinin bu sınırlar üzerinde oldukça etkili olduğunu bilmelidirler.

KAYNAKLAR

- Almeter, J.M., (1993), "Resistance Prediction of Planing Hulls", Marine Technology, Vol 30, No 4, 297 – 307
- Balsamo, F., Milanese, S. ve Pensa, C., (2001), "Rolling Dynamic in Planing and Semi Planing Range", Fast 2001, 4 – 6 September 2001, Southampton, UK
- Bishop, R.E.D. ve Clayton, B.R., (1982), Mechanics of Marine Vehicles, Great Britain, E. and F.N.Spon, London, 244 – 257
- Blake, J.I.R. ve Wilson, P.A., (2001), "An Analysis of Planing Craft Vertical Dynamics in Calm Water and in Waves", Fast 2001, 4 – 6 September 2001, Southampton, UK
- Doctors, L.J., (1985), "Hydrodynamics of High Speed Small Craft", The University of Michigan, No 292, 1 – 9
- DuCane, P., (1974), High Speed Small Craft, 108 – 138
- Kafalı, K., (1960), "The Powering of Planing Hulls", International Shipbuilding Progress, Vol 7, No 71, 19 – 25
- Kafalı, K., (1971), Gemi Formunun Statik ve Dinamik Esasları, Teknik Üniversite Matbaası, İstanbul
- Koelbel, J.G., (1974), "Performance Prediction", Small Craft Engineering, The University of Michigan, 101 – 103
- Martin, M., (1978), "Theoretical Determination of Porpoising Instability of High Speed Planing Boats", Journal of Ship Research, Vol 22, No 1, 32 – 53
- Ogilvie, T.F., (1969), "Instability of Planing Surfaces", The University of Michigan, No 026, 1 – 29
- Ogilvie, T.F., (1974), "Hydrodynamics of High Speed Small Craft", The University of Michigan, 137 – 205
- Ölmez, H.S. ve Acar, H.T., (1983), "Yüksek Hızlı Bir Kayıcı Teknede Kayma Noktasına Ölçek Etkisinin İncelenmesi", MML Bitirme Ödevi, İTÜ, İstanbul (Yayımlanmamış)
- Renilson, M., Manwarring, T. ve Kelly, S., (2001), "The Effect of Hull Form on Loss of Stability and Heel Yaw Coupling For High Speed Monohulls", Fast 2001, 4 – 6 September 2001, Southampton, UK
- Saunders, H.E. ve Taylor, D.W., (1957), "Preliminary Hydrodynamic Design of a Motorboat", Hydrodynamics in Ship Design, Volume I – II, 819 – 867
- Savitsky, D., (1964), "Hydrodynamic Design of Planing Hulls", Marine Technology, Vol 1, No 1, 71 – 95

Savitsky, D. ve Brown, P.W., (1976), “Procedures for Hydrodynamic Evaluation of Planing Hulls in Smooth and Rough Water”, Marine Technology, Vol 13, No 4, 381 – 400

Söylemez, M., (1985), “Bir Kayıcı Teknede LCB Yerinin Değiştirilmesi ile Elde Edilen Yeni Formdaki Direnç Karakteristiklerinin Teorik ve Deneysel Yoldan İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, İstanbul (Yayımlanmamış)

Thornhill, E., Brian, V. ve Bose, N., (2000), “Dynamic Instability of a High Speed Planing Boat Model”, Marine Technology, Vol 37, No 3, 146 – 152

Yürüten, S., (2001), “Değişik Direnç Metodları Yardımıyla Kayıcı Teknelerde Öndizayın Parametrelerinin Dirence Etkisinin İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ, İstanbul (Yayımlanmamış)



ÖZGEÇMİŞ

Doğum Tarihi	04.05.1973	
Doğum Yeri	İstanbul	
Lise	1987 – 1991	Deniz Lisesi
Lisans	1991 – 1995	Deniz Harp Okulu
Yüksek Lisans	2000 – 2002	Yıldız Teknik Üniversitesi
Çalıştığı kurum		
	1995 – Devam ediyor	Deniz Kuvvetleri Komutanlığı

