

Diplomarbeit

# **Maßnahmen zur Steigerung der Leistungsfähigkeit eines Gleitbootes**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs  
unter der Leitung von

*Hon.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gerhard Strasser*

*E317*

*Institut für Leichtbau und Struktur- Biomechanik*

eingereicht an der technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**René Killer**

0026202

1140 Wien Märzstrasse 136/15

Wien, August 2007

Diese Arbeit wurde mit Unterstützung der



Schiffbautechnischen Versuchsanstalt in Wien

durchgeführt.

## **Thema der Diplomarbeit:**

### **Maßnahmen zur Steigerung der Leistungsfähigkeit eines Gleitbootes**

Ein erstklassiger Entwurf schneller Motorboote für Vergnügungszwecke beruht auf einem präzisen Abgleich des Leistungsbedarfes des Schiffes mit dem zur Verfügung stehenden Potential der Antriebsorgane. Die Verwendung und exakte Abstimmung qualitativ hochwertiger Werkstoffe und Bauteile schafft nicht nur eine technisch einwandfreie Lösung, sondern verkleinert die Wertminderung von Yachten, was sich in hoher Kundenzufriedenheit und in einer Prestigesteigerung für die Hersteller äußert.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Ermittlung des Leistungsbedarfes einer im Betrieb befindlichen Motoryacht. Dabei sollen unterschiedliche Vorhersagemodelle mithilfe von Probefahrtergebnissen verglichen und bewertet werden. Ein vernünftiger Maßnahmenkatalog zur Steigerung der Leistungsfähigkeit und zur Sicherung der Nachhaltigkeit wichtiger Systemkomponenten rundet die Arbeit ab.

Schlüsselwörter: *Widerstand von Knickspantbooten, Fouling, Motorcharakteristik, Propellerfreifahrtcharakteristik, Propellerentwurf, galvanische Korrosion, Trimmklappen, Interceptoren*

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht verwendet und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Wien, August 2007

René Killer

---

## Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis .....	VII
Tabellenverzeichnis .....	X
1 Einleitung .....	1
2 Aufnahme und Analyse von Kennwerten .....	2
2.1 Die Geometrie des Rumpfes .....	2
2.1.1 Die Approximation mittels CAD.....	2
2.1.2 Überprüfung der Ergebnisse.....	4
2.1.3 Ermittlung der tatsächlichen Verdrängung.....	5
2.1.4 Rumpfformen .....	7
2.2 Das Antriebsystem.....	8
2.2.1 Die Antriebsmaschine .....	8
2.2.2 Das Wendegetriebe (Reverse Gear) .....	9
2.2.3 Die Wellenleitung.....	9
2.2.4 Die Kombination der drei Komponenten (Maschine, Getriebe und Wellenleitung).....	10
2.2.5 Der Propeller .....	11
2.3 Einsatzbereich und Betriebsbedingungen.....	12
3 Widerstand .....	14
3.1 Der Unterschied zwischen Verdränger und Gleiter .....	14
3.1.1 Widerstand konventioneller Schiffe (Verdränger) .....	14
3.1.2 Widerstand eines Gleitbootes .....	16
3.2 Widerstandsberechnung nach Müller-Graf.....	18
3.3 Widerstandsberechnung nach Savitsky.....	22
3.4 Vergleich der Rumpfwiderstände .....	26
3.5 Widerstand der Anhänge .....	27
3.6 Probefahrtzusatzwiderstand.....	29

---

3.7	Rumpf- und Propellerrauigkeit .....	30
3.7.1	Die Rauigkeit des GFK-Rumpfes.....	30
3.7.2	Die Rauigkeit des Propellers .....	36
3.8	Die Zusammenfassung der Ergebnisse .....	39
4	Bestimmung der Antriebsleistung und der Propellerleistungsaufnahme .....	42
4.1	Entwicklung von Propellerleistungsaufnahmekurven für die unterschiedlichen Betriebsfälle mit dem Originalpropeller .....	47
4.2	Die Kombination der Leistungsaufnahmekurven mit der Motorcharakteristik.....	49
5	Bewertung des Ist-Zustandes .....	52
5.1	Geschwindigkeitsmessung am wirklichen Schiff.....	52
5.2	Die Bewertung der Antriebsmaschinen .....	56
5.3	Der Zustand der Propeller und der Anhänge .....	57
5.3.1	Kavitation .....	57
5.3.2	Korrosion.....	59
6	Suche von Optimierungsmaßnahmen .....	66
6.1	Widerstandsminimierung mit Trimmklappen.....	66
6.2	Widerstandsminimierung mit Interceptoren .....	72
6.3	Verbesserung des Propellerwirkungsgrades .....	73
6.4	Propellerentwurf .....	75
6.5	Methoden zur Vermeidung von galvanischer Korrosion.....	82
6.5.1	Die Verwendung eines Galvanischen Isolators .....	82
6.5.2	Die Installation eines Isolationstransformators .....	83
6.5.3	Die Dimensionierung der Opferanoden.....	84
7	Zusammenfassung.....	87
	Literaturverzeichnis.....	89
	Anhang .....	92

## Abbildungsverzeichnis

Abb. 2.1: Spantrieb mit Kontrollkurven und Hintergrundbild.....	3
Abb. 2.2: Perspektivische Ansicht „Chris-Craft 350 Catalina Double Cabin“ .....	4
Abb. 2.3: Bug mit ausgeprägter Wasserlinie.....	7
Abb. 2.4: Prinzipskizze normaler Wellenantrieb in Linie.....	8
Abb. 2.5: Propellerdrehleistung und Propellerdrehmoment unter Berücksichtigung mechanischer Wirkungsgradverluste und der Originalgetriebeuntersetzung .....	10
Abb. 2.6: Prinzipskizze Propeller .....	11
Abb. 3.1: Widerstandsanteile in Reinkultur.....	14
Abb. 3.2: Komponenten des Schiffswiderstandes .....	15
Abb. 3.3: Induzierter Widerstand $R_I$ infolge des dynamischen Auftriebes $N$ einer planen Gleitfläche in einer idealen Flüssigkeit.....	17
Abb. 3.4: Widerstandsgleitzahl des Rumpfes ohne Anhänge der DTMB-Serie62 .....	19
Abb. 3.5: Rumpfwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit nach Müller-Graf.....	21
Abb. 3.6: prismatische Rumpfform, bei der alle Kräfte im Gewichtsschwerpunkt wirken .....	22
Abb. 3.7: Strömung entlang der Gleitfläche und die Ausdehnung des Gebietes der Spritzer .....	24
Abb. 3.8: Rumpfwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit nach Savitsky (Geschwindigkeitsbereich gilt ab $L_K < 0,9 L_{WL}$ d.h. $V > 17,6 \text{ kn}$ ) .....	25
Abb. 3.9: Trimmwinkel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (mit Bewuchs) .....	26
Abb. 3.10: Vergleich der Rumpfwiderstände nach Savitsky und Müller-Graf (Widerstände nach 4 Monaten Liegezeit, Foulingfaktor=15%) .....	27
Abb. 3.11: Widerstandsbeiwert der Anhänge.....	28
Abb. 3.12: Frontalquerschnitt Überwasserschiff inkl. Aufbauten .....	29
Abb. 3.13: Wirkprinzip der selbsterodierenden Antifoulingbeschichtung.....	31
Abb. 3.14: Einfluss der Oberfläche auf selbsterodierende Antifoulingbeschichtungen .....	32
Abb. 3.15: Sägezahnkurve des Bewuchses .....	35
Abb. 3.16: Bewuchs des Propellers und der Anhänge nach 12 Monaten.....	37
Abb. 3.17 : Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Propellerwirkungsgrad von gleichen Propellern unterschiedlicher Werkstoffe .....	38
Abb. 3.18: Widerstandsanteile in Abhängigkeit der Geschwindigkeit „Fall B“ (Windgeschwindigkeit 2Bft.) aufgrund des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf .....	40
Abb. 3.19: Gegenüberstellung Gesamtwiderstand „Fall A“ und „Fall B“ (2Bft. Windgeschwindigkeit) aufgrund des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf.....	41
Abb. 4.1: Sogziffer und Nachstromziffer von 2-Wellen-Knickspantbooten .....	43
Abb. 4.2: Schiffseinflussgrad und Gütegrad der Anordnung.....	43
Abb. 4.3: Propellerfreifahrtprogramm für GAWN Propeller $EAR=0,6$ ; $P/D=1,1$ ; $Z=3$ .....	45
Abb. 4.4: Graphische Ermittlung der Fortschrittsziffer $J$ als Schnittpunkt der $K_T$ -Propellerfreifahrtkurve (rot) und der $[TJ^2]/[\rho V^2 D^2]$ -Kurve (blau) für $V=26 \text{ kn}$ , $R_T=14,224 \text{ kN}$ , $\eta_H \eta_R=0,92$ , $D=0,508 \text{ m}$ , $P/D=1,1$ , $EAR=0,6$ , $Z=3$ .....	46

<i>Abb. 4.5: Matrix der Ausgangssituationen</i> .....	48
<i>Abb. 4.6: Propellerleistungsaufnahme des Originalpropellers für unterschiedliche Ausgangssituationen(SB,SA,MB,MA); Geschwindigkeitsbereich: 17,5 bis 24,2kn</i> .....	49
<i>Abb. 4.7: Verknüpfung der Motorcharakteristik mit der Leistungsaufnahme des Originalpropellers auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SA,SB)</i> .....	50
<i>Abb. 4.8: Verknüpfung der Motorcharakteristik mit der Leistungsaufnahme des Originalpropellers auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf (MA,MB)</i> .....	51
<i>Abb. 5.1: Kartenausschnitt mit Testlauf bei einer Motordrehzahl von 2400RPM, die Positionsmarken kennzeichnen die vom GPS aufgezeichneten Punkte eines Laufes</i> .....	54
<i>Abb. 5.2: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsmessung mit den Vorhersagemodellen nach Savitsky und Müller-Graf</i> .....	56
<i>Abb. 5.3: einfache Galvanische Zelle</i> .....	60
<i>Abb. 5.4: Steuerbordruder</i> .....	62
<i>Abb. 5.5: gereinigter Steuerbordwellenbockarm mit Welle und neuer Zinkopferanode und Propellerflügel</i> .....	62
<i>Abb. 5.6: Landanschlussleitungen für 230V Wechselstrom</i> .....	64
<i>Abb. 6.1: Installation (links) und Druckverteilung (rechts) von Trimmklappensystemen</i> .....	66
<i>Abb. 6.2: Kräfte durch das Hinzukommen von Trimmklappen</i> .....	67
<i>Abb. 6.3: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 24,21kn und Ausgangssituation SB</i> .....	69
<i>Abb. 6.4: Installation (links) und Druckverteilung (rechts) von Interceptoren</i> .....	72
<i>Abb. 6.5: Oberflächenprofile verschiedener Antifoulings</i> .....	74
<i>Abb. 6.6: Profilschnitt eines „cupped“ Propellerflügels</i> .....	78
<i>Abb. 6.7: Leistungsaufnahme der Originalpropeller (nach Einbau von Trimmklappen oder Interceptoren und Verwendung eines „Foul Release Systems“) und neuwertiger Propeller mit einem Durchmesser von 20inch und Variation der Steigung auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SB: Widerstand inklusive Bewuchs des Rumpfes nach 4 Monaten)</i> .....	79
<i>Abb. 6.8: Leistungsaufnahme der Originalpropeller (nach Einbau von Trimmklappen oder Interceptoren und Verwendung eines „Foul Release Systems“) und neuwertiger Propeller mit einem Durchmesser von 21inch und Variation der Steigung auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SB: Widerstand inklusive Bewuchs des Rumpfes nach 4 Monaten)</i> .....	79
<i>Abb. 6.9: prinzipielle Darstellung eines Galvanischen Isolators mit eingebautem Kondensator</i> .....	83
<i>Abb. 6.10: typische Installation eines Isolationstransformers</i> .....	84
<i>Abb. A 1: Liniенriß</i> .....	93
<i>Abb. A 2: neu digitalisierter Liniенriß</i> .....	94
<i>Abb. A 3: Motorspezifikation „Chris Craft 350-Q Thermocon Marine Engine“</i> .....	95
<i>Abb. A 4: Leistungs- und Drehmomentkurve „Chris Craft 350-Q Thermocon Marine Engine“</i> .....	96
<i>Abb. A 5: Getriebespezifikationen: Originalgetriebe PM25BR rechtsdrehend und PM25BL linksdrehend</i> .....	97
<i>Abb. A 6: Abmessungen für die Berechnung des Rumpfwiderstandes</i> .....	98
<i>Abb. A 7: Kavitationsschaubild nach Burrill</i> .....	99
<i>Abb. A 8: Schaltplan Landstromversorgung 230V</i> .....	100

---

<i>Abb. A 9: Messdaten von verschiedenen Probeläufen.....</i>	<i>101</i>
<i>Abb. A 10: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 26,00kn und Ausgangssituation SB.....</i>	<i>102</i>
<i>Abb. A 11: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 22,06kn und Ausgangssituation SB.....</i>	<i>102</i>
<i>Abb. A 12: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 20,38kn und Ausgangssituation SB.....</i>	<i>103</i>
<i>Abb. A 13: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 19,02kn und Ausgangssituation SB.....</i>	<i>103</i>
<i>Abb. A 14: Abmessungen und mögliche Einbauvariante von Trimmklappen am Heck des Bootes.....</i>	<i>104</i>

## Tabellenverzeichnis

Tab. 2.1: Herstellerspezifikationen „Chris-Craft 350 Catalina Double Cabin“ .....	4
Tab. 2.2: Abmessungen und berechnete Verdrängungsvolumina der Anhänge (gilt für einen Antriebsstrang).....	5
Tab. 2.3: Tatsächliches Gewicht im Betriebszustand.....	6
Tab. 2.4: Geometrie der Originalpropeller (Gawn-Serie) .....	12
Tab. 2.5: durchschnittliche Einsatzzeiten der letzten fünf Jahre in Prozent/Jahr .....	13
Tab. 3.1: Rauheitszuschläge für $L_{WL}=9,415m$ , $v=1,05 \cdot 10^{-6} m^2/s$ und $AHR=75 \mu m$ .....	33
Tab. 5.1: Wetterbericht vom 09.Juni 2007 um 10:00 UTC in Punat (Messung mittels Bordinstrumente).....	54
Tab. 5.2: Ermittlung der Geschwindigkeiten in Abhängigkeit der Fahrtrichtung.....	55
Tab. 5.3: erforderliche Flächenverhältnisse $EAR_{min}$ für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei einer mittleren Tauchtiefe $h_{vm}=0,48m$ , $p_0=1013mbar$ , $p_v=22,96mbar$ bei $20^\circ C$ , $n_{Motor}=4200RPM$ , $D=0,508m$ , $P/D=1,1$ .....	59
Tab. 6.1: Änderung der Widerstandsanteile und Parameter durch die Verwendung von Trimmklappen.....	71
Tab. 6.2: Vergleich Trimmklappen versus Interceptoren .....	73
Tab. 6.3: Entwurfspropeller .....	77
Tab. 6.4: erforderliche Flächenverhältnisse $EAR_{min}$ für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei Propellern mit dem Durchmesser $D=20inch$ .....	80
Tab. 6.5: erforderliche Flächenverhältnisse $EAR_{min}$ für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei Propellern mit dem Durchmesser $D=21inch$ .....	80
Tab. 6.6: Matrix zur Einteilung nach Kriterien und Varianten.....	81
Tab. 6.7: Nutzwertanalyse mit Reihung; ungewichtete Bewertung ( $W$ ) nach und einer 3-teiligen Skala; gewichtete Bewertung ( $WG=W \cdot$ Gewichtungsfaktor).....	81
Tab. 6.8: Anodenauswahltabelle mit den empfohlenen Gewichten der Opferanoden in Abhängigkeit des jeweiligen Fahrgebietes und Propellerdurchmesser .....	85
Tab. 6.9: Zinkanodenauswahltabelle in Abhängigkeit des Rumpfwerkstoffes und der Bootslänge in Salzwasser	86
Tab. A 1: Dichte und kinematische Viskosität von Wasser und Luft .....	104
Tab. A 2: Kalkulierte Hydrostatik für unterschiedliche Verdrängungen.....	105
Tab. A 3: Hydrostatische Werte die Verdrängung im Betriebszustand .....	107
Tab. A 4: Berechnung Propellerdrehleistung und Propellerdrehmoment aufgrund des Untersetzungsverhältnisses und dem mechanischen Wirkungsgradverlust mit den Spezifikationen des Originalgetriebes ( $i=2,55$ ) .....	108
Tab. A 5: Koeffizienten für die $KT$ - und $KQ$ -Polynome der Wageningen B- und der Gawn-Serie.....	109
Tab. A 6: Potentialdifferenzen unterschiedlicher Metalle und Legierungen in Relation zu einer Silber-Silberchlorid-Referenzelektrode.....	110
Tab. A 7: Spezifikationen von Serienpropellern.....	111

---

# 1 Einleitung

Um die Entwicklungskosten kleinerer Motoryachten in einem vernünftigen Rahmen zu halten, bedarf es einer angemessenen Stückzahl in der Herstellung. Auch das vom US-Bootsbauer „Chris-Craft“ hergestellte Sportboot „Catalina 350 Double Cabin“ wurde vielfach produziert. Es ist verständlich, dass im Gegensatz zu den teuren Einzelexemplaren, die anhand der spezifischen Eigenerwünsche konstruiert werden, bei den erschwinglichen Modellen aus einer Serienfertigung ein Kompromiss der unterschiedlichen Kundenbedürfnissen angestrebt werden muss.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Optimierung des Antriebssystems des erwähnten Bootes. Ziel ist es einerseits den Zustand des Gleitens ehestmöglich zu erreichen und andererseits die Endgeschwindigkeit zu maximieren. Dabei soll der Widerstand des Schiffes anhand verschiedener Berechnungsmethoden bestimmt, und durch Geschwindigkeitsmessungen bestätigt werden. Die Entwicklung von leistungsfähigen Computerprogrammen zur Lösung strömungsmechanischer Probleme hat in der Vergangenheit einen erheblichen Beitrag zu Ermittlung des Widerstandes von Schiffen geleistet. Jedoch gibt es zum jetzigen Zeitpunkt immer noch erhebliche Probleme bei der exakten Berechnung von Knickspantbooten mittels CFD-Programmen, da der Gleitzustand mit komplexen Ablösungserscheinungen gekennzeichnet ist. In dieser Arbeit soll daher der Rumpfwiderstand zum einen durch Zuhilfenahme bekannter Daten von Modellversuchsserien und zum anderen durch die Kalkulation mit einem analytischen Verfahren abgeschätzt werden.

Die anschließende Bewertung der Komponenten des Antriebssystems soll Verbesserungspotentiale ausloten und gegebenenfalls die Grundlage für eine Um- oder Neugestaltung sein.

## 2 Aufnahme und Analyse von Kennwerten

Die Leistungsfähigkeit von Schiffen ist von einer Vielzahl von Parametern abhängig. Der Rumpf, das Antriebssystem und die Einsatzbedingungen sind die entscheidenden Faktoren zur Beurteilung der Effizienz und können gleichzeitig als Steuerelemente zur Veränderungen der Performance eingesetzt werden. Die Sammlung von Plänen, Typenblättern und Benutzerhandbüchern liefert ein Gerüst von Daten, das durch eine sinnvolle Analyse weiter ausgebaut werden kann.

### 2.1 Die Geometrie des Rumpfes

Die Rumpfform mit den wichtigen Hauptabmessungen, wie Länge, Breite und Tiefgang, und der daraus resultierenden Verdrängung, formt das Fundament für die Dimensionierung der Antriebsleistung. Das „Mariners' Museum“ in Newport News, Virginia in den Vereinigten Staaten von Amerika archiviert eine Vielzahl von Originalplänen der „Chris-Craft Boat Company“, und stellt für diese Arbeit eine Kopie des Linienrißplans des betrachteten Motorbootes zur Verfügung (siehe Abb. A 1). Die Rücksprache mit dem Bootseigner ist eine weitere wichtige Informationsquelle zur Beurteilung nachträglicher Veränderungen an der Yacht.

#### 2.1.1 Die Approximation mittels CAD

Um wichtige Kenndaten der Hydrostatik des Bootes zu ermitteln ist es sinnvoll den Linienriß (siehe Abb. A 1) mit Hilfe eines geeigneten CAD Programmes zu digitalisieren. Ein passendes Werkzeug stellt die Gratis-Software FREE!ship (URL: [http:// www.freeship.org](http://www.freeship.org) gelesen am 03.Jänner 2007) dar. LARSSON & ELIASSON (1998) gliedern die Hauptaufgaben von Konstruktionsprogrammen zum Ersten in die Erstellung neuer Rumpfformen und zum Zweiten in das Kopieren des Entwurfes einer bereits vorhandenen Yacht, wobei Letzteres in dieser Arbeit Anwendung findet und im Weiteren kurz erläutert werden soll.

Ausgehend vom Linienriß der sich vorerst nur auf Papier befindet, bietet FREE!ship die Möglichkeit diesen Plan als Hintergrundgrafik einzulesen. Mithilfe eines Netzes von Masterkurven (Kontrollkurven), die mit einem vordefinierten Basiskörper verknüpft sind,

wird versucht die Außenhaut des Rumpfes so zu deformieren, dass diese dem Hintergrundbild exakt gleicht. Die Schwierigkeit besteht darin die Kontrollpunkte so zu justieren, dass in allen drei Schnitten (Längsschnittebene, Wasserlinienschnittebene und Spantenebene) die Rumpfform exakt mit dem Hintergrund übereinstimmt, da eine Veränderung eines Kontrollpunktes einer Ebene eine Verschiebung in den anderen Beiden bewirkt. Die Abb. 2.1 illustriert die Übereinstimmung der Spanten des Hintergrundbildes (schwarz) mit jenen des Basiskörpers (gelb), wobei die Kontrollkurven (blau) an den Kreuzungspunkten verändert werden können.

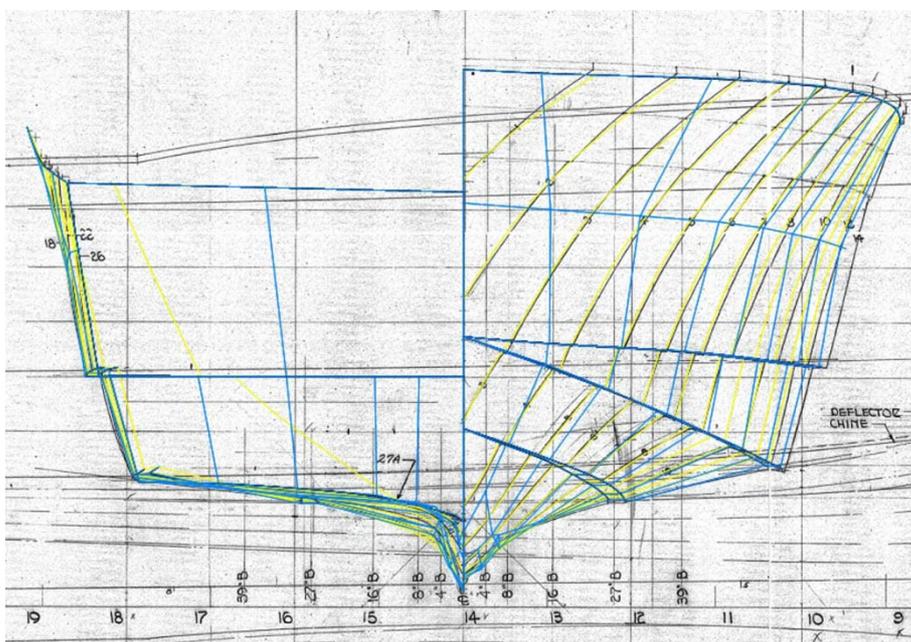


Abb. 2.1: Spantriß mit Kontrollkurven und Hintergrundbild (Auszug aus FREE!ship)

Stimmt der so konstruierte Rumpf in allen drei Ebenen mit dem Original überein, erhält man den neuen digitalisierten Linienriß (siehe Abb. A 2) und als Nebenprodukt ein 3D-Model, dass das Erscheinungsbild der Yacht widerspiegelt.

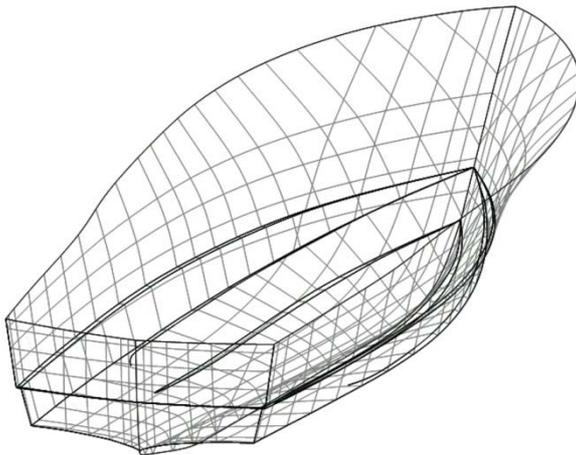


Abb. 2.2: Perspektivische Ansicht „Chris-Craft 350 Catalina Double Cabin“ (Auszug aus FREE!ship)

### 2.1.2 Überprüfung der Ergebnisse

Ausgehend vom Hersteller angegebenen Tiefgang (siehe Abb. 2.1), der im CAD-Programm als Variable eingegeben werden kann, wird in einem ersten Schritt das Gewicht der rechnergestützten Berechnung mit jenem des Prototyps verglichen. Somit kann eine Fehlkalkulation im Vorfeld vermieden werden. Das Ergebnis spiegelt sich in Tab. A 2 wieder. Es ist festzuhalten, dass das Trockengewicht<sup>1</sup>  $W_{trocken}=7815\text{kg}$  um ungefähr 50kg unterschritten wird. Der Grund dafür liegt jedoch nicht in einem Fehler der vom CAD-Programm durchgeführten Berechnung, sondern findet seine Ursache in den nicht berücksichtigten Volumina und somit Verdrängungsmassen der Anhänge (siehe Tab. 2.2) in der Zeichnung.

Tab. 2.1: Herstellerspezifikationen „Chris-Craft 350 Catalina Double Cabin“ (entnommen aus dem Benutzerhandbuch)

Baujahr		1982
Schlafplätze		6
Länge über Alles	$L_{OA}$	10,69m
Breite über Alles	$B_{OA}$	3,99m
Tiefgang	$T$	0,82m
Gewicht (trocken)	$W_{trocken}$	7815kg
Kraftstoff		946,25l
Süßwasser		378,5l

<sup>1</sup> bezieht sich auf den Prototyp ohne Besatzung, Kraftstoff, Trinkwasser, Proviant oder zusätzliche Aufbauten

Setzt man die geschätzten Volumina der Anhänge in Rechnung, so ergeben diese ein zusätzliches Gewicht von etwa 45kg für zwei Antriebsstränge. Daraus folgt eine sehr genaue Übereinstimmung des vom Hersteller angegebenen Trockengewichts mit jenem des Computerprogramms, was sich auf die präzise Abstimmung der drei Schnitte mit dem Originalplan zurückführen lässt.

Tab. 2.2: Abmessungen und berechnete Verdrängungsvolumina der Anhänge (gilt für einen Antriebsstrang)

	Länge	Breite	Höhe	Durchmesser	Volumen
Propeller	0,05m			0,508m	0,0101m <sup>3</sup>
Propellerwelle	2,30m			0,035m	0,0022m <sup>3</sup>
Ruder	0,22m	0,04m	0,60m		0,0053m <sup>3</sup>
Wellenbockarm	0,18m	0,05m	0,45m		0,0041m <sup>3</sup>
Summe					0,0217m <sup>3</sup>

### 2.1.3 Ermittlung der tatsächlichen Verdrängung

Jede Yacht wird im Laufe ihres Lebens den spezifischen Eignerwünschen angepasst. Diese Veränderungen können aus einfachen ästhetischen Gründen (neue Lackierung, etc.) bis hin zu umfangreichen zweckverbessernden Motiven (Zusatztrinkwassertank, etc.) passieren. Da Yachten komplex durchdachte technische Systeme sind, können sich nachträgliche Änderungen auf das hydrostatische als auch hydrodynamische Verhalten sehr stark auswirken.

In unserem Fall sollen Umgestaltungen betrachtet werden, die Auswirkungen auf das Gewicht und somit auf die Verdrängung des Bootes haben. Zusätzliche Aufbauten (Sonnenverdeck, Zusatzbatterien und Beiboot mit Außenborder), sowie ein nachträglich installierter Wassertank wurden erfasst und deren Gewichte geschätzt (siehe Tab. 2.3). In weiterer Folge muss die Nutzlast (bestehend aus Besatzung, Proviant, Kraftstoff<sup>2</sup>, Trinkwasser<sup>3</sup>, etc.) erfasst und bewertet werden. Das vom Hersteller angegebene Trockengewicht muss somit um 1603kg nach oben korrigiert werden.

<sup>2</sup> Dichte Normalbenzin:  $\rho_{910ct}=0,720-0,775\text{kg/m}^3$  (EN ISO 3838)

<sup>3</sup> Dichte Süßwasser:  $\rho_{Süßw.}\approx 1000\text{kg/m}^3$  (siehe Tab. A 1)

Tab. 2.3: Tatsächliches Gewicht im Betriebszustand

Zusatztank für Süßwasser		200l
Aufbauten		100kg
Besatzung (6 Personen mit je 80kg)		320kg
Proviand (10kg/Person)		60kg
Kraftstoff (7/8 gefüllt)		617kg
Trinkwasser (Original- und Zusatztank 7/8 gefüllt)		506kg
Gewicht	<i>W</i>	9418kg

Der Zusammenhang zwischen Masse der Verdrängung ( $\Delta_m=W$ ) und verdrängtes Volumen beruht auf dem Prinzip von Archimedes:

$$\Delta_m = \rho \cdot \nabla^4$$

Somit ergibt sich im Betriebszustand ein tatsächliches Verdrängungsvolumen von  $\nabla=9,188\text{m}^3$ , wobei folgendes gilt:

$$\nabla = \nabla_{BH} + \nabla_{AP}$$

Das Verdrängungsvolumen der Anhänge (siehe Tab. 2.2), bestehend aus zwei Antriebssträngen (Propellerwelle, Propeller, einarmiger Wellenbockarm und Ruder), wird wie auf Seite 5 beschrieben, auf  $\nabla_{AP}=0,0434\text{m}^3$ , geschätzt. Somit nimmt das Volumen des nackten Rumpfes  $\nabla_{BH}=9,145\text{m}^3$ , ein (siehe Tab. A 2). Das heißt in weiterer Folge, dass sich der Tiefgang auf  $T=0,886\text{m}$  vergrößert, was dazu führt, dass sich die Design-Wasserlinie (DWL) zur tatsächlichen Wasserlinie (AWL) hin verschiebt. Ein Vergleich des tatsächlichen Tiefganges mit jenem der Berechnung zeigt, dass die Wasserlinien infolge der Gewichtszunahme, hervorgerufen durch volle Tanks, Besatzung, Aufbauten und Proviand, übereinstimmen (siehe Abb. 2.3).

<sup>4</sup> Liegeplatz in der Adria: Dichte Salzwasser siehe Tab. A 1, es soll mit einer durchschnittlichen Dichte von  $\rho=1025\text{kg/m}^3$  gerechnet werden

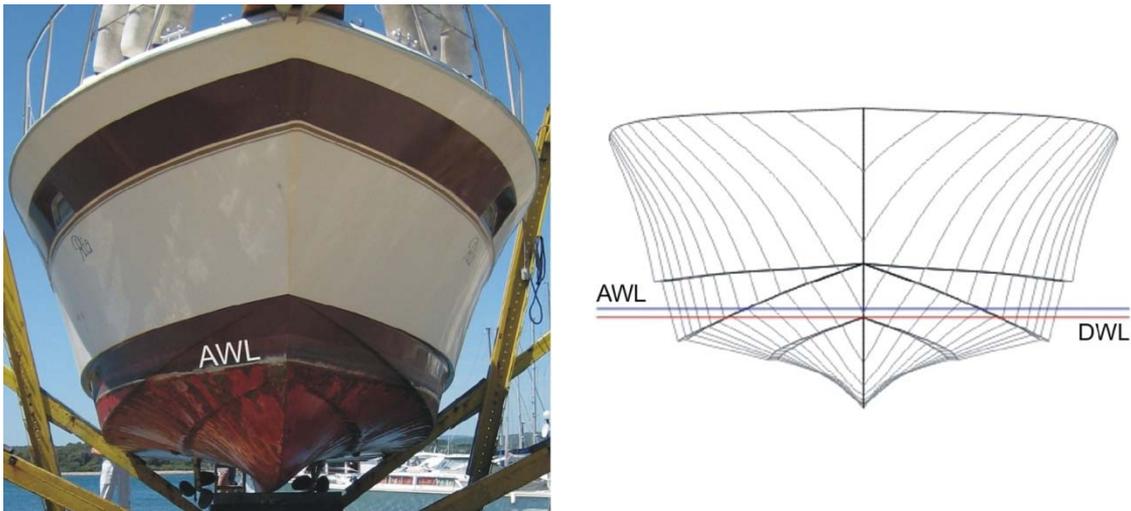


Abb. 2.3: Bug mit ausgeprägter Wasserlinie; links: Unterwasserschiff (rötliche Fläche) grenzt sich deutlich durch eine weiße Linie (AWL) vom Überwasserschiff (braune Fläche) ab (Foto: Punat, Mai 2006); rechts: die DWL (rot) hat sich zur AWL (blau) hin verschoben, welche mit jener der Wirklichkeit übereinstimmt (CAD-Daten aus FREE!ship)

Die Zusammenfassung wichtiger hydrostatische Kennwerte liefert ein Auszug aus FREE!ship im Anhang in Tab. A 2 und Tab. A 3.

#### 2.1.4 Rumpfformen

Jedes Schiff wird von einem hydrostatischen Druck (proportional zum verdrängten Volumen), als auch von einem dynamischen Druck (abhängig von der Strömung um den Körper) getragen. Bei hohen Geschwindigkeiten, d.h. bei Froude Zahlen  $Fr = V / \sqrt{g \cdot L} > 1$  überwiegt der dynamische Anteil und das Gewicht des Schiffes wird zum größten Teil durch den dynamischen Druckanteil gehalten. Man spricht vom Zustand des Gleitens, und eine Rumpfform, die dies ermöglicht, nennt man „Knickspanter“. Das untersuchte Boot würde demnach ab einer Geschwindigkeit von etwa 18,7kn ins Gleiten kommen. Um den geforderten positiven Druck zu erreichen bedingt es jedoch eine spezielle Formgebung. FALTINSEN (2005) weist darauf hin, dass man einen negativen Druck durch erzwungene Ablösung am Heck als auch an den Seiten bewusst verhindern muss, um dynamische Instabilität zu vermeiden. Erreicht wird dies durch scharfe Abrisskanten an der Kimm und am Heck, und durch die nicht konvexe Krümmung in den Längsschnitten als auch Spanten. Es zeigt sich deutlich, dass es sich bei dem hier untersuchten Boot um einen Gleiter handelt (siehe Abb. A 2).

## 2.2 Das Antriebsystem

Das hier untersuchte Sportboot besitzt zwei Antriebsstränge, mit je einem Einbaumotor (Innenborder) und einem konventionellen Wellentrieb. In Abb. 2.4 sollen die einzelnen Komponenten des Systems veranschaulicht werden.

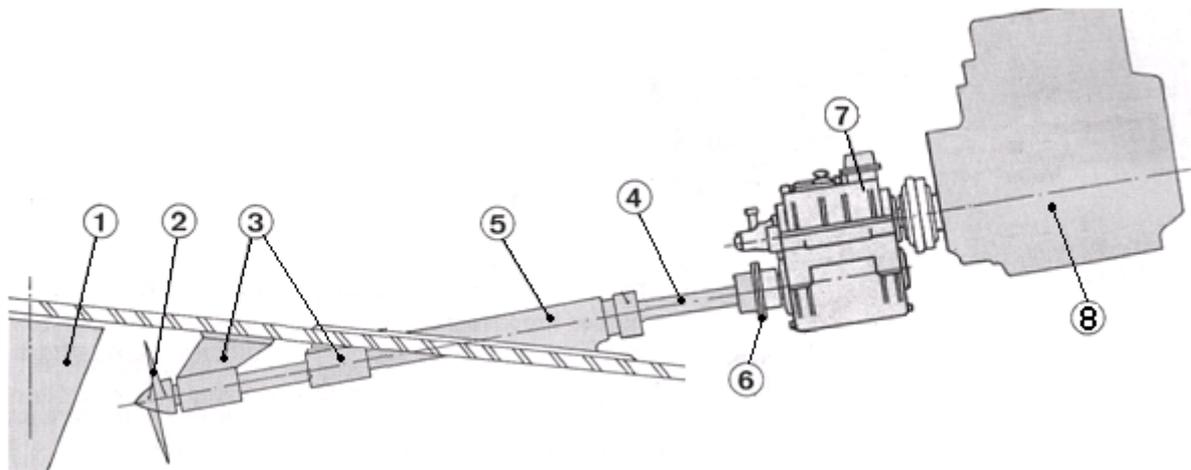


Abb. 2.4: Prinzipskizze normaler Wellenantrieb in Linie (L-Trieb): Das Ruder (1) ist bei normalen Wellenanlagen immer erforderlich. Der Propeller (2) und die Welle (4) sollten in möglichst flachem Winkel aus dem Bootsboden austreten, wobei die Durchführung der Welle mit dem Stevenrohr (5) erfolgt. Um einen ausreichenden Propellerdurchmesser zu erreichen ist es erforderlich die Welle ein ganzes Stück durchs Wasser nach hinten zu führen, was in unserem Fall zwei Lagerböcke (3) erforderlich macht. Im Inneren verläuft der Antriebsstrang über eine Kupplung (6) zum Getriebe (7) und schließlich liefert ein Motor (8) die benötigte Antriebsleistung. (modifiziert übernommen aus DONAT, 1993, S.18.)

Betrachten wir im Folgenden die einzelnen Komponenten genauer. Es wird immer nur von einem Antriebsstrang gesprochen.

### 2.2.1 Die Antriebsmaschine

Bei dem installierten Innenborder handelt es sich um einen Viertakt-V8-Benzinmotor, mit 5,7 Liter Hubraum der Serie „Chris-Craft 350-Q Thermocon Marine Engine“. Ein Auszug aus dem Benutzerhandbuch liefert die Motorspezifikationen (siehe Abb. A 3) und die Leistungs- und Drehmomentkurve (siehe Abb. A 4) in US-Einheiten. Der Hersteller gibt im Benutzerhandbuch eine maximale Drehzahl von  $n_{Mmax}=4200\text{RPM}$  (Umdrehungen pro Minute) an, was einer größten zulässigen Dauerleistung MCR (Maximum Continuous Rating) von  $P_{Bmax}=175,24\text{kW}$  (Brake Power) entspricht. Zugleich empfiehlt er eine Drehzahl von  $n_{Mnenn}=3600\text{RPM}$  nicht zu überschreiten, um einen sicheren dauerhaften Betrieb zu gewährleisten. CARLTON (1994) spricht in diesem Fall von einer normalen zulässigen

Dauerleistung NCR (Normal Continuous Rating), und gibt dafür Werte zwischen 85 und 90% von MCR (Maximum Continuous Rating) an. Überträgt man die vom Hersteller empfohlene Drehzahl auf die Leistung so erhält man ein NCR von ungefähr 95%, was einer Leistung von  $P_{Bnenn}=167,04\text{kW}$  entspricht (siehe Tab. A 4).

### 2.2.2 Das Wendegetriebe (Reverse Gear)

In unserem Fall handelt es sich um ein hydraulisches Wendegetriebe mit Wellenversatz des Typs „Paragon Gears PM25B\_“ mit einem Untersetzungsverhältnis von  $i=2,55$ , was eine Reduzierung der Propellerdrehzahl  $n$  bewirkt (siehe Abb. A 5).

$$i = \frac{n_M}{n}$$

Bei Vorwärtsfahrt erfolgt die Kraftübertragung durch ein hydraulisches Zusammenpressen von Kupplungsbelägen in einem Gehäuse. Das Planetengetriebe ist nur bei Rückwärtsfahrt im Einsatz und soll nicht näher beschrieben werden. Es ergeben sich Leistungsverluste infolge von Übersetzungszahnradern, Lagerung, Lamellenkupplung, Öldruckpumpe, Dichtungslecks im Ölkreislauf und der Erwärmung und Abkühlung des Öles mithilfe eines Ölkühlers. Die Wirkungsweise ist mit der eines konventionellen einstufigen KFZ-Automatikgetriebes vergleichbar. LECHNER & NAUNHEIMER (1999) geben für verschiedene Automatikgetriebe Wirkungsgrade zwischen 90 und 95% an. CARLTON (1994) erwähnt Werte von 96 bis 98%, wobei in unserem Fall aufgrund der erwähnten Verluste, und einem altersbedingtem Verschleiß der Öldruckpumpe, der Getriebewirkungsgrad mit  $\eta_G=96\%$  beziffert werden soll.

### 2.2.3 Die Wellenleitung

Infolge der Lagerung des Wellentriebes treten weitere Leistungsverluste auf, die ebenfalls erfasst werden müssen. Die Propellerwelle ist mit einem Kupplungsflansch mit der Getriebewelle starr verbunden und durchdringt den Bootsboden durch das Stevenrohr. Dabei erfolgt die Abdichtung mithilfe einer Stopfbuchse, die man gleichzeitig als Lagerung auffassen kann. Da die Welle in unserem Fall ungefähr 2,3m im Wasser nach hinten reicht, ist diese mit zwei Lagerböcken geführt. Dadurch ergibt sich ein mechanischer Wirkungsgrad der Wellenleitung von  $\eta_{SH}=98\%$  (geschätzt mit 0,5% pro Lagerbock und 1% für die Stopfbuchse). CARLTON (1994) empfiehlt ebenfalls einen Richtwert zwischen 98 und 99%.

## 2.2.4 Die Kombination der drei Komponenten (Maschine, Getriebe und Wellenleitung)

Die mechanischen Wirkungsgrade können zusammengefasst werden zu

$$\eta_M = \eta_G \cdot \eta_{SH} = 0,9408 .$$

Aufgrund des von der Antriebsmaschine zu Verfügung gestellten Drehmomentes  $Q_B$ , der resultierenden Leistungsverlustes und der bekannten Getriebeuntersetzung ergibt sich folgendes Propellerdrehmoment

$$Q = Q_B \cdot i \cdot \eta_M .$$

Dieses an der Welle zu Verfügung stehende Drehmoment  $Q$  und die Drehleistung  $P$  können in einem Schaubild analog zur Motordrehleistungs- und Drehmomentkennlinie dargestellt werden (vgl. Abb. 2.5).

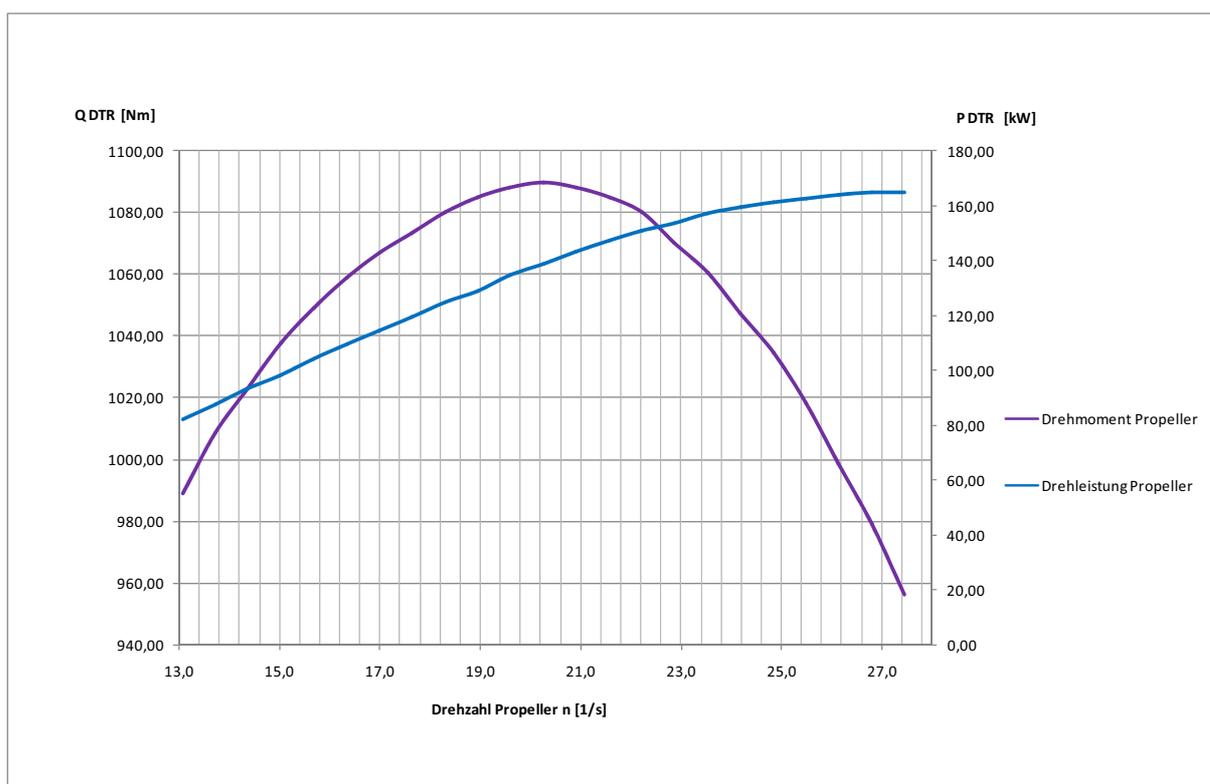


Abb. 2.5: Propellerdrehleistung und Propellerdrehmoment unter Berücksichtigung mechanischer Wirkungsgradverluste und der Originalgetriebeuntersetzung (siehe Tab. A 4)



$$K_Q = \frac{Q}{\rho \cdot n^2 \cdot D^5}$$

$$J = \frac{V_A}{n \cdot D}$$

Der Propellerwirkungsgrad definiert sich zu

$$\eta_0 = \frac{J}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{K_T}{K_Q}$$

Die Typenbezeichnungen der hier verwendeten Propeller lauten „Chris Craft T-36 20x22 1 3/8 shaft“ und tragen die Seriennummern 1608 (linksdrehend) und 1609 (rechtsdrehend). Sie haben ein Flächenverhältnis von  $DAR \approx 0,6$  und die Eigenschaften der Standardpropeller der Gawn-Serie (Rücksprache mit HERMAN K., technischer Direktor der Michigan Wheel Corp., am 22. Jänner 2007). Es wird daher ein Gawn-Propeller konstanter Steigung und einem  $EAR=0,6$  als Standard definiert.

Tab. 2.4: Geometrie der Originalpropeller (Gawn-Serie)

Z	3
D	20inch (=508mm)
P	22inch (=559mm)
$p=P/D$	1,1
EAR	0,6
Wellendurchmesser	1 3/8inch (=35mm)

### 2.3 Einsatzbereich und Betriebsbedingungen

Der Liegeplatz des Sportbootes befindet sich in der Marina Punat auf der Insel Krk im adriatischen Meer, und das Einsatzgebiet umfasst die nördliche bis mittlere Adria. Das Boot liegt das ganze Jahr über im Wasser, wobei es drei Tage einmal pro Jahr (erfahrungsgemäß im Mai) ausgewassert wird, um die Wartung des Antriebssystems und die Instandhaltung des Schutzanstriches (Antifouling) des Unterwasserschiffes durchzuführen. Die Fahrsaison erstreckt sich über drei Monate von Anfang Juni bis Ende August, wobei die tatsächliche Fahrzeit der letzten Jahre im Durchschnitt 42 Tage pro Jahr umfasste. Unter Berücksichtigung der durchschnittlichen Fahrzeit von 5 Stunden pro Tag ergibt dies 210 Betriebsstunden pro

---

Jahr. Die Tab. 2.5 liefert einen guten Überblick über die tatsächliche Verwendungsdauer der Motoryacht über einen Zeitraum von einem Jahr.

*Tab. 2.5: durchschnittliche Einsatzzeiten der letzten fünf Jahre in Prozent/Jahr*

Liegezeit im Hafen	96,7
Fahrzeit	2,5
Trockendock	0,8

### 3 Widerstand

„Der Schiffswiderstand  $R_T$  ist die Kraft, die das Wasser und auch die Luft der Schiffsbewegung in Schiffslängsrichtung entgegensetzen. Die Ermittlung des Schiffswiderstandes bildet die Grundlage zur Berechnung der für ein Schiff notwendigen Antriebsleistung“ (STRASSER, 2005).

Es stellt sich nun die Frage aus welchen Komponenten sich  $R_T$  zusammensetzt. An dieser Stelle sei festgehalten, dass es einen Unterschied zwischen dem Widerstand eines Verdrängers und dem eines Gleitbootes gibt. Zur detaillierten Betrachtung wird auf weiterführende Literatur verwiesen (siehe Literaturverzeichnis) und im Folgenden soll nur ein Überblick vermittelt werden, um die spätere Berechnung des Widerstandes besser verstehen zu können.

#### 3.1 Der Unterschied zwischen Verdränger und Gleiter

##### 3.1.1 Widerstand konventioneller Schiffe (Verdränger)

Prinzipiell kann man den Schiffswiderstand mithilfe zweier Hauptkomponenten beschreiben (vgl. Abb. 3.1):

- In der Praxis gibt es keine idealen Flüssigkeiten, d.h. jedes Fluid besitzt eine Zähigkeit (Viskosität), welche sich durch Tangentialspannungen, und somit einem „Reibungsbedingten Widerstand“ (Frictional resistance) etabliert. Man kann sich diesen Widerstandsanteil in seiner reinsten Form durch eine parallele Anströmung einer dünnen Platte vorstellen.
- Der zweite wichtige Teil ist der sog. „Druckbedingter Widerstand“ (Pressure resistance), der im Gegensatz zum Reibungswiderstand nicht durch eine parallele, sondern durch eine senkrechte Anströmung einer dünnen Platte entsteht.

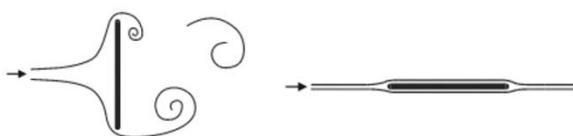


Abb. 3.1: Widerstandsanteile in Reinkultur; links Druck- oder Formwiderstand; rechts: Reibungswiderstand (übernommen aus RECHENBERG, 2006, Folie Nr.3)

Diese beiden Hauptwiderstandsanteile beziehen sich auf Glattwasser (Calm water) und können in weitere Komponenten zerlegt werden (siehe Abb. 3.2).

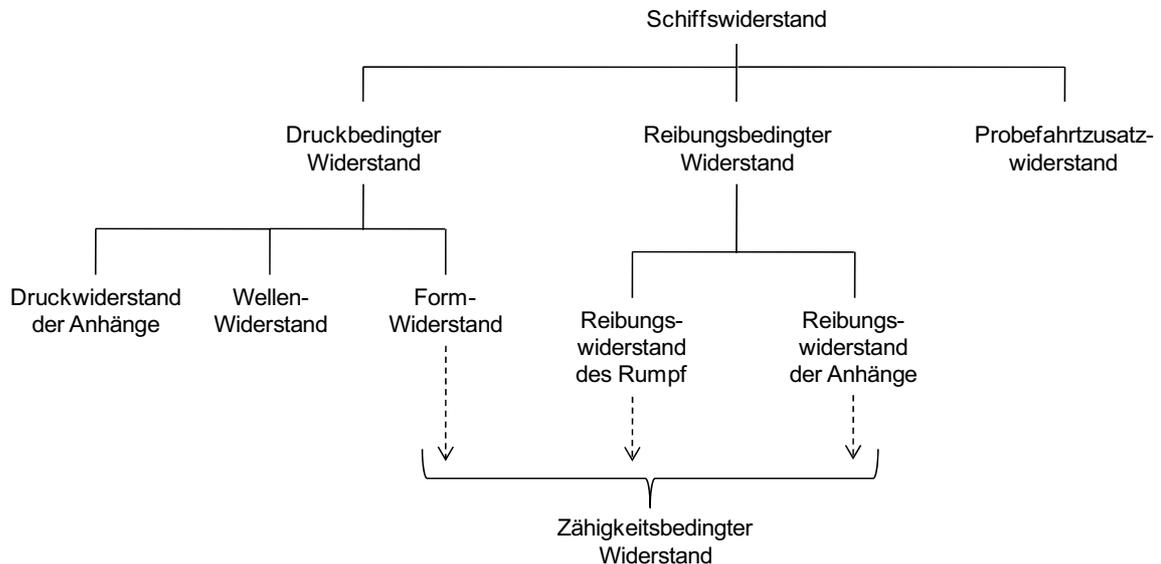


Abb. 3.2: Komponenten des Schiffswiderstandes (modifiziert übernommen aus CARLTON 1994, S.269.)

Diese Zerlegung ermöglicht eine individuelle Betrachtung der einzelnen Komponenten, wobei angemerkt sei, dass sich alle Anteile gegenseitig beeinflussen und man stets eine ganzheitliche Sichtweise anstreben muss. Natürlich gibt es noch weitere Widerstandsanteile, wie Luft-, Wind-, Seegang- und Kurskorrekturwiderstand, die MÜLLER-GRAF (1985) unter dem Synonym „Probefahrtzusatzwiderstand“ zusammenfasst.

Der Reibungsbedingte Anteil wird wie folgt beschrieben

$$R_F = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot C_F \cdot S$$

mit

- $\rho$  Dichte der Flüssigkeit
- $V$  Geschwindigkeit relativ zur Strömung (im allg. Schiffsgeschwindigkeit)
- $C_F$  spezifischer Reibungsbeiwert
- $S$  benetzte Oberfläche

Besonderes Augenmerk liegt dabei auf  $C_F$ , der von folgenden Faktoren abhängig ist:

- Art der Strömung (laminar oder turbulent)
- Form der Oberfläche (Krümmung der Oberfläche, abrupte Formänderungen)
- Art und Zustand der Oberfläche (Rauigkeit)
- Reynoldszahl  $Re = \frac{V}{\nu \cdot L}$

Auf den druckbedingten Widerstand (speziell auf den Wellenwiderstand) soll nicht näher eingegangen werden, da dieser im Weiteren für die Analyse eines Gleitbootes eine untergeordnete Rolle spielt.

### 3.1.2 Widerstand eines Gleitbootes

CARLTON (1994) weist darauf hin, dass im Falle eines konventionellen Verdrängerschiffes der Wellenwiderstand mit größer werdender Froude Zahl bis  $Fr \approx 0,5$  zunimmt, danach abnimmt und schließlich ab  $Fr > 1,5$  vernachlässigbar klein wird. Der zähigkeitsbedingte Widerstandsanteil steigt jedoch mit dem Quadrat der Geschwindigkeit, was für ein konventionelles Verdrängerschiff eine sehr hohe Antriebsleistung erforderlich macht. Deshalb greift man bei höheren Geschwindigkeiten auf andere Rumpfformen zurück, die versuchen den reibungsbedingten Anteil zu reduzieren. Es kommt zum Einsatz von Knickspantbooten, die, so STRASSER (2005), bei höheren Geschwindigkeiten eine Verdrängungsverminderung infolge dynamischen Auftriebes erfahren, und somit ab  $Fr \geq 1,5$  eine Widerstandsminimierung des zähigkeitsbedingten Anteils und des Formanteils (durch geringere Wellenbildung) anstreben. Wie bereits erwähnt nimmt der Wellenwiderstand bei hohen Geschwindigkeiten ab, jedoch begegnen Gleitboote an dessen Stelle einem sog. „Induzierten Widerstand“  $R_I$  (siehe Abb. 3.3), der sich durch die Ausbildung hydrodynamischer Auftriebskräfte am Rumpf ergibt. Für die Gewichtung der Widerstände in Abb. 3.2 ergibt dies eine signifikante Zunahme des zähigkeitsbedingten Teils infolge der erhöhten Geschwindigkeit, eine Verkleinerung des Wellenwiderstandes und ein Hinzukommen des Induzierten Anteils.

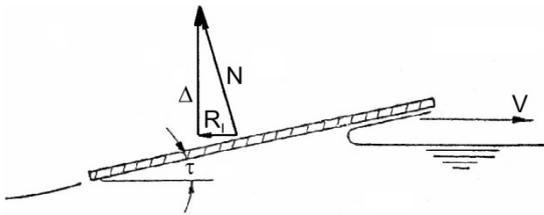


Abb. 3.3: Induzierter Widerstand  $R_I$  infolge des dynamischen Auftriebes  $N$  einer planen Gleitfläche in einer idealen Flüssigkeit (modifiziert übernommen aus SAVITSKY, 1964, S.83.)

In der Vergangenheit wurde viel Aufwand betrieben um eine genaue Vorhersage des Widerstandes von Gleitbooten zu ermöglichen. Es gibt daher mehrere Verfahren um den Leistungsbedarf zu bestimmen. Die vier Bekanntesten seien hier erwähnt:

1. Umrechnung von Schleppversuchsergebnissen oder von Widerstandswerten ähnlicher Schiffe
2. Die Benutzung systematischer Modellversuchsserien (Serie 50, Serie 62, Serie 65)
3. Analytische Verfahren (vor allem das von Savitsky, 1964 entwickelte theoretische Modell sei hier erwähnt)
4. Die Lösungsmethode mittels numerischer Strömungsmechanik CFD (die Ablösungserscheinungen am Heck und an der Kimm erschweren die genaue Kalkulation)

Da sich diese Arbeit mit einem bereits gebauten und im Betrieb befindlichen Boot befasst kann man noch eine fünfte Variante hinzufügen:

5. Die Messung des Widerstandes am wirklichen Schiff

Natürlich sind die Methoden mit unterschiedlichen Anstrengungen verbunden und daher würde z.B. die Entwicklung eines Modells für Schleppversuchszwecke dem ökonomischen Aspekt nicht genügen. Die Messung der Leistung am wirklichen Schiff wird in unserem konkreten Fall zu einer einfachen Geschwindigkeitsmessung abgeschwächt, um eine Überprüfung des Analytischen Verfahrens und der Berechnung mit Modellversuchsserien durchzuführen. Die folgenden Kapitel behandeln die Ermittlung des Widerstandes mit einem Prognoseverfahren nach Müller-Graf, das auf der systematischen Serie 62 aufbaut, und mit dem analytischen Verfahren nach Savitsky.

### 3.2 Widerstandsberechnung nach Müller-Graf

Für die Berechnung des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf müssen bestimmte Voraussetzungen bezüglich der Geometrie des Rumpfes erfüllt sein. Dazu gehören ein Längen-Breitenverhältnis der Kimm  $L_P/B_{PX}$  von 3,09 bis 7, eine Verdrängungsschwerpunktlage von 0,33 bis  $0,55 \cdot L_P$ , und eine Schiffsaufkimmung von ungefähr  $\beta=12,5^\circ$ , wobei  $L_P$  die Kimmlänge und  $B_{PX}$  die maximale Breite in der Kimm bezeichnet ( $L_P$  kann in guter Näherung mit  $1,02 \cdot L_{WL}$  geschätzt werden). Im gegenständlichen Fall können mithilfe einer Analyse der FREE!ship-Ergebnisse und der CAD-Daten die beschriebenen Bedingungen erfüllt werden (siehe Abb. A 6).

Der Rumpfwiderstand ergibt sich dann zu

$$R_{H62} = \varepsilon_{S62} \cdot \nabla_{BHS62} \cdot \rho \cdot g$$

wobei die Rumpfwiderstandsgleitzahl  $\varepsilon_{S62}$  für ein Verdrängungsvolumen von  $\nabla_{BHS62}=44,21\text{m}^3$  und ohne Berücksichtigung eines Rauheitszuschlages  $\Delta C_F$  auf einer systematischen Untersuchung der DTMB Serie62 basiert. Da in unserem Fall die Verdrängung, und somit auch die benetzte Oberfläche  $S_{WH}$ , viel kleiner ist, muss es eine Korrektur  $\Delta R_F$  geben. Somit ergibt sich der Rumpfwiderstand

$$R_H = R_{H62} + \Delta R_F$$

und weiter umgeformt zu

$$R_H = \left[ \varepsilon_{S62} + \frac{Fr_\nabla^2}{2 \cdot \nabla_{BH}^{2/3}} \cdot S_{WH} \cdot (C_F + \Delta C_F - C_{FS62}) \right] \nabla_{BH} \cdot \rho \cdot g \cdot$$

Zur genauen Herleitung dieser Formel sei auf MÜLLER-GRAF (1985) verwiesen. Die Rumpfwiderstandsgleitzahl  $\varepsilon_{S62}$  bezieht sich auf den Längenschärfegrad  $L_P/\nabla_{BH}^{1/3}$  und der Froudschen Verdrängungszahl  $Fr_\nabla = V / \sqrt{g \cdot \nabla^{1/3}}$ , da bei Gleitbooten nicht nur die Länge sondern auch das Gewicht eine entscheidende Rolle spielt. Wie in Abb. 3.4 rot gekennzeichnet ist, wird mit der Geometrie unseres Gleitbootes ein Längenschärfegrad  $\varepsilon_{S62}=4,6$  angestrebt. Somit sind für unterschiedliche Schiffsgeschwindigkeiten die dazugehörigen Gleitzahlen definiert.

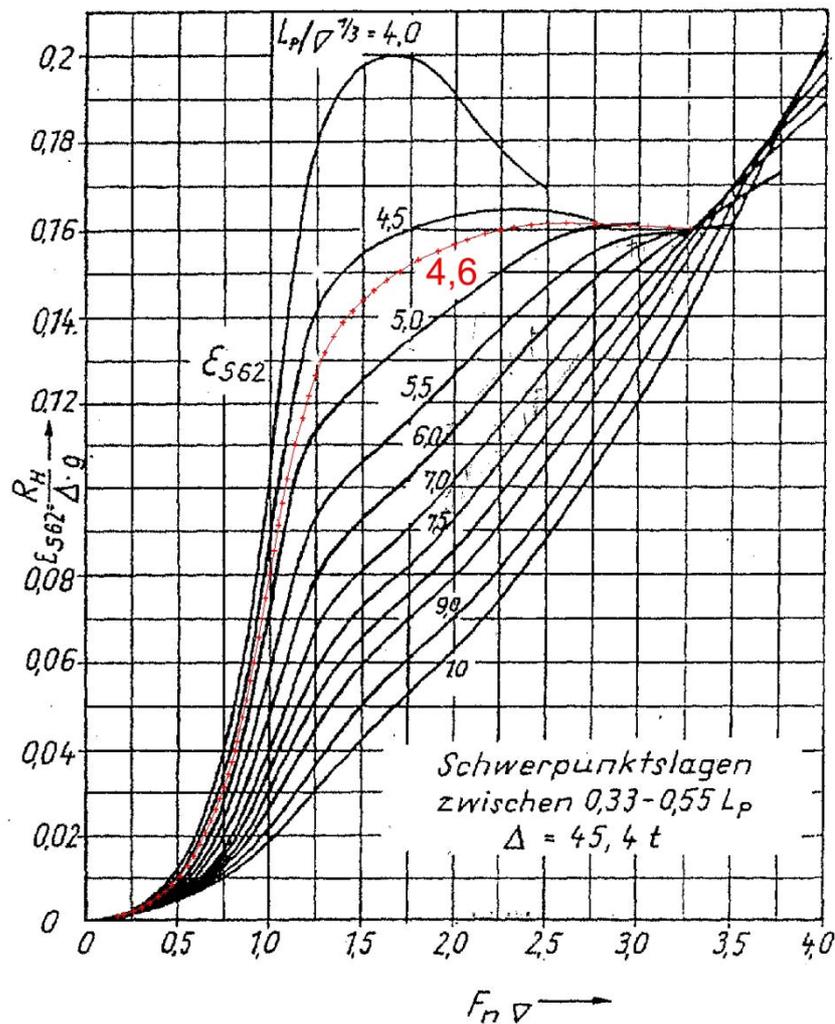


Abb. 3.4: Widerstandsgleitzahl des Rumpfes ohne Anhänge der DTMB-Serie62 (modifiziert übernommen aus MÜLLER-GRAF, 1985, S.166.)

Im Gegensatz zu  $C_F$ , der sich auf das wahre Schiff bezieht und mit der ITTC-1957 Linie berechnet wird, berücksichtigt der Reibungsbeiwert  $C_{FS62}$ , der mittels Schoenherr-Linie (bzw. ATTC) definiert ist, die DTMB-Serie62. STRASSER (2005) liefert eine genaue Erklärung des Unterschiedes der beiden Reibungsbeiwerte: Die Schoenherr-Linie gibt einen zweidimensionalen Reibungsbeiwert der ebenen Platte an. Durch die Einführung eines Formfaktors  $r=1+k$  ist es möglich die Krümmung der Schiffsform bis zu einem gewissen Grad zu berücksichtigen. Die ITTC-1957 Linie kann man als Modell-Schiffs-Korrelationslinie mit  $C_{F,ITTC1957} = C_{F,Schoenherr} \cdot (1+k)$ , wobei  $k=0,12$  ist, auffassen.

Schoenherr-Linie: 
$$\frac{0,242}{\sqrt{C_F}} = \log_{10}(Re \cdot C_F)$$

$$\text{ITTC-1957-Linie: } C_F = \frac{0,075}{(\log_{10} Re - 2)^2}$$

Da wie bereits in Kapitel 3.1.1 erwähnt, die Reynoldszahl von der Länge abhängig ist, kann man eine mittlere benetzte Länge von Kiel und Kimm

$$L_{Wm} = \frac{L_K + L_C}{2}$$

definieren, wobei man für Geschwindigkeiten  $Fr_v \leq 2$  die benetzte Länge mit  $L_{Wm} = L_{WL}$  annehmen kann. Für  $Fr_v > 2$  schätzt man  $L_{Wm} = 0,7 \cdot L_p = 0,714 \cdot L_{WL}$ . Diese Längen sind für die Ermittlung der Reynoldszahl des bestehenden Bootes zu benutzen. Die Längen zur Bestimmung des Reibungsbeiwertes der DTMB-Serie62 kann man mit dem Verhältnis

$$\frac{L_{WLS62}}{\nabla_{BHS62}^{1/3}} = \frac{L_{WL}}{\nabla_{BH}^{1/3}}$$

herleiten, wobei man wiederum zwischen

$$Fr_v \leq 2 \text{ mit } L_{WmS62} = \frac{L_{WL}}{\nabla_{BH}^{1/3}} \cdot 3,536 \text{ und } Fr_v > 2 \text{ mit } L_{WmS62} = \frac{L_{WL}}{\nabla_{BH}^{1/3}} \cdot (3,536 \cdot 0,714)$$

unterscheidet. Es sei angemerkt, dass sich die Reibungsbeiwerte der ITTC-1957- und Schoenherr-Linie ab einer Reynoldszahl größer  $10^8$  nur geringfügig unterscheiden, und man ab diesem Punkt die Berechnung nach ITTC auch bei der DTMB-Serie62 verwenden kann.

Da die systematischen Modellversuchsserien mit völlig glatten Kunststoffrümpfen, d.h. ohne Rauigkeitszuschlag, durchgeführt wurden, muss man den Reibungsbeiwert der Großausführung korrigieren. Das hier untersuchte Boot besteht zwar aus einem Kunststoffrumpf, die Außenhaut kann jedoch nicht als völlig glatt angesehen werden. Der Grund dafür liegt in einer Rauigkeit infolge von Kratzern, leichten Beschädigungen, die Art und Weise der Applikation des Schutzanstriches, die Gleichmäßigkeit des aufgetragenen Anstriches, dem Aufbau von alten Schichten, ungleichmäßige Reinigung und Vorbereitung des Neuanstriches, etc. und würde bei Nichtberücksichtigung zu einer Verfälschung des Rumpfwiderstandes führen. Die Berücksichtigung des Bewuchses des Unterwasserschiffes kann mit einem Zuschlag des Reibungsbedingten Widerstandsanteils erfolgen. Der Rumpfwiderstand wird daher in zwei Teile gegliedert und ein sog. Foulingfaktor  $f_{Bewuchs}$  erhöht den zweiten Teil der Gleichung um einen geschätzten Wert:

$$R_H = \left\{ \nabla_{BH} \cdot \rho \cdot g \cdot \left[ \varepsilon_{S62} - \frac{Fr_{\nabla}^2}{2 \cdot \nabla_{BH}^{2/3}} \cdot S_{WH} \cdot C_{FS62} \right] \right\} + \left\{ \left[ \frac{Fr_{\nabla}^2}{2 \cdot \nabla_{BH}^{2/3}} \cdot S_{WH} \cdot \nabla_{BH} \cdot \rho \cdot g \cdot (C_F + \Delta C_F) \right] \cdot f_{bewuchs} \right\}$$

Die Beschreibung des Rauigkeitszuschlages  $\Delta C_F$  und des Foulingfaktors erfolgt in Kapitel 3.7.1.

Das Ergebnis einer Berechnung des Rumpfwiderstandes liefert die Abb. 3.5. Dabei werden zwei unterschiedliche Betriebszustände dargestellt, einerseits der Rumpfwiderstand nach der Reinigung des Unterwasserschiffes mit neuem Antifoulinganstrich und andererseits der Widerstand nach ungefähr 4 Monaten Liegezeit im Wasser (Foulingfaktor 15%). Die Widerstandszunahme durch Bewuchs ab Geschwindigkeiten von ca. 10kn ist deutlich erkennbar.

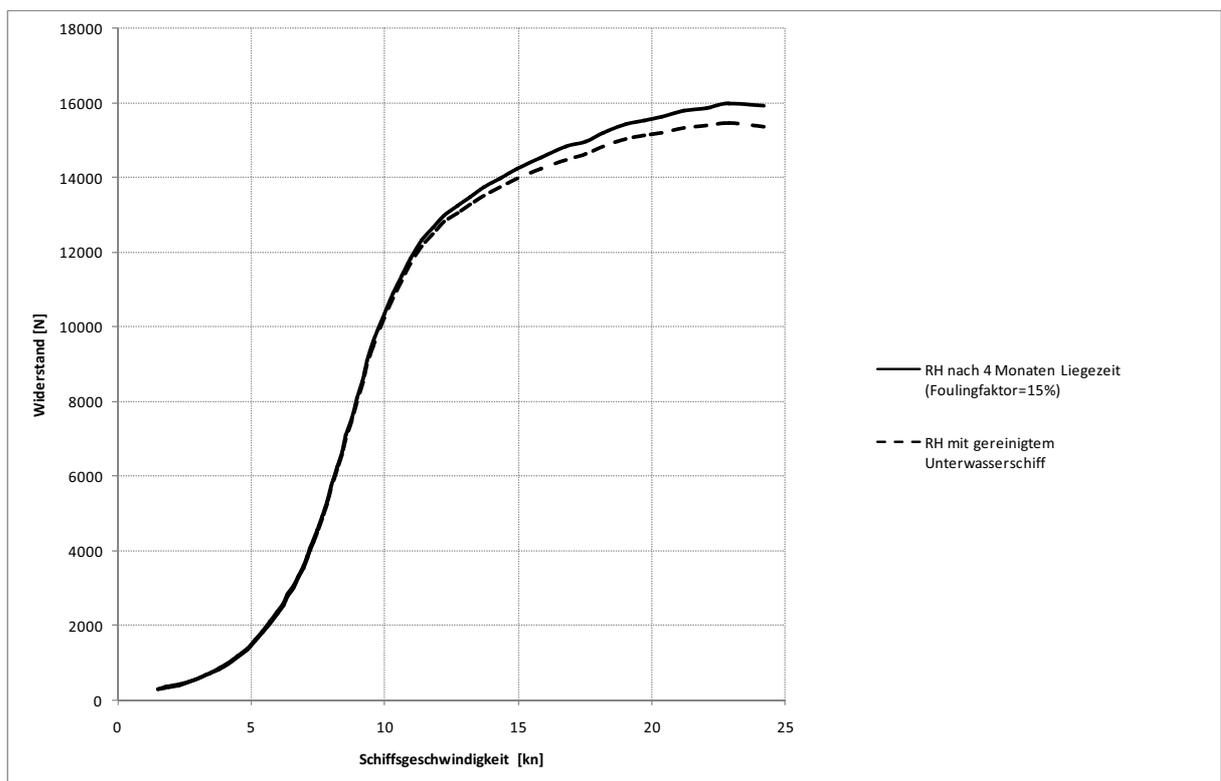


Abb. 3.5: Rumpfwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit nach Müller-Graf

### 3.3 Widerstandsberechnung nach Savitsky

Savitsky hat 1964 mithilfe von Versuchen mit einfachen prismatischen Rumpfformen Formeln zur Leistungsprognose von Gleitbooten entwickelt, die bis heute Anwendung finden. Die Methode kombiniert die elementaren hydrodynamischen Eigenschaften von prismatischen Gleitflächen (Auftrieb, Widerstand, benetzte Fläche, Druckmittelpunkt der Gleitfläche  $l_p$ ), um die Gleichgewichtsbedingungen im Betriebszustand (Trimmwinkel, Tiefgang, benetzte Länge von Kiel und Kimm, Widerstand) als Funktion von Rumpfabmessungen, Gewicht, Schiffsaufkimmung, Gewichtsschwerpunkt  $L_{CG}$  und Geschwindigkeit darzustellen.

Die Abb. 3.6 zeigt den einfachen Fall, bei dem alle Kräfte durch den Gewichtsschwerpunkt verlaufen. Die Kraft  $N$ , welche infolge des hydrodynamischen Druckes auf die Gleitfläche entsteht, kann in eine vertikale Komponente (Auftrieb) und in eine horizontale Komponente (induzierter Druckwiderstand) zerlegt werden. Um das Boot mit einer bestimmten Geschwindigkeit zu bewegen muss ein Propulsionsorgan den nötigen Schub  $T$  liefern. Infolge der Ablösung und des herrschenden Umgebungsdruckes am Spiegelheck ergibt sich eine Absenkung des Hecks infolge der niedrigen Drücke, und es kommt zur Erhöhung des Tiefganges.

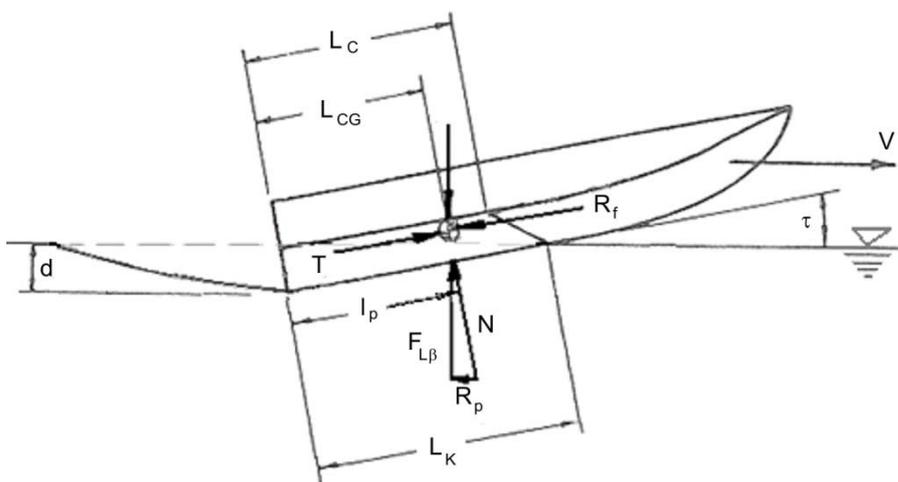


Abb. 3.6: prismatische Rumpfform, bei der alle Kräfte im Gewichtsschwerpunkt wirken (modifiziert übernommen aus SAVITSKY, 1964, S.90.)

Im Folgenden sollen die Formeln zur Berechnung des Rumpfwiderstandes im einfachen Fall kurz erläutert werden. Da alle Kräfte durch den Gewichtsschwerpunkt gehen ist  $L_{CG}=l_p$  und man kann folgende Gleichgewichtsbedingung anschreiben:

$$\frac{L_{CG}}{\lambda \cdot b} - 0,75 + \frac{1}{5,21 \cdot Fr_b^2 / \lambda^2 + 2,39} = 0$$

Aus dieser nichtlinearen Gleichung erhält man das mittlere benetzte Längen-Breiten Verhältnis

$$\lambda = \frac{L_K + L_C}{2 \cdot b}$$

Da die Auftriebskraft  $F_{L\beta}$  gleich dem Gewicht des Bootes sein muss, kann man mithilfe des Auftriebskoeffizienten eines prismatischen Körpers

$$C_{L\beta} = \frac{F_{L\beta}}{\rho / 2 \cdot V^2 \cdot b^2} = \frac{\Delta}{\rho / 2 \cdot V^2 \cdot b^2}$$

und dem daraus resultierenden Auftriebskoeffizienten der ebenen Platte  $C_{L0}$

$$C_{L\beta} = C_{L0} - 0,0065 \cdot \beta \cdot C_{L0}^{0,6}$$

den Trimmwinkel  $\tau$  des Gleitbootes berechnen:

$$C_{L0} = \tau^{1,1} \cdot \left( 0,012 \cdot \lambda^{0,5} + \frac{0,0055 \cdot \lambda^{2,5}}{Fr_b^2} \right)$$

Somit ergibt sich für die induzierte Widerstandskomponente infolge des Druckes:

$$R_p = F_{L\beta} \cdot \tan \tau = \Delta \cdot \tan \tau$$

Für den Reibungswiderstand erhält man

$$R_F = \left( \frac{\rho}{2} \cdot V_m^2 \cdot (C_F + \Delta C_F) \cdot A_P \right) \cdot f_{Bewuchs}$$

wobei die Gleitfläche

$$A_P = \frac{\lambda \cdot b^2}{\cos \beta}$$

ist und  $V_m$  die mittlere Geschwindigkeit der Gleitfläche darstellt.

Die bisher gezeigte Methode der Widerstandsberechnung des Rumpfes nach SAVITSKY (1964) beinhaltet nur den zähigkeits- und druckbedingten Widerstand der Gleitfläche. SAVITSKY, DELORME, & DATLA (2006) erweitern diesen Ansatz um einen zähigkeitsbedingten Spritzerwiderstand  $R_S$  der durch das Austreten des Wassers entlang der Außenhaut im Bereich der divergierenden Wasserlinien im Vorschiffbereich durch die hohen lokale Drücke entsteht (vgl. Abb. 3.7):

$$R_S = \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot \frac{b^2 \cdot \cos(2\delta / \cos \beta)}{4 \cdot \sin 2\delta \cdot \cos \beta} \cdot C_{F,S}$$

Der Reibungsbeiwert der Spritzer  $C_{F,S}$  wird mit der Schoenherr-Linie berechnet, wobei für die Reynoldszahl eine charakteristische Länge der Spritzer mit  $L_{WS} = \frac{b}{4 \cdot \sin 2\delta \cdot \cos \beta}$  geschätzt wird.

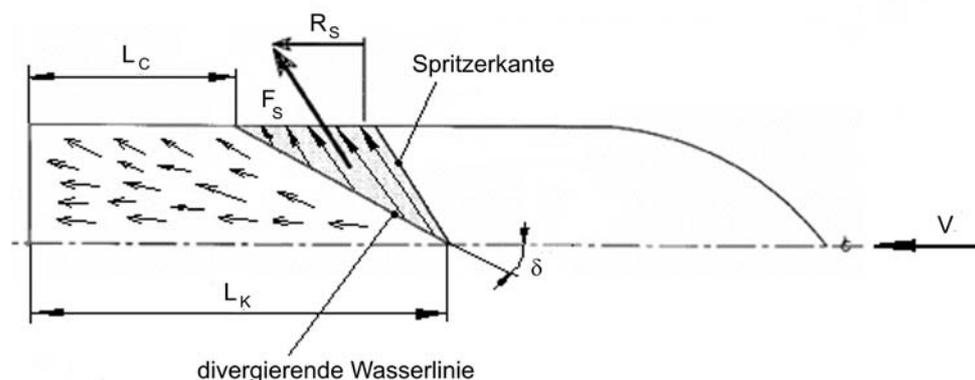


Abb. 3.7: Strömung entlang der Gleitfläche und die Ausdehnung des Gebietes der Spritzer (modifiziert übernommen aus SAVITSKY, DELORME, & DATLA, 2006, Anhang)

Zusammenfassend ergibt sich der analytisch berechnete Rumpfwiderstand zu:

$$R_H = R_p + R_f + R_S$$

Es muss noch angemerkt werden dass die Methode nach SAVITSKY (1964) nur für Geschwindigkeiten bei denen die benetzte Kiellänge nicht in die nach oben gewandte Bugregion reicht gilt. Zur genauen Berechnung wird ein Geschwindigkeitsbereich von  $L_K < 0,9 \cdot L_{WL}$  empfohlen, da in diesem Fall kein zusätzlicher Bugwiderstand entsteht und berücksichtigt werden muss.

Die Berechnung kann rechnerunterstützt über einen definierten Geschwindigkeitsbereich durchgeführt werden. Das Ergebnis einer solchen Kalkulation liefert Abb. 3.8. Analog wie in Abb. 3.5 erkennt man auch hier die Widerstandszunahme infolge der Rauigkeit des Unterwasserschiffes durch Bewuchs. Jedoch ist der Geschwindigkeitsbereich im Gegensatz zu Müller-Graf auf ein Gebiet größer 17,6kn beschränkt (für  $L_K < 0,9 \cdot L_{WL}$ ).

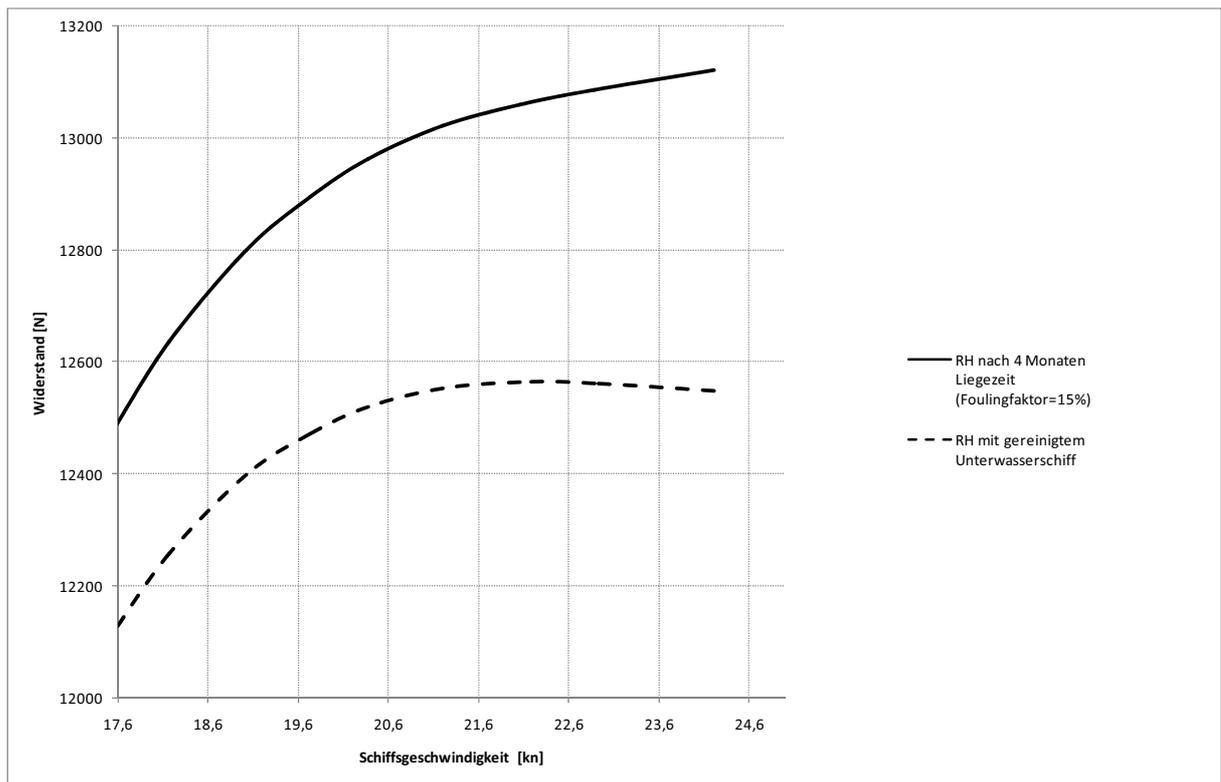


Abb. 3.8: Rumpfwiderstand in Abhängigkeit der Geschwindigkeit nach Savitsky (Geschwindigkeitsbereich gilt ab  $L_K < 0,9 L_{WL}$  d.h.  $V > 17,6kn$ )

Da Savitsky Gleichgewichtszustände analysiert und diese natürlich auch vom Trimmwinkel abhängig sind, kann man die Vertrimmung des Bootes in Abhängigkeit der Geschwindigkeit darstellen. Die Abb. 3.9 liefert ein solches Nebenprodukt einer Kalkulation, wobei im konkreten Fall die Vertrimmung bei einer Geschwindigkeit von ungefähr 18,5kn ihren Höchstwert erreicht, um danach wieder abzuklingen. Der Beginn des Gleitens ab dieser Geschwindigkeit begründet diesen Buckel.

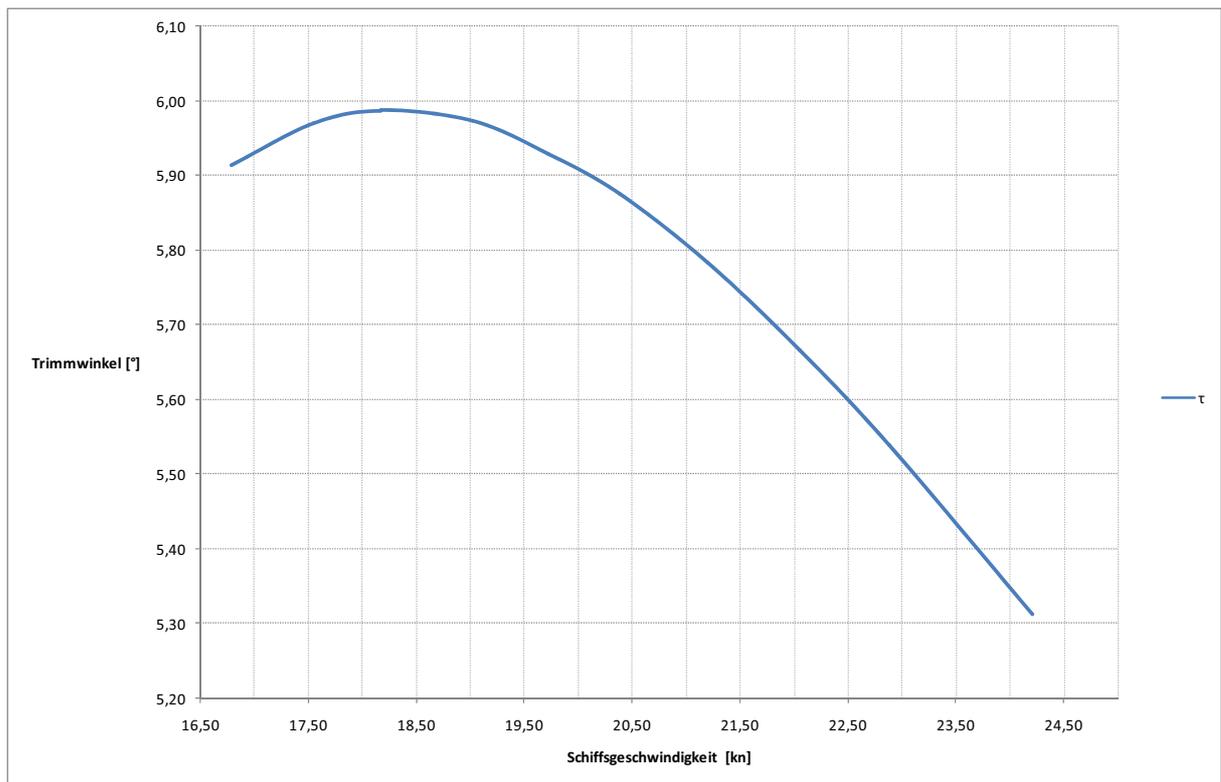


Abb. 3.9: Trimmwinkel in Abhängigkeit der Geschwindigkeit (mit Bewuchs)

### 3.4 Vergleich der Rumpfwiderstände

Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der Rumpfwiderstandsberechnungen von Savitsky und Müller-Graf veranschaulicht die Abb. 3.10. Dabei ist folgendes festzuhalten: Aufgrund des nichterfassten Bugwiderstandes gilt die Berechnung nach Savitsky nur in einem erhöhten Geschwindigkeitsgebiet, was in unserem Fall nutzbar gemacht werden kann, da das Gebiet des Gleitens von Interesse ist. Der prinzipielle Verlauf der beiden Kurven scheint gleich, es gibt jedoch eine ausgeprägte Differenz der Widerstandslevel. Die Berechnung nach Müller-Graf liefert einen um 17 bis 18% höheren Widerstand als nach Savitsky. Für eine sichere Leistungsprognose wäre es zweckmäßig die erhöhten Werte von Müller-Graf zur weiteren Berechnung heranzuziehen. Alle weiteren Kalkulationen sollen jedoch auf Basis von Müller-Graf und parallel dazu auf Grundlage von Savitsky vorangetrieben werden.

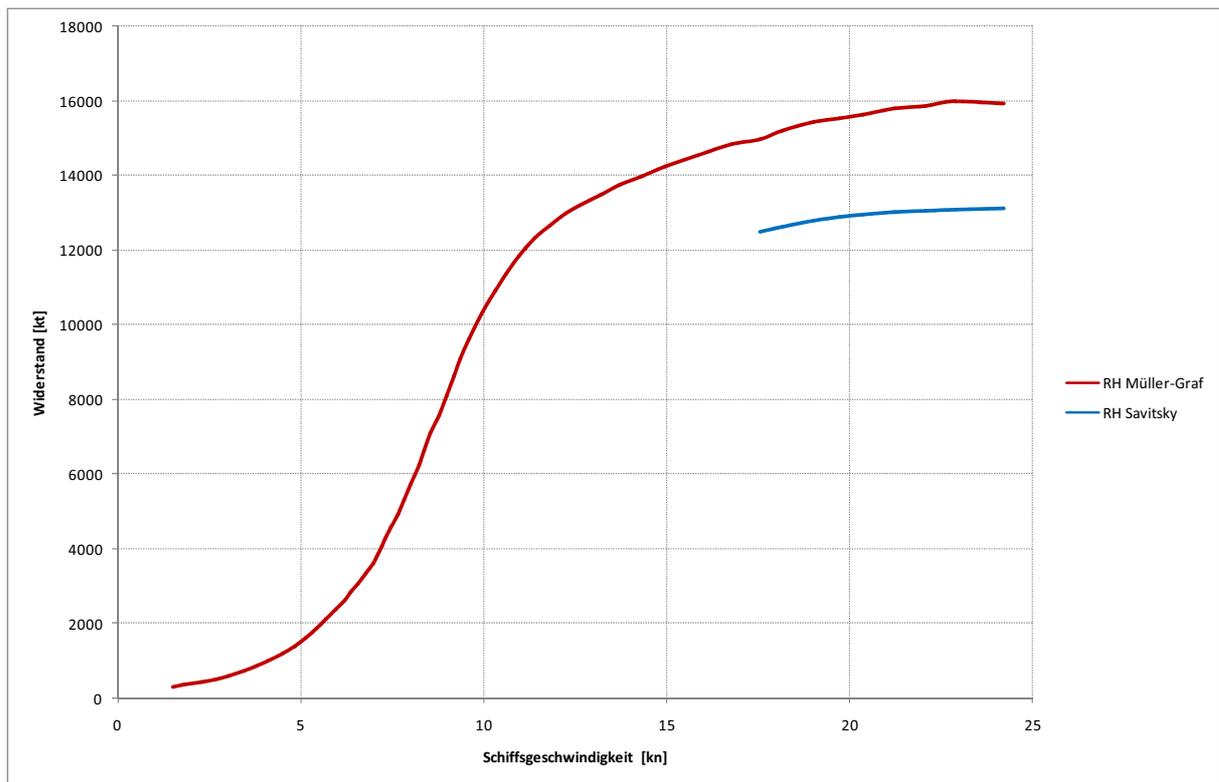


Abb. 3.10: Vergleich der Rumpfwiderstände nach Savitsky und Müller-Graf (Widerstände nach 4 Monaten Liegezeit, Foulingfaktor=15%)

### 3.5 Widerstand der Anhänge

Dieser Widerstandsanteil setzt sich ebenfalls aus druckbedingten und zähigkeitsbedingten Teilen zusammen. Eine analytische Berechnung ist daher sehr aufwendig, und es soll ein auf systematischen Versuchen ermittelter Anhangswiderstandsbeiwert  $C_{AP}$  benutzt werden. MÜLLER-GRAF (1985) gibt für Boote bis zu einer Verdrängung von  $10\text{m}^3$  für strömungsgünstig ausgeführte vollgetauchte Motorbootsanhänge bestehend aus zwei Propellerwellen mit je einem einarmigen Wellenbockarm und je einem Ruder Widerstandsbeiwerte  $C_{AP}$  laut Abb. 3.11 an. Die Berechnung erfolgt nach

$$R_A = \left( C_{AP} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S_A \right) \cdot 1,1 \quad ,$$

wobei  $S_A$  die benetzte Oberfläche aller Anhangselemente beschreibt und ein 10%iger Zuschlag für die meist ungünstigeren Formen berücksichtigt wird. Weiters definiert man eine mittlere in Strömungsrichtung liegende Länge der Anhangselemente:

$$L_{APm} = \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{d_W}{\sin \varepsilon} + c_{STm} + c_{RUDm} \right)$$

Die Werte für den Wellendurchmesser  $d_W$ , die mittlere Profiltiefe des Wellenbockarms  $c_{STm}$  und die mittlere Profiltiefe des Ruders  $c_{RUDm}$  können aus Tab. 2.2 entnommen werden. Der Winkel  $\varepsilon$  bezeichnet den Anströmwinkel der Anhänge und kann mit der Neigung der Welle zur Horizontalen gleichgesetzt werden und beträgt im konkreten Fall ungefähr  $8^\circ$ .

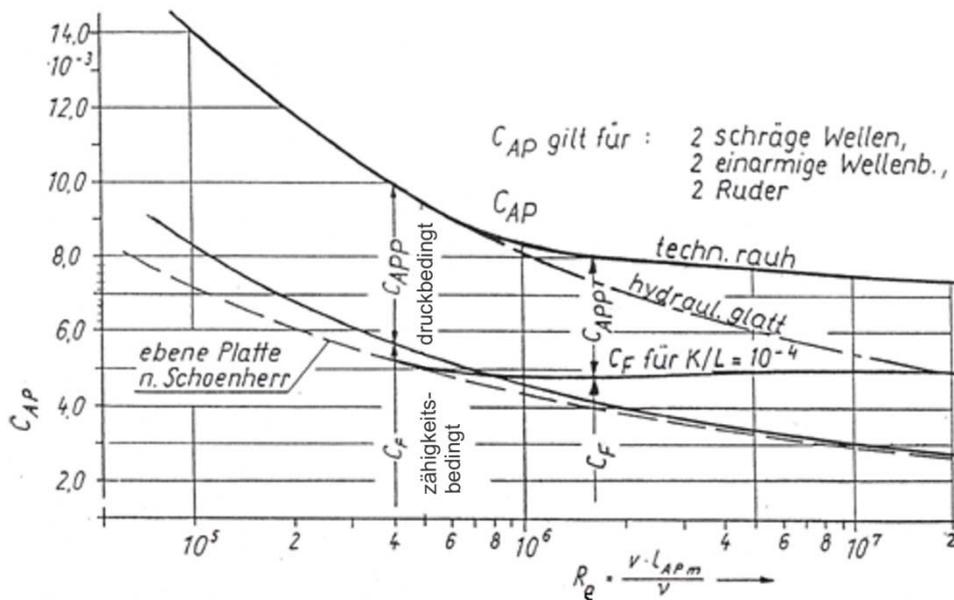


Abb. 3.11: Widerstandsbeiwert der Anhänge (modifiziert übernommen aus MÜLLER-GRAF, 1985, S.167.)

Da es zwei Kühlwassereintrittsöffnungen, eine Summe von Sanitäreintritts- und Sanitäraustrittsöffnungen sowie Zinkanoden gibt, und diese nicht im Rumpfwiderstand  $R_H$  berücksichtigt sind, müssen sie explizit erfasst werden. Diese Einzelwiderstände werden mit 16% des Anhangswiderstandes geschätzt. Zusammenfassend ergibt sich somit der Anhangswiderstand zu

$$R_A = \left( C_{AP} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \cdot S_A \right) \cdot 1,276$$

### 3.6 Probefahrtzusatzwiderstand

Dieser Teil kann als Anpassung des Widerstandes an die vorherrschenden Fahrbedingungen gedeutet werden und setzt sich aus drei Hauptkomponenten zusammen: Luft- und Windwiderstand, Seegangswiderstand und Kurskorrekturwiderstand (vgl. MÜLLER-GRAF, 1985).

Die Berechnung des Luft- und Windwiderstandes erfolgt mithilfe eines spezifischen Luftwiderstandsbeiwertes  $C_A$  und dem Frontalquerschnitt des Überwasserschiffes inklusive Aufbauten  $A_v=10,88\text{m}^2$  (vgl. Abb. 3.12) zu

$$R_{Luft} = C_A \cdot \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot (V + V_{Luft}) \cdot A_v$$

Abhängig von der der Windschlüpfrigkeit des Objektes gibt MÜLLER-GRAF (1985) Werte zwischen 0,44 und 0,85 an, wobei sich SAVITSKY, DELORME, & DATLA (2006) auf einen Wert von 0,7 beschränken. Im konkreten Fall soll die Schiffsgeschwindigkeit  $V$  mit einer Windgeschwindigkeit von  $V_{Luft}=2\text{Bft}$ . ( $\approx 2,75\text{m/s}$ ) in drei Metern Höhe über Wasser ergänzt werden, und mit einem  $C_A=0,7$  gerechnet werden, da das untersuchte Objekt eher einem Patrouillenboot als einem windschlüpfrigen Schnellboot gleicht.



Abb. 3.12: Frontalquerschnitt Überwasserschiff inkl. Aufbauten (CAD-Daten aus FREE!ship)

Die bei einer Windgeschwindigkeit von 2Bft. herrschenden Wellen werden mit einem prozentuellen Zuschlag auf den Rumpfwiderstand

$$R_{Seegang} = 0,01 \cdot R_H$$

berücksichtigt. Ebenso kann man eventuell vorgenommene Kurskorrekturen durch eine Vergrößerung des Rumpf- und Anhangswiderstandes mit

$$R_{Kurs} = 0,02 \cdot (R_H + R_A)$$

aufschlagen. In Summe ergibt sich der Probefahrtzusatzwiderstand zu:

$$R_{Zusatz} = R_{Luft} + R_{Seegang} + R_{Kurs}$$

### 3.7 Rumpf- und Propellerrauigkeit

Die Oberflächenbeschaffenheit ist ein permanent wechselnder Parameter, der einen großen Einfluss auf das Leistungsverhalten eines Schiffes hat. Die Rauigkeit des Rumpfes beeinflusst die Ausbildung und das Wachstum der Grenzschicht, und kann somit als Vergrößerung des Reibungsbedingten Widerstandsanteils aufgefasst werden. CARLTON (1994) spricht von einer „permanenten Rauheit“, welche durch eine „temporäre Rauigkeit“, die durch tierischen und pflanzlichen Bewuchs (Fouling) des Unterwasserschiffes entsteht, ergänzt werden kann.

Die Propellerrauigkeit kann als ähnliches Phänomen aufgefasst werden, da sie einen beachtlichen Einfluss auf die Leistungscharakteristik des Antriebssystems hat. Sie resultiert durch Bewuchs, Korrosion, Erosion durch Kavitation, unzureichende Wartung, Grundkontakt, etc., und muss somit explizit betrachtet werden.

#### 3.7.1 Die Rauigkeit des GFK-Rumpfes

Betrachten wir als erstes die permanente Rauigkeit des Rumpfes. Das Laminat eines GFK-Bootes wird durch das Gelcoat (als Schutzschicht aufgetragener Hartlack), welches im Gegensatz zur Antifoulingbeschichtung als völlig glatt angesehen werden kann, versiegelt. Um dieses Gelcoat vor Bewuchs zu schützen wird ein Primer (Haftgrund) mit anschließendem Antifoulinganstrich aufgetragen. Dieses weit verbreitete Verfahren wird für Sportboote, die eine längere Liegezeit im Wasser haben, angewendet. Es existieren unterschiedliche Arten von Antifoulingbeschichtungen, die verschiedene Wirkungsmechanismen nutzen, und somit diverse Rauigkeiten infolge der Oberflächenbeschaffenheit verursachen.

HEMPEL (2007) führt die drei wichtigsten Systeme an:

- Hart-Antifouling
- Dünnschichtantifouling

- Selbsterodierendes Antifouling

Der Begriff "Hart" bedeutet, dass das Bindemittel wasserunlöslich ist. Liegt das Schiff im Wasser werden die Wirkstoffe (Biozide) aus dem Bindemittel (Matrix) ausgelaugt, und übrig bleibt ein leeres Bindemittelgerüst. Das Wirkprinzip des Dünnschichtantifouling beruht nicht auf der Abgabe von Wirkstoffen, sondern auf einer sehr glatten Oberfläche, die die Anhaftung von Organismen erschwert. Da im konkreten Fall eine selbsterodierende Antifoulingbeschichtung im Einsatz ist, soll diese Technologie näher angeführt werden.

Im Gegensatz zum Hart-Antifouling ist beim selbsterodierenden Antifouling das Bindemittel wasserlöslich und die spezielle Copolymer-Kombination wird durch das am Rumpf vorbeiströmende Wasser langsam abgewaschen. Dadurch wird die nächste Schicht von Wirkstoffen freigegeben und es liegt ständig neues bioaktives Material an der Oberfläche (vgl. Abb. 3.13). Da keine leere Bindemittelmatrix stehen bleibt kommt es zu einer permanenten Glättung des Rumpfes, was sich positiv auf den Reibungswiderstand auswirkt.

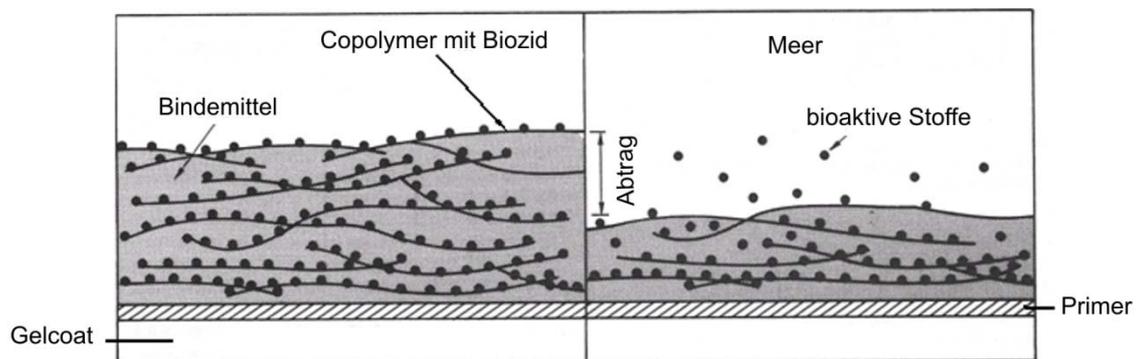


Abb. 3.13: Wirkprinzip der selbsterodierenden Antifoulingbeschichtung; links: neu aufgetragene Schicht; rechts: im Betriebszustand (modifiziert übernommen aus CARLTON, 1994, S.449.)

Die bestimmenden Faktoren zur ständigen Erneuerung der Schichten sind einerseits die Strömungsgeschwindigkeit und andererseits die Oberflächenbeschaffenheit des Gelcoats und des Primers. Mit zunehmender Schiffsgeschwindigkeit sinkt die Diffusionszeit der Biozide, was zu schnelleren chemischen Reaktionen und schnellerer Erneuerung der Oberfläche führt. Hinzu kommt, dass die Abtragsrate in Gebieten mit Erhebungen des Gelcoats größer wird als bei Gebieten mit gleichmäßiger Oberfläche. Dieser Effekt eines zunehmenden Abtrags der Schutzschicht ist auf die erhöhte Scherbeanspruchung und auf die Verwirbelungen an diesen Stellen zurückzuführen. Die Abb. 3.14 zeigt eine Erhebung bei der die Primerschicht infolge

der stärkeren Poliertrate durchkommt und mehr kein ausreichender Schutz an dieser kritischen Stelle vor Bewuchs gegeben ist.

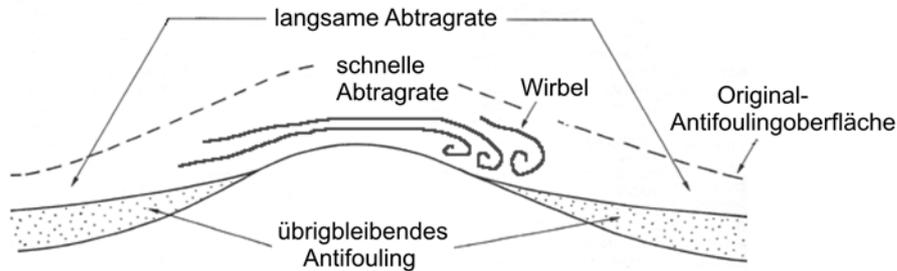


Abb. 3.14: Einfluss der Oberfläche auf selbsterodierende Antifoulingbeschichtungen (modifiziert übernommen aus CARLTON, 1994, S.450.)

Wie man sieht ist die permanente Rauigkeit des Rumpfes von sehr vielen Faktoren abhängig. Nicht nur die Art und Schichtdicke des Antifoulinganstriches, sondern auch die im Laufe der Zeit hinzukommende Unregelmäßigkeit der Oberflächenstruktur infolge von Kratzern und leichten Beschädigungen des Gelcoats und der Primerschicht, der Gleichmäßigkeit des aufgetragenen Anstriches, dem Aufbau von alten Schichten, etc. gestalten die Abschätzung eines Rauigkeitszuschlages schwierig. In der Literatur existiert eine Vielzahl an Vorschlägen für eine Vergrößerung des Reibungsbeiwertes. NEWMAN (1977) und TUPPER (1996) führen einen Rauigkeitszuschlag  $\Delta C_F$  von 0,0004 für neue Schiffe an, wobei dabei keine Differenzierungen in der Schiffslänge oder der Geschwindigkeit gemacht werden. Eine andere Möglichkeit zur Berücksichtigung der Länge und der Geschwindigkeit gibt FALTINSEN (2005) an:

$$\Delta C_F = \left[ 111 \cdot (\text{AHR} \cdot V)^{0,21} - 404 \right] \cdot C_{F,ITTC}^2$$

Es sei festgehalten, dass für die durchschnittliche Rauigkeit des Rumpfes AHR (Average Hull Roughness) Werte zwischen 75 und 150  $\mu\text{m}$  für neu gebaute Schiffe existieren. In unserem Fall soll ein  $\text{AHR}=75\mu\text{m}$  fixiert werden, da es keine Unebenheiten infolge von Schweißnähten, Nieten, etc. gibt. Für eine exakte Beschreibung von AHR sei auf CARLTON (1994) verwiesen. Die somit errechneten Werte für  $\Delta C_F$  sollen zur Berechnung des Widerstandes nach Müller-Graf als auch nach Savitsky herangezogen werden (siehe Tab. 3.1).

Tab. 3.1: Rauheitszuschläge für  $L_{WL}=9,415m$ ,  $\nu=1,05\cdot 10^{-6}m^2/s$  und  $AHR=75\ \mu m$ 

V (m/s)	Re ()	$C_{F,ITTC}$ ()	$\Delta C_F$ ()
7	6,3E+07	0,00223	0,00005
8	7,2E+07	0,00219	0,00010
9	8,1E+07	0,00215	0,00015
10	9,0E+07	0,00212	0,00019
11	9,9E+07	0,00209	0,00022
12	1,1E+08	0,00206	0,00025
13	1,2E+08	0,00204	0,00028
14	1,3E+08	0,00202	0,00030
15	1,3E+08	0,00225	0,00041
16	1,4E+08	0,00226	0,00045

Für Geschwindigkeiten  $V < 7m/s$  würden die Werte für den Rauheitszuschlag nach dieser Berechnung negativ werden, und daher soll für diesen Bereich  $\Delta C_F \approx 0$  angenommen werden.

Als zweiter Aspekt soll nun die „temporäre Rauigkeit“ infolge des Bewuchses näher betrachtet werden. Vorerst sollen die Grundlagen des Bewuchsprozesses verdeutlicht werden: Unter Fouling versteht man die Besiedelung und das Wachstum von Pflanzen und Tieren an der Oberfläche von eingetauchten Strukturen, wobei ANDERSON (2004) zwischen Mikro- und Makrofouling unterscheidet. Mikro-fouling bildet die erste Stufe des Fouling-Prozesses und äußert sich durch die Ausbildung eines Schleimfilms, welcher durch das Wachstum von Bakterien und Algen auf der sauberen Oberfläche entsteht. Eine rapide Entwicklung dieser Kleinstlebewesen in den ersten Tagen und Wochen führt zu einer reichhaltigen Nährstoffschicht, welche den Prozess des Makrofouling anregt. In diesem fortgeschrittenem Stadium kommt es zur Ansiedlung von pflanzlichen (z.B. Seegrass) und tierischen Organismen (z.B. Seepocken, Rohrwürmern, Muscheln, etc.).

Die Dynamik und Stärke des Fouling-Prozesses ist von mehreren Faktoren abhängig. Einerseits bilden regionale Einflüsse die Grundlage und andererseits spielt die eingetauchte Struktur mit ihrer Art, Form und Funktion eine entscheidende Rolle. In der Vergangenheit wurde viel Forschungsarbeit auf diesem Gebiet geleistet, und es gibt eine Vielzahl an Literatur. Ein Standardwerk mit einer ganzheitlichen Sichtweise ist von WHOI (1952).

Zusammenfassend hängt der Fouling-Prozess von folgenden Faktoren ab:

- Temperatur (abhängig von der Region, Jahreszeit, Wassertiefe, etc.)
- Salzgehalt (Region, etwaige Frischwasserzufluss im Hafen)
- Wasserqualität (Nährstoffgehalt, Strömung, Verunreinigungs niveau)
- Strömungsgeschwindigkeit (Schiffsgeschwindigkeit)
- Struktur (Rauigkeit der Oberfläche, Material)

Verknüpft man die angeführten Aspekte mit unserem konkreten Fall, so kann man folgende Schlüsse ziehen: WASMAYER (1976) gibt eine Oberflächentemperaturen von 10° im Winter und 22° bis 25°C im Sommer an. Der beachtliche Salzgehalt von 3,85% ergibt sich aus dem Charakter eines Binnenmeeres, da der Verdunstungsgrad sehr hoch ist, und Zuleitungen mit kaltem Wasser kaum gegeben sind. Somit zählt die Adria laut HEMPEL (2007) zu den wärmeren Gewässern mit mittleren bis starken Bewuchsverhältnissen, was auf ein beschleunigtes Wachstum infolge erhöhter Oberflächentemperaturen zurückzuführen ist. Wie bereits in Kapitel 2.3 erwähnt liegt das Boot für 353 Tage im Jahr (=96,7%) unbewegt im Wasser, was dazu führt das die Strömungsgeschwindigkeit um das Unterwasserschiff vernachlässigbar klein wird. Desweiteren liegt die Marina in der geschützten Bucht von Punat, was eine zusätzliche Verminderung der natürlichen Strömung bewirkt. Die meisten Larven der Fouling-Organismen haben ab einer Strömungsgeschwindigkeit von ungefähr 1kn Schwierigkeiten sich an der Oberfläche anzusiedeln (vgl. WHOI, 1952). Der beschriebene Liegeplatz und die äußerst lange Liegezeit im Hafen schaffen beste Rahmenbedingungen für eine erfolgreiche Besiedelung von Pflanzen und Tieren.

Bei der thematisierten Struktur mit den Aspekten Rauigkeit und Material stößt man unmittelbar auf den Antifoulinganstrich. Im konkreten Fall bewirkt ein selbsterodierendes Antifouling die Abgabe von toxischen bioaktiven Wirkstoffen an das umgebende Wasser, und vermindert somit eine Besiedelung des Rumpfes mit den vorhin erwähnten Organismen. Dieser Unterwasseranstrich kann auch als das Bindeglied zwischen der permanenten und der temporären Rauigkeit aufgefasst werden, da er für beide Anteile gleichermaßen stimulierend wirkt.

Da auch die temporäre Rauigkeit eine Funktion mit vielen unbekanntem Variablen ist, ist die Vorhersage dieses Rauigkeitszuschlages noch schwieriger als bei der permanenten Rauigkeit. Deshalb soll es keinen direkten Rauigkeitszuschlag  $\Delta C_F$  sondern eine prozentuelle Erhöhung des Reibungsbedingten Widerstandsanteils geben. Auch hier existiert

eine Vielzahl von Vorschlägen. ANDERSON (2004) unterscheidet nach dem Entwicklungsstadium des Bewuchses und gibt Maximalwerte für die Erhöhung an:

- Schleimfilm: 1 bis 2%,
- für den pflanzlichen Bewuchs (Seegrass): bis zu 10%
- tierische Organismen (Seepocken, Muscheln): bis zu 40%

Im Gegensatz dazu liefert TUPPER (1996) bei starken Bewuchsverhältnissen (Häfen und wärmere Gewässer) einen allgemeinen Zuschlag von 5% für 40 Tage, was in weiterer Folge eine Erhöhung von  $1/8\%$  pro Tag ergibt. Wir wollen diese einfache Annahme einer linearen Funktion für die in Kapitel 2.3 erwähnte mögliche Fahrzeit von Anfang Juni bis Ende August für den konkreten Fall übernehmen. Da das Unterwasserschiff jedes Jahr im Mai gewartet wird, beginnt ab diesem Zeitpunkt der Bewuchs. Das Ende der Fahrsaison liegt am 31. August, was einen Foulingzeitraum von ungefähr 120 Tage zur Folge hat (dieser Zeitraum ist für die Ermittlung des Leistungsbedarfes relevant). Die Abb. 3.15 liefert das vereinfachte Modell einer Sägezahnkurve, wobei die temporäre Rauigkeit einer Erhöhung des Reibungsbedingten Widerstandsanteils um 15% gleichzusetzen ist.

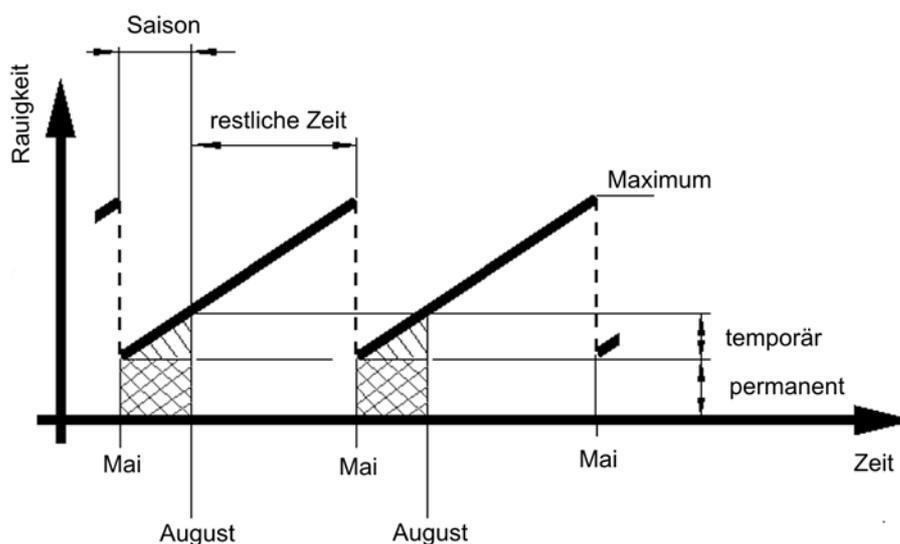


Abb. 3.15: Sägezahnkurve des Bewuchses

Es sei bemerkt, dass diese Darstellung mit den getroffenen Vereinfachungen ein Denkmuster veranschaulicht, das ein grundsätzliches Verständnis für die Rauigkeit liefern soll. Der Foulingprozess stoppt nicht im August, sondern schreitet weiter voran, bis er nach einer Generalsanierung im darauffolgenden Jahr wieder neu beginnt.

---

Zusammenfassend sei festgehalten:

- die permanente Rauigkeit wird nach Tab. 3.1 berechnet
- der Bewuchs (temporäre Rauigkeit) wird mit einer Widerstandserhöhung des Reibungsbedingten Anteils berücksichtigt und soll als Foulingfaktor  $f_{Bewuchs}=1,15$  bezeichnet werden

### 3.7.2 Die Rauigkeit des Propellers

Nach der Tragflügeltheorie sind die Propellerflügel aus Streifen von Tragflächen zusammengesetzt, und die Kraft auf den Flügelschnitt kann in zwei Komponenten zerlegt werden, in einen Auftrieb und in einen Widerstand (dimensionslos als Auftriebsbeiwert und Widerstandsbeiwert). CARLTON (1994) erklärt den Einfluss der Rauigkeit eines Tragflügels mithilfe eines NACA 65-209 Profils. Da der Auftriebsbeiwert bei diesem Profil 20 bis 30mal größer ist als der Widerstandsbeiwert ist die Auswirkung der Rauigkeit bezüglich des Auftriebs im Gegensatz zum Widerstand vernachlässigbar klein. Eine raue Oberfläche des Schraubenpropellers mit konstanter Steigung bewirkt demnach eine erhöhte Leistungsaufnahme, was sich in der Reduktion der Propellerdrehzahl äußert.

Analog wie im vorigen Kapitel gibt es auch beim Propeller verschiedene Ursachen für die Rauigkeit der Flügeloberflächen:

- Erosion durch Kavitation
- Korrosion
- Grundkontakt
- Qualität der Wartung
- Bewuchs

Erosionserscheinungen können durch die im Wasser gelöste Partikel, die an der Oberfläche der Flügel auftreffen, erklärt werden. Diese Abrasion betrifft vor allem die Eintrittskante und die äußeren Radien, da hier die Geschwindigkeiten am Größten sind. Kavitation bezeichnet die Entstehung und das Zusammenbrechen von Dampfblasen infolge von Druckschwankungen in Flüssigkeiten. In Seewasser kommt es schon vor Eintreten des Dampfdruckes zu Kavitation, da der Prozess durch gelöste Gase und Luftbläschen beschleunigt wird. Beim Zusammenbrechen der Blasen entsteht eine sehr hohe Energie, die ebenfalls Erosion verursacht.

Beim Thema Korrosion sei vor allem die elektrochemische Korrosion erwähnt, da z.B. die Welle und der Propeller aus unterschiedlichen Materialien sind. Unter Grundkontakt versteht man die Beschädigung der Propellerflächen durch unsachgemäße Verwendung, z.B. das Befahren von Untiefen. Die Qualität der Wartung äußert sich durch die unprofessionelle Reinigung der Flügel durch zu grobe Schleifscheiben.

Der Bewuchs verhält sich ähnlich wie beim Unterwasserschiff jedoch sei erwähnt, dass bestimmte Organismen (z.B. Seegras) durch die erhöhten Umfangsgeschwindigkeiten im Betrieb des Propellers Schwierigkeiten haben sich dauerhaft an den Flügelflächen anzusiedeln. Vor allem tierische Organismen wie Rohrwürmer neigen dazu Propeller, Welle, Ruder und Wellenbockarm zu besiedeln, da sie auch bei hohen Geschwindigkeiten nicht abgewaschen werden (vgl. Abb. 3.16).

Es seien vor allem die starken Wechselwirkungen von Kavitation, Korrosion, Erosion und Bewuchs angemerkt. Ein Beispiel liefert die Begünstigung des Bewuchses durch Korrosion: Die Oberfläche des Propellerflügels wird durch Korrosion beschädigt → die Rauigkeit nimmt zu → dies bewirkt eine Vergrößerung der Fläche → Foulingorganismen finden mehr Platz zur Besiedelung → infolge der rauen Oberfläche wird ihre Haftung verbessert → die Aggressivität des Bewuchses nimmt zu → usw..



Abb. 3.16: Bewuchs des Propellers und der Anhänge nach 12 Monaten (Foto: Punat, Mai 2006)

Wie bereits erwähnt kommt es infolge der Oberflächenrauigkeit der Propellerflügel zu einer Leistungsverminderung, deren Abschätzung sich durch die vielen Einflussfaktoren schwierig und aufwendig gestaltet. MÜLLER-GRAF (1985) empfiehlt aufgrund des Bewuchses, der

Korrosions- und Kavitationsanfressungen und einer schlechten Pflege der Propeller eine Verminderung der Steigung um 1 bis 2%, um dem Leistungsabfall entgegenzuwirken. Eine andere Möglichkeit schlägt WHOI (1952) vor: Mithilfe von Versuchen von gleichartigen Modellpropellern jedoch mit unterschiedlichen Rauigkeiten und Materialien, wurde der Propellerfreifahrtwirkungsgrad untersucht (vgl. Abb. 3.17). Aufgrund der Rauigkeit einer unbehandelten Gussoberfläche wurden Wirkungsgradverluste bis zu 10% beobachtet. Ein weiterer Versuch, bei dem ein Modellpropeller angestrichen und im nassen Zustand aufgeraut wurde ergab einen Verlust bis zu 20%. Es wird vermutet, dass die Rauigkeit infolge Bewuchses einen noch größeren Leistungsabfall bewirkt.

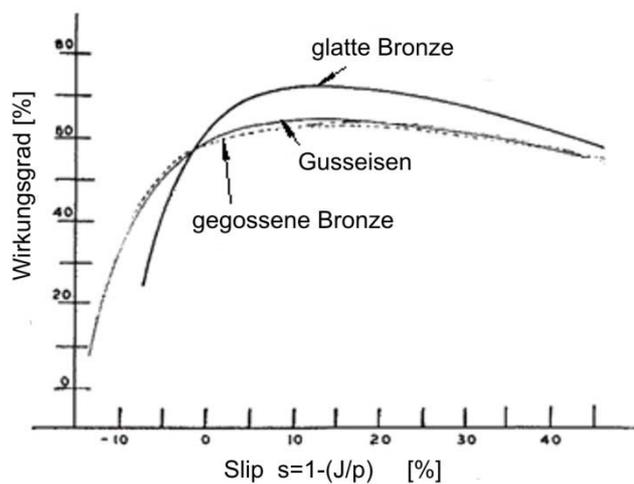


Abb. 3.17 : Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den Propellerwirkungsgrad von gleichen Propellern unterschiedlicher Werkstoffe (modifiziert übernommen aus WHOI, 1952, S.33.)

Für das untersuchte Sportboot sollen zwei unterschiedliche Fälle aufgezeigt werden:

- Aufgrund der Wartung des Propellers im Mai und der altersbedingten Rauigkeit des Propellers soll zu Beginn der Fahrsaison ein Wirkungsgradverlust von  $\Delta\eta_0=2\%$  geschätzt werden
- Schließlich verschlechtert sich der Wirkungsgrad im Laufe der 4 Monate durch Bewuchs und somit wird der Verlust Ende August mit  $\Delta\eta_0=5\%$  bewertet

### 3.8 Die Zusammenfassung der Ergebnisse

Wie bereits erwähnt können mehrere Betriebszustände untersucht werden. Wir wollen uns auf zwei wichtige Fälle beschränken: Am Beginn der Fahrsaison ist das Unterwasserschiff frei von Bewuchs und der Widerstand ist somit geringer als am Ende der Saison. Diese ungleichen Gegebenheiten sollen im Weiteren als „Fall A“ und „Fall B“ benannt werden. Desweiteren gibt es eine Unterscheidung aufgrund der unterschiedlichen Ergebnisse der Rumpfwiderstände durch Müller-Graf und Savitsky.

Der Gesamtwiderstand setzt sich aus Rumpf- Anhänge- und Probefahrtzusatzwiderstand zusammen:

$$R_T = R_H + R_A + R_{Zusatz}$$

Um eine differenzierte Gewichtung der Widerstandsanteile vornehmen zu können, macht es Sinn eine graphische Darstellung zu wählen. In Abb. 3.18 beträgt der Probefahrtzusatzwiderstand maximal bis zu 10% des Rumpfwiderstandes. Vor allem die Windschlüpfrigkeit des Überwasserschiffes, die Windgeschwindigkeit und der Anströmwinkel beeinflussen diesen Wert. Den größten Anteil liefert auf jeden Fall der Rumpfwiderstand.

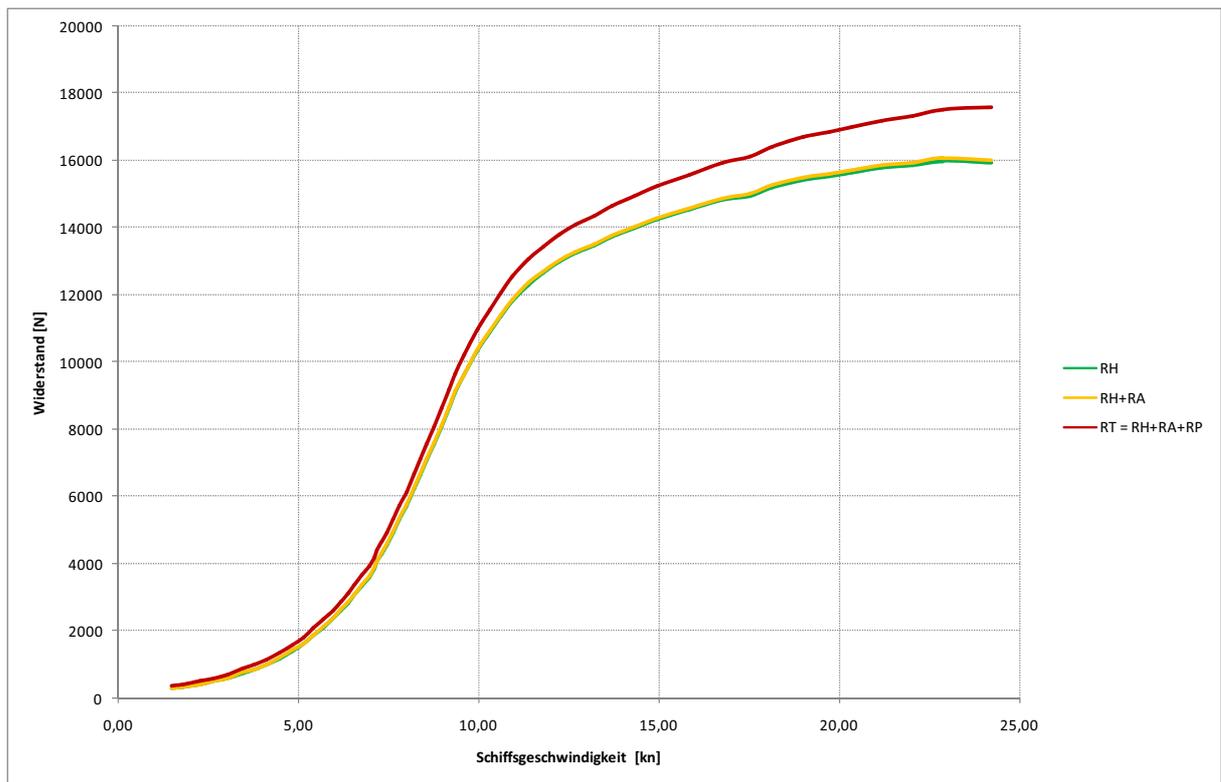


Abb. 3.18: Widerstandsanteile in Abhängigkeit der Geschwindigkeit „Fall B“ (Windgeschwindigkeit 2Bft.) aufgrund des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf

Ein interessantes Resümee liefert die Abb. 3.19. Die Rauigkeitsvergrößerung der Außenhaut des Rumpfes nach 4 Monaten Liegezeit bewirkt eine Gesamtwiderstandserhöhung von bis zu 3% bei einer Geschwindigkeit von ungefähr 24kn. Auf die graphische Darstellung des Gesamtwiderstandes im „Fall A“ und „Fall B“ auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky wird verzichtet, da der prinzipielle Verlauf gleich ist, und es nur eine Unterscheidung in der Höhe des Widerstandes gibt. Die bisher durchgeführte Analyse des Schiffswiderstandes unter Berücksichtigung verschiedener Betriebszustände bildet die Grundlage für die Bestimmung der Antriebsleistung im nächsten Kapitel.

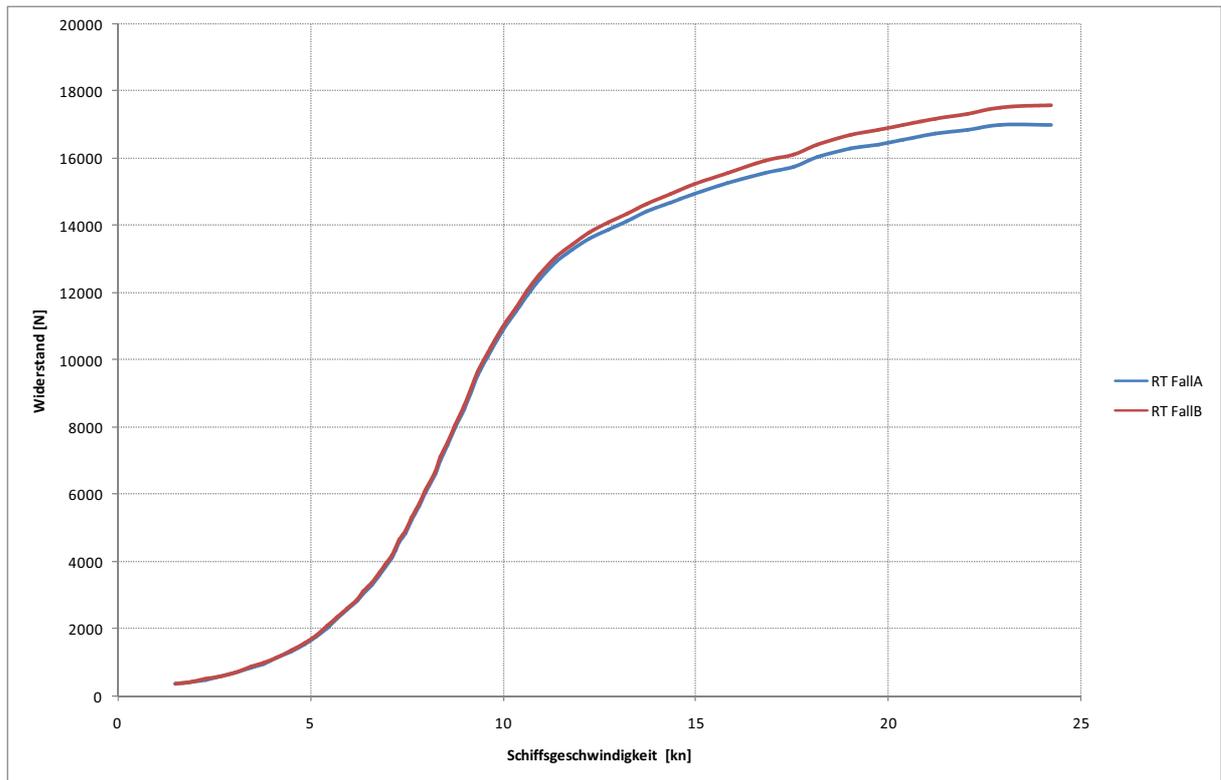


Abb. 3.19: Gegenüberstellung Gesamtwiderstand „Fall A“ und „Fall B“ (2Bft. Windgeschwindigkeit) aufgrund des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf

## 4 Bestimmung der Antriebsleistung und der Propellerleistungsaufnahme

Bisher wurde der Gesamtwiderstand als Funktion der Schiffsgeschwindigkeit angegeben. Daraus lässt sich die sog. Schleppleistung

$$P_E = R_T \cdot V$$

berechnen. Es ist dies die Leistung um ein Schiff hinter sich herzuführen. Für selbst fahrende Boote mit eigenem Antrieb gibt es jedoch eine andere wichtige Größe: die aufgewendete (developed) Leistung am Propeller

$$P_D = P_E \cdot \eta_D$$

Sie berechnet sich mithilfe des zur Verfügung stehenden Drehmomentes  $Q_D (=Q)$  (siehe Kapitel 2.2.4) zu

$$P_D = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q_D .$$

Für eine zuverlässige Leistungsprognose spielt die Erfassung des Propulsionsgütegrades  $\eta_D$ , welcher die Qualität des Propellers und dessen Zusammenwirken mit dem Boot aufzeigt, eine entscheidende Rolle. Dieser Wirkungsgrad hängt im konkreten Fall von folgenden Größen ab:

$$\eta_D = \eta_0 \cdot \eta_H \cdot \eta_R$$

Dabei hat der Wirkungsgrad des freifahrenden Propellers  $\eta_0$  den größten Einfluss. Dieser wird durch den Schiffseinflussgrad  $\eta_H$  und dem Gütegrad der Anordnung  $\eta_R$  erweitert. Der Schiffseinflussgrad berücksichtigt die Wechselwirkung zwischen Rumpf und Propeller und wird mit der Sogziffer und Nachstromziffer angegeben:

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w}$$

Zusammenfassend behandelt der Schiffseinflussgrad einerseits welche Arbeitsbedingungen der Rumpf dem Propeller anbietet und andererseits wie der Rumpf auf den Propeller reagiert. MÜLLER-GRAF (1985) erklärt den Schiffseinflussgrad bei schnellen Motorbooten als

Einfluss der Propellerwellenneigung und des Trimmwinkels auf den Schub und den axialen Nachstrom (vgl. Abb. 4.1).

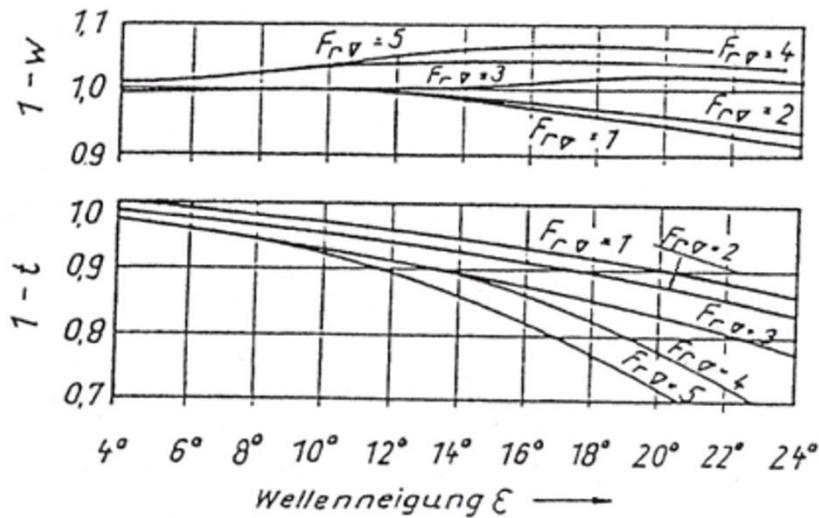


Abb. 4.1: Sogziffer und Nachstromziffer von 2-Wellen-Knickspantbooten (übernommen aus MÜLLER-GRAF, 1985, S.171.)

Den Gütegrad der Anordnung der Propeller macht er bei Knickspantbooten mit schrägen Wellen wesentlich von der Anordnung der Ruder abhängig und gibt mit hinreichender Sicherheit einen Wert von  $\eta_R \approx 0,97$  an. Das Ergebnis der Berechnung von  $\eta_H \cdot \eta_R$  Werten im gegenständlichen Fall zeigt die Abb. 4.2.

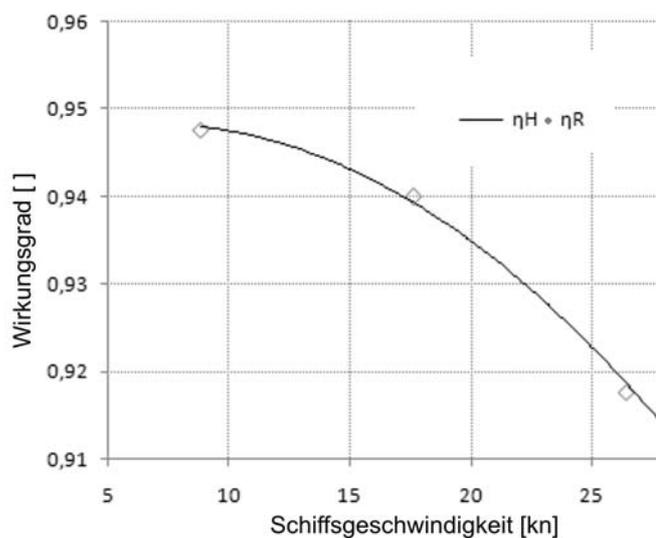


Abb. 4.2: Schiffseinflussgrad und Gütegrad der Anordnung

Die bisher gewonnenen Erkenntnisse kann man folgendermaßen darstellen:

$$\eta_0 \cdot P_D = \frac{(P_E / 2)}{\eta_H \cdot \eta_R}$$

Dabei ist die rechte Seite der Gleichung mit den gegenwärtigen Informationen vollständig bestimmt und kann mit einer geforderten Schubleistung pro Propeller gleichgesetzt werden. Der linke Teil gibt Aufschluss darüber wie gut der Propellerwirkungsgrad und wie groß die dem Propeller zur Verfügung stehende Leistung an der Welle sein müssen, um die Gleichung zu erfüllen, d.h. um das Boot mit einer bestimmten Geschwindigkeit fortzubewegen. Konzentrieren wir uns daher im Weiteren auf diesen Ausdruck der Gleichung.

Wie wir bereits aus Kapitel 2.2.5 wissen handelt es sich um einen Standardpropeller der Gawn-Serie mit den in Tab. 2.4 festgehaltenen Eigenschaften. Die Freifahrtcharakteristika dieser Serie können in Polynomform angegeben werden. BLOUNT & HUBBLE (1981) haben die entsprechenden Polynome durch Regressionsanalysen von Freifahrtversuchen ermittelt. Der Aufbau und die Koeffizienten der Polynome sind in Tab. A 5 angegeben und können für Computerberechnungen verwendet werden. Das Anwendungsgebiet beschränkt sich auf ein EAR von 0,5 bis 1,1 und ist für 3- und 4-flügelige Propeller gültig. CARLTON (1994) gibt eine weitere Restriktion des Steigungsverhältnisses  $P/D$  von 0,8 bis 1,4 vor, um die Ungenauigkeit der Regression außerhalb dieses Bereiches zu vermeiden.

Die Anwendung der Regressionsanalyse auf den Originalpropeller liefert das Freifahrt diagramm in Abb. 4.3. Anhand der Ergebnisse der Schub- und Momentenbeiwerte kann der Verlauf in Abhängigkeit der Fortschrittsziffer angenähert werden. Diese Polynome werden zur Bestimmung der Fortschrittsziffern bei verschiedenen Betriebspunkten benötigt.

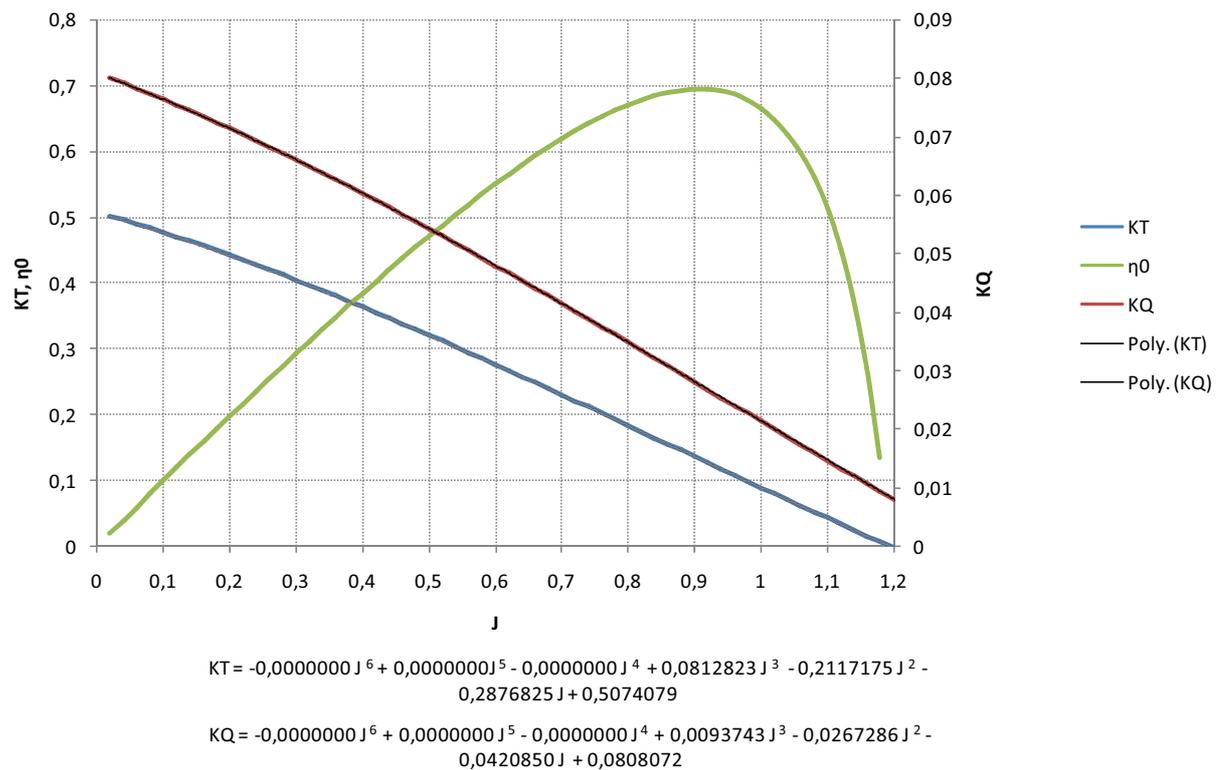


Abb. 4.3: Propellerfreifahrt diagramm für GAWN Propeller  $EAR=0,6$ ;  $P/D=1,1$ ;  $Z=3$  (entwickelt mit der Regressionsanalyse nach BLOUNT & HUBBLE 1981) und daraus abgeleitete  $K_T$ - und  $K_Q$ -Polynome in Abhängigkeit der Fortschrittsziffer, sowie zugehöriger Propellerfreifahrtwirkungsgrad  $\eta_0 = (J/2 \cdot \pi) \cdot (K_T/K_Q)$

Bei der Suche der unterschiedlichen Betriebspunkte der Propellerleistungskurve stößt man auf die Schwierigkeit, dass sich die Drehzahl und die Anströmgeschwindigkeit gegenseitig beeinflussen. Hinzu kommt der ebenfalls von der Geschwindigkeit abhängige Gesamtwiderstand des Bootes. Für das Propellerfreifahrt diagramm in Abb. 4.3 heißt das, dass für jeden Betriebspunkt eine entsprechende Fortschrittsziffer und somit ein zugehöriger  $K_T$ - und  $K_Q$ -Wert existieren.

FALTINSEN (2005) gibt eine Methode zur Findung dieser Betriebspunkte an. Der Schubbeiwert wird dabei folgendermaßen umgeformt:

$$K_T = \frac{T}{\rho \cdot n^2 \cdot D^4} = \frac{T}{\rho \cdot V^2 \cdot D^2} \cdot \frac{V^2}{n^2 \cdot D^2} = \frac{T}{\rho \cdot V^2 \cdot D^2} \cdot J^2$$

Dieser Schubbeiwert ist somit eine direkte Funktion der Fortschrittsziffer. Als nächsten Schritt kann man diese Kurve mit dem  $K_T$ -Verlauf der Propellerfreifahrt schneiden, um die Fortschrittsziffer zu finden.

Ein kurzes Beispiel soll diese Analyse verdeutlichen: Der in Kapitel 3.8 ermittelte Gesamtwiderstand bei einer Geschwindigkeit von 26kn (=13,38m/s) unter Probefahrtsbedingungen („Fall A“) nach Savitsky ergibt 14224N. Der geforderte Schub pro Propeller errechnet sich unter Berücksichtigung des Schiffseinflussgrades und des Gütegrades der Anordnung mit 92% zu 7734N. Mit dem bekannten Propellerdurchmesser von 0,508m kann man nun für verschiedene Fortschrittsziffern einen  $K_T$ -Verlauf nach dem umgeformten Schubbeiwert darstellen. Gleichzeitig verwendet man das  $K_T$ -Polynom der Propellerfreifahrt aus Abb. 4.3 mit ebenfalls unterschiedlichen Fortschrittsziffern. Für die eben genannten Bedingungen ergibt sich folgendes Bild mit einem gemeinsamen Schnittpunkt:

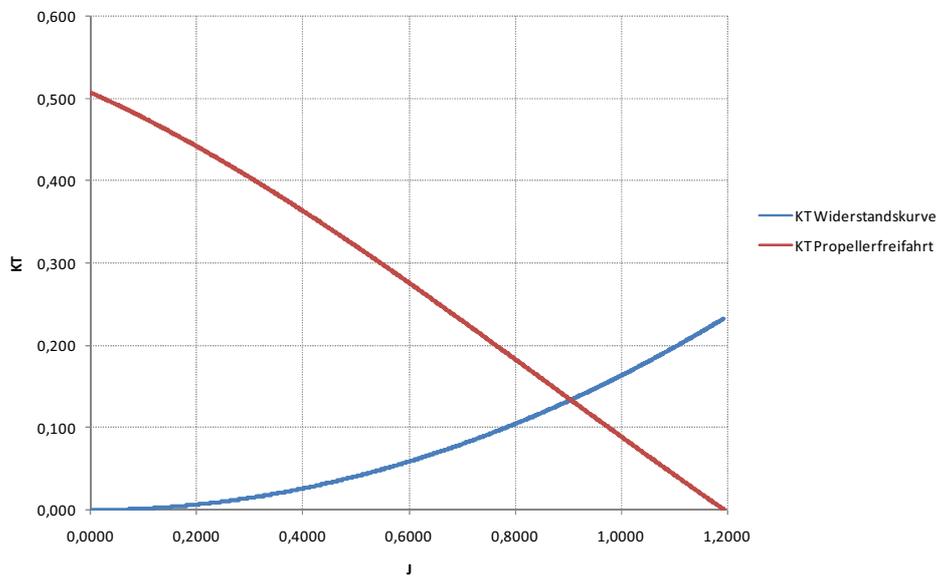


Abb. 4.4: Graphische Ermittlung der Fortschrittsziffer  $J$  als Schnittpunkt der  $K_T$ -Propellerfreifahrtkurve (rot) und der  $[TJ^2]/[\rho V^2 D^2]$ -Kurve (blau) für  $V=26\text{kn}$ ,  $R_T=14,224\text{kN}$ ,  $\eta_H \eta_R=0,92$ ,  $D=0,508\text{m}$ ,  $P/D=1,1$ ,  $EAR=0,6$ ,  $Z=3$ .

Das Ergebnis dieses Betriebspunktes liefert eine Fortschrittsziffer von 0,905; was zu einer Propellerdrehzahl von 29,09 Umdrehungen pro Sekunde führt. Diese Fortschrittsziffer kann man sogleich auf den Momentenbeiwert in Abb. 4.3 anwenden und man erhält ein  $K_Q=0,0277$ . Zusammen mit dem Schubbeiwert  $K_T=0,134$  kann man sich anschließend den unbekanntem Propellerfreifahrtwirkungsgrad  $\eta_0=0,694$  berechnen. Aus dem nun bekannten Momentenbeiwert erhält man das Moment des Propellers mit  $Q_D = K_Q \cdot n^2 \cdot \rho \cdot D^5$  zu 815,32Nm. Zusammenfassend heißt das Folgendes: Um das Boot mit einer Geschwindigkeit von 26kn fortzubewegen benötigt man eine Schubleistung pro Propeller  $P_T$  von 103,45kW was infolge des Propellerwirkungsgrades von 69,4% einer zur Verfügung gestellten Leistung  $P_D$  von 149,04kW pro Welle bedeutet.

Die Suche nach einzelnen Betriebspunkten kann graphisch einfach und schnell erledigt werden. Will man jedoch einen definierten Bereich mit sehr vielen Werten untersuchen, macht es Sinn die  $K_Q$ - und  $K_T$ -Polynome in Abhängigkeit der Fortschrittsziffer für die Propellerfreifahrt zu entwickeln, um den Schnittpunkt rechnergestützt ermitteln zu können. Dabei sucht man die kleinste Differenz der Produkte aus  $K_T$  und  $J$ , d.h. die Gleichung

$$\left(K_{T, \text{Widerstanskurve}} \cdot J\right) - \left(K_{T, \text{Propellerfreifahrt}} \cdot J\right) = 0$$

muss erfüllt sein. Diese Bedingung gilt auch für die graphische Lösung in Abb. 4.4 für einen Schnittpunkt von  $J=0,905$ .

#### **4.1 Entwicklung von Propellerleistungsaufnahmekurven für die unterschiedlichen Betriebsfälle mit dem Originalpropeller**

Im konkreten Anwendungsfall müssen für den Gesamtwiderstand verschiedene Ausgangssituationen betrachtet werden. Einerseits beruht die Kalkulation des Rumpfwiderstandes auf zwei unterschiedlichen Modellen und liefert dementsprechende Ergebnisse:

- Savitsky
- Müller-Graf

Zum anderen gibt es zwei ungleiche Betriebszustände (vgl. Kapitel 3.8):

- Fall A (ohne Bewuchs)
- Fall B (mit Bewuchs)

Diese beiden Fälle berücksichtigen zwar die Rauigkeit des Rumpfes am Beginn und Ende der Fahrsaison, treffen aber noch keine Aussage bezüglich des Zustandes der Originalpropeller. In Kapitel 3.7.2 wurde die Rauigkeit der Propeller angeführt und die Ergebnisse dieser Analyse sollen hier einfließen. Somit kann man eine Matrix bilden, die die vier verschiedenen Ausgangssituationen übersichtlich darstellt (vgl. Abb. 4.5). Der Einfluss der Propellerrauigkeit muss durch eine Verminderung des Propellerwirkungsgrades in der Kalkulation der Betriebspunkte integriert werden. Die Anwendung dieser Idee kann durch das vorige Beispiel weiter ausgebaut werden: Der bereits ermittelte

Propellerfreifahrtwirkungsgrad wird um eine Differenz von 2% verkleinert, d.h. man erhält ein  $\eta_{0,\text{korrektur}}=0,674$ . Somit kann ein neuer Momentenbeiwert berechnet werden:

$$K_{Q,\text{korrektur}} = (J \cdot K_T) / (2\pi \cdot \eta_{0,\text{korrektur}})$$

Die Erhöhung des Momentenbeiwertes auf  $K_{Q,\text{korrektur}}=0,0286$  bewirkt zugleich eine Vergrößerung des Moments  $Q_D$  auf 839,5Nm und schließlich muss die zur Verfügung gestellte Leistung  $P_D$  von 149,04kW auf 153,46kW korrigiert werden.

<b>Rumpfwiderstand</b> <b>Betriebsbedingung</b>	Savitsky	Müller- Graf
<u>Beginn der Saison:</u> •kein Bewuchs des Rumpfes •Verminderung des Propellerwirkungsgrades um 2%	SA	MA
<u>Ende der Saison:</u> •Bewuchs des Rumpfes (mit Foulingfaktor 15%) •Verminderung des Propellerwirkungsgrades um 5%	SB	MB

Abb. 4.5: Matrix der Ausgangssituationen

Somit sind die Grundlagen zur Berechnung der Propellerleistungsaufnahme erklärt und die Kalkulation kann rechnergestützt über einen definierten Geschwindigkeitsbereich erfolgen. Das Ergebnis der vier Ausgangssituationen kann graphisch veranschaulicht werden (vgl. Abb. 4.6). Die in der Abbildung eingezeichneten Punkte definieren die erreichbare Schiffsgeschwindigkeit bei der jeweiligen Propellerdrehzahl. Dabei wird ein Bereich von 17,5 bis 24,2kn dargestellt. Dem prinzipiellen Unterschied in der Höhe der Leistung liegen den beiden abweichenden Rumpfwiderstandsmodellen zu Grunde. Hinzu kommen die Vergrößerung des Gesamtwiderstandes und die Verkleinerung des Propellerwirkungsgrades durch Bewuchs am Ende der Fahrsaison, was ebenfalls deutlich erkennbar ist. Bisher wurde keine Aussage gemacht, ob die verschiedenen Punkte der Propellerleistungsaufnahmekurven mit der von der Antriebsmaschine zur Verfügung gestellten Leistung und Drehzahl erreicht werden können. Das folgende Kapitel beschäftigt sich mit der Beantwortung dieser Frage.

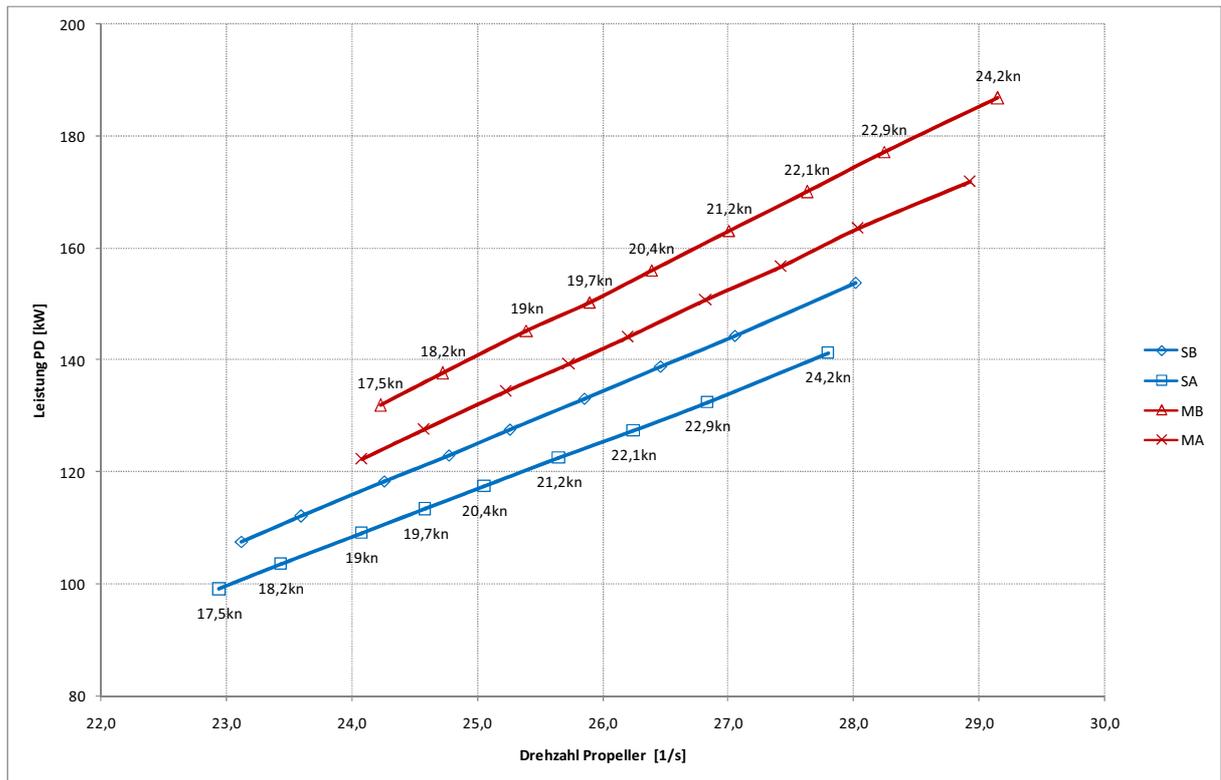


Abb. 4.6: Propellerleistungsaufnahme des Originalpropellers für unterschiedliche Ausgangssituationen(SB,SA,MB,MA); Geschwindigkeitsbereich: 17,5 bis 24,2kn

## 4.2 Die Kombination der Leistungsaufnahmekurven mit der Motorcharakteristik

Erst die Verknüpfung der gegebenen Charakteristika des Antriebsstranges und der Motorcharakteristik (vgl. Abb. 2.5) mit den ermittelten Ausprägungen der Leistungsaufnahme des betrachteten Propellers gibt Aufschluss über das Zusammenwirken der beiden Komponenten. Die Darstellung in einem gemeinsamen Schaubild schafft die gesuchte Verbindung. Die Ergebnisse der Verkettung im konkreten Fall führen zu Abb. 4.7 und Abb. 4.8 und es soll eine kurze Diskussion der beiden Darstellungen folgen:

zu Abb. 4.7: Beide Propellerkurven schneiden die maximale Drehzahlgrenze des Motors bei 4200RPM. Im Fall SB beträgt die maximal erreichbare Schiffsgeschwindigkeit ungefähr 23,5kn bei 100%iger Motordrehzahl. Der Propeller fordert der Antriebsmaschine ungefähr 150kW ab, obwohl bei der Drehzahlgrenze eine maximale Motorleistung von 164,9kW zur Verfügung stehen würde. Im Fall SA wird eine noch höhere Endgeschwindigkeit erreicht, jedoch nimmt der Propeller eine noch geringere Leistung auf. CARLTON (1994) spricht in beiden Fällen von einem „underpitched“ Propeller, d.h. die Drehzahlgrenze der

Antriebsmaschine ist der bestimmende Faktor. Die gestrichelte Linie bei 3600 Umdrehungen pro Minute stellt die vom Hersteller empfohlenen dauerhafte Drehzahl dar. Sie entspricht einer normal zulässigen Dauerleistung (NCR) von 157kW. Bei dieser Drehzahl wird in beiden Fällen eine Schiffsgeschwindigkeit von ungefähr 18 bis 18,2kn erreicht, was normale Verdrängerfahrt bedeutet. Will man ins Gleiten kommen muss eine Mindestgeschwindigkeit von 18,7kn überschritten werden, d.h. ein dauerhaftes Gleiten ist nur ab einer Drehzahl von ungefähr 3700 RPM möglich.

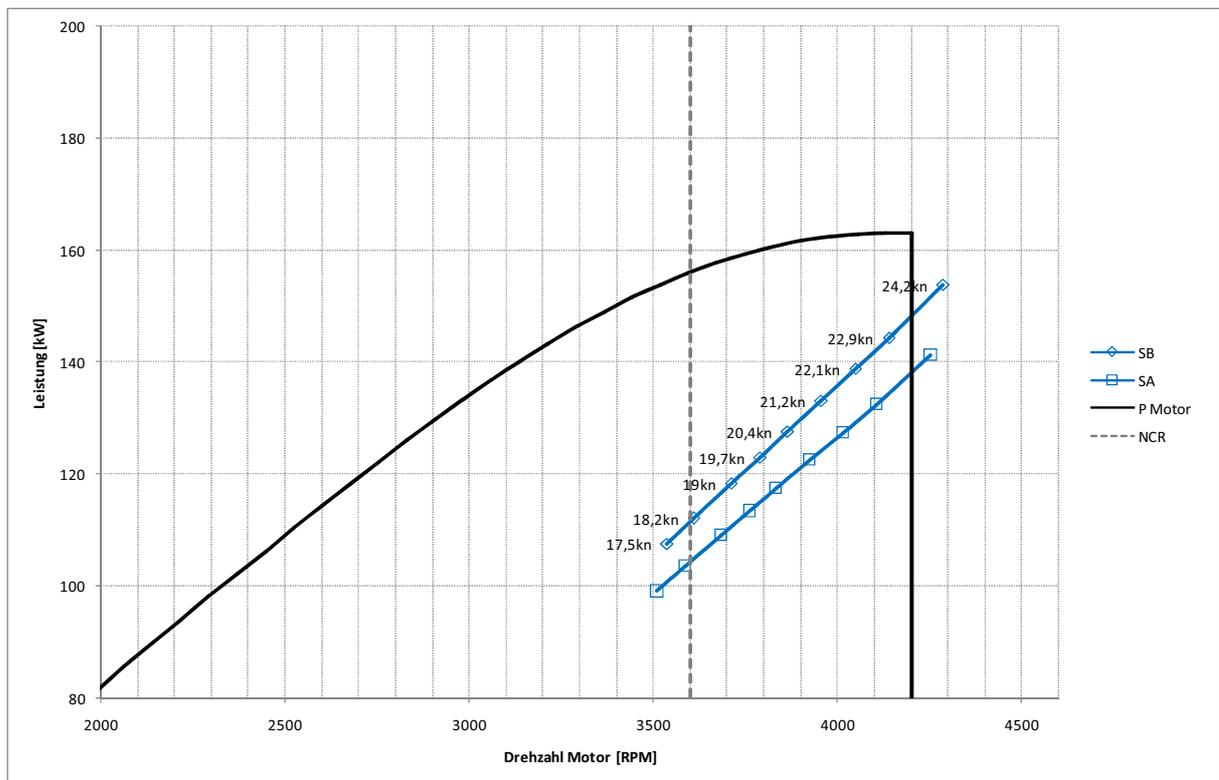


Abb. 4.7: Verknüpfung der Motorcharakteristik mit der Leistungsaufnahme des Originalpropellers auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SA,SB)

zu Abb. 4.8: Die Propellerkurve MA schneidet ebenfalls die Drehzahlgrenze des Motors, fordert ihm aber bereits eine Leistung von 157kW ab. Die damit erreichbare Schiffsgeschwindigkeit ist aufgrund des von Grund auf höheren Rumpfwiderstandes infolge der Berechnung nach Müller-Graf auf 22,1kn gesunken. Der Zustand kann ebenfalls als „underpitched“ bezeichnet werden, da die Drehzahlgrenze vor der Leistungsgrenze erreicht wird. Durch die Erhöhung des Schiffswiderstandes steigt die Leistungsaufnahme und die Propellerkurve MB erreicht jetzt die Leistungsgrenze vor der maximalen Motordrehzahl. Man spricht von einem „overpitched“ Propeller. Die Endgeschwindigkeit sinkt auf 21kn bei

4120RPM. Bei der empfohlenen Drehzahl von 3600RPM wird eine Geschwindigkeit von ungefähr 16,8kn erreicht, d.h. der Zustand des Gleitens wird nicht erreicht.

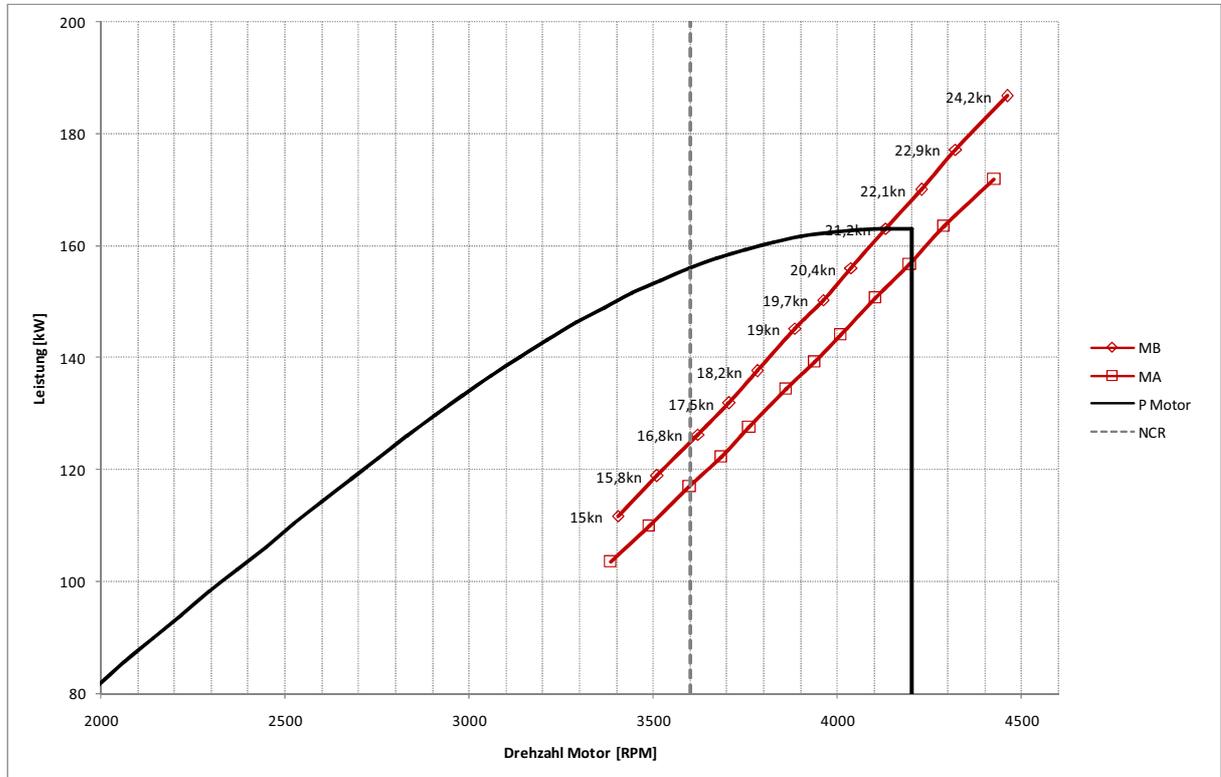


Abb. 4.8: Verknüpfung der Motorcharakteristik mit der Leistungsaufnahme des Originalpropellers auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Müller-Graf (MA, MB)

## 5 Bewertung des Ist-Zustandes

Um ein realistisches Bild der Leistungsfähigkeit des untersuchten Sportbootes zu erhalten und die Genauigkeit der beschriebenen Berechnungsmodelle zu bewerten, können einfache Methoden, wie Geschwindigkeitsmessungen der Großausführung und die Evaluierung des Antriebsystems (Motor, Getriebe, Propeller), herangezogen werden.

### 5.1 Geschwindigkeitsmessung am wirklichen Schiff

Die geforderten Spezifikationen bezüglich Schiffsgeschwindigkeit können nach Fertigstellung eines Schiffes mithilfe von Geschwindigkeitsmessungen überprüft werden. Diese Tests dienen einerseits dem Konstrukteur zur Begutachtung der Vorhersagegenauigkeit seiner Berechnung (Modell-Schiffskorrelation) und andererseits dem Eigner zur Abnahme des Schiffes. In unserem Fall soll die Probefahrt dazu verwendet werden, um einen Vergleich der beiden Berechnungsmodelle (Savitsky und Müller-Graf) mit der Wirklichkeit zu liefern. RAWSON & TUPPER (2001) unterscheiden zwei Arten der Geschwindigkeitsmessung:

1. Die Definition einer exakten Distanz mittels Landmarken und der dazugehörigen Zeitmessung bei Durchlaufen dieser Entfernung (veraltete Methode)
2. Die Messung mittels satellitengestützten Navigationssystemen

Im konkreten Fall wird die Messung mit dem US-amerikanischen System GPS, mit Empfänger (GPS-Maus), Notebook, Navigationssoftware (FUGAWI Global Navigator vers. 4) mit digitalen Seekarten der Kroatischen Adria (BSB-chart Krk-Rab MK-7; M:1:100000; Mercator Projektion), realisiert. Um die Messfehler der Satelliten zu minimieren verweist STRASSER (persönliche Unterhaltung) auf eine Mindestmesszeit von 5 Minuten (für eine Strecke) für das untersuchte Objekt. Auf die exakte Beschreibung der Funktionsweise des satellitengestützten Navigationssystems soll hier verzichtet werden.

Neben der Art und Weise der Geschwindigkeitsmessung müssen andere wichtige Voraussetzungen erfüllt sein, um eine hohe Aussagekraft der Tests zu gewährleisten. Dazu gehören Anforderungen an die Umwelt, den Schiffszustand und das Messprocedere. Folgende Umweltfaktoren müssen berücksichtigt werden:

- Grundsätzlich sollten die Tests bei Schönwetter praktiziert werden (Windgeschwindigkeit und Seegang sollten so gering wie möglich sein)

- Flachwasser kann zur Änderung des Widerstandes führen, daher sollte ein Gebiet mit genügend tiefem Fahrwasser gewählt werden
- Die Wasserströmung im Fahrgebiet soll möglichst gering sein, wünschenswert wäre außerdem eine idente Wind- und Strömungsrichtung
- Um die Sicherheit zu gewährleisten soll das Testgebiet wenig maritimen Verkehr aufweisen

Der Schiffszustand (Rumpf und Propellerrauigkeit) sollte auf jeden Fall bekannt sein, da bereits geringer pflanzlicher Bewuchs zur Änderung des Widerstandes führt. Die Testfahrt sollte spätestens zwei Wochen nach der Rumpf- und Propellerreinigung durchgeführt werden (vgl. CARLTON, 1994). Außerdem müssen der exakte Beladungszustand und die daraus resultierende Verdrängung bekannt sein. Die Testprozedur hat folgende Charakteristika:

- Die Fahrtrichtung bei der Hinfahrt sollte in Wind- und Strömungsrichtung und bei Rückfahrt dagegen liegen (um den Einfluss der Strömung und des Windes auszuschalten)
- Eine Serie von Läufen mit unterschiedlichen Motorleistungen wird durchgeführt und die Motordrehzahl und die Schiffsgeschwindigkeit werden aufgezeichnet (optional könnten Drehmoment und Schub aufgenommen werden)
- Bei Ende eines Laufes wird das Schiff in einem großen Bogen gewendet und die Anfahrt zum nächsten Durchgang soll ohne Kursänderung stattfinden können
- Um einen Einfluss auf den Widerstand zu minimieren, sollte der Einsatz des Ruders während eines Laufes reduziert werden

Es ist klar, dass das Wetter einen erheblichen Einfluss auf die Genauigkeit der Geschwindigkeitsmessung des Schiffes hat, und es scheint daher sinnvoll ein größeres Zeitfenster zur Verfügung zu haben um möglichem Schlechtwetter ausweichen zu können. Die folgende Tabelle gibt Aufschluss über die vorherrschenden Wetterbedingungen bei der Probefahrt Anfang Juni 2007. Aufgrund der durchgeführten Reinigung des Unterwasserschiffes und der Propeller, sowie des neu applizierten Antifoulinganstriches herrschen optimale Testbedingungen.

Tab. 5.1: Wetterbericht vom 09.Juni 2007 um 10:00 UTC in Punat (Messung mittels Bordinstrumente)

Wetter	sonnig
Lufttemperatur	27°C
Wassertemperatur	18°C
relative Luftfeuchtigkeit	62%
Luftdruck	1013,8hPa
Windgeschwindigkeit	<2Bft.
Windrichtung	NordOst
Seegang	glatt bis ruhig

Da der Wind aus Nord-Ost weht und die Strömung vor der Bucht in Punat relativ gering ist, wird die Fahrtrichtung ebenfalls Nord-Ost bzw. Süd-West fixiert. Die folgende Abbildung zeigt das Fahrgebiet mit genügend tiefem Fahrwasser und zwei Läufen mit der Umkehrwende.

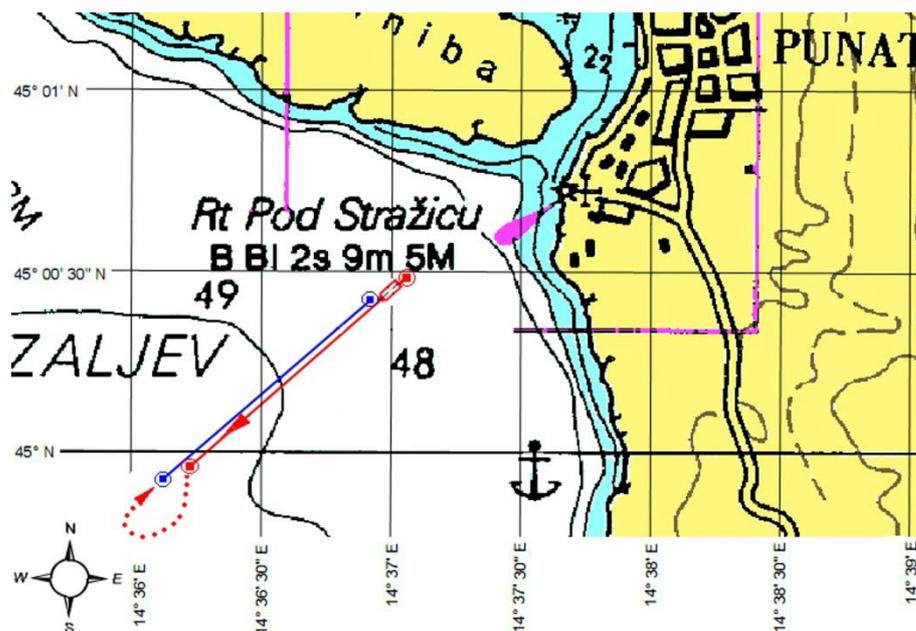


Abb. 5.1: Kartenausschnitt mit Testlauf bei einer Motordrehzahl von 2400RPM, die Positionsmarken kennzeichnen die vom GPS aufgezeichneten Punkte eines Laufes; rot: die Fahrtrichtung ist gleich der Windrichtung; blau: Fahrtrichtung ist entgegen der Windrichtung (Auszug aus FUGAWI: Punat, am 09.Juni 2007)

Insgesamt werden 10 Läufe durchgeführt, wobei das GPS jeweils die Anfangs- und Endpunkte aufzeichnet, und die Positionsangaben als Längen- und Breitengrade speichert. Das Zeitintervall zur Aufzeichnung eines Laufes wird mit 300 Sekunden in der Navigationssoftware definiert. Somit ergeben sich insgesamt 20 Positionsangaben mit den jeweiligen Entfernungen zwischen den Start- und Endpunkten. Die Abnahme der

Motordrehzahl erfolgt über den Drehzahlmesser am Steuerstand. Aus den bekannten Messdaten (vgl. Abb. A 9) können in weiterer Folge die Geschwindigkeiten bei den jeweiligen Motorbelastungen ermittelt werden. Die Tab. 5.2 verdeutlicht den Einfluss des Windes auf die Schiffsgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeiten bei Fahrtrichtung gegen den Wind (NO) weisen einen um 0,2 bis 0,3 Knoten niedrigeren Wert auf. Um diesen Fehler auszugleichen wird ein Mittelwert aus den Geschwindigkeiten der zusammengehörigen Läufe gebildet (diese Methode setzt eine lineare Variation der Strömung und des Windes voraus, was bei den hier erwähnten sehr kleinen Zeitabständen zwischen den Läufen auf jeden Fall Gültigkeit hat).

Tab. 5.2: Ermittlung der Geschwindigkeiten in Abhängigkeit der Fahrtrichtung

Laufnummer	Richtung	Dauer (s)	Geschwindigkeit (kn)		Mittelwert Geschw. (kn)	Motordrehzahl (RPM)
1	SW	300	8,1	}	7,95	2000
2	NO	300	7,8			
3	SW	300	9,2	}	9,10	2400
4	NO	300	9,0			
5	SW	300	12,2	}	12,10	3000
6	NO	300	12,0			
7	SW	300	17,0	}	16,85	3500
8	NO	300	16,7			
9	SW	300	23,5	}	23,40	4200
10	NO	300	23,3			

Zusammenfassend kann man die ermittelten Geschwindigkeiten in Abhängigkeit der Motordrehzahl in einem Diagramm den Vorhersagemodellen von Savitsky und Müller-Graf gegenüberstellen (vgl. Abb. 5.2). Dabei ergibt sich folgendes Bild:

- Der prinzipielle Kurvenverlauf der Messdaten entspricht dem der beiden Vorhersagemodellen, jedoch gibt es bei Drehzahlen größer 3000RPM einen steileren Kurvenverlauf
- Bis zu einer Motordrehzahl von ungefähr 3000RPM entsprechen die Messpunkte dem Modell von Müller-Graf
- Schließlich verlassen die Punkte den Verlauf von Müller-Graf um bei einer maximalen Motordrehzahl von 4200RPM eine Ähnlichkeit mit dem Vorhersagemodell von Savitsky aufzuweisen

Obwohl es eine Vielzahl an Fehlerquellen, wie Messfehler (Ungenauigkeit des GPS, Ablesefehler der Motordrehzahl), Ungenauigkeiten bei der Schätzung der Verdrängung (Personen, Aufbauten, usw.) und bei der Annahme der Rumpf- und Propellerrauigkeit (Rauigkeit des Antifoulinganstriches, usw.), sowie die nicht exakte Rumpfform in den Vorhersagemodellen (Savitsky geht von einer prismatische Rumpfform aus, Müller-Graf nutzt die Serie 62) gibt, haben die beiden Berechnungsmodelle für das betrachtete Sportboot eine sehr hohe Vorhersagegenauigkeit. Da für diese Arbeit der Bereich des Gleitzustandes von Interesse ist, soll für die weitere Betrachtung das Modell von Savitsky als die bessere Annäherung an die Wirklichkeit herangezogen werden.

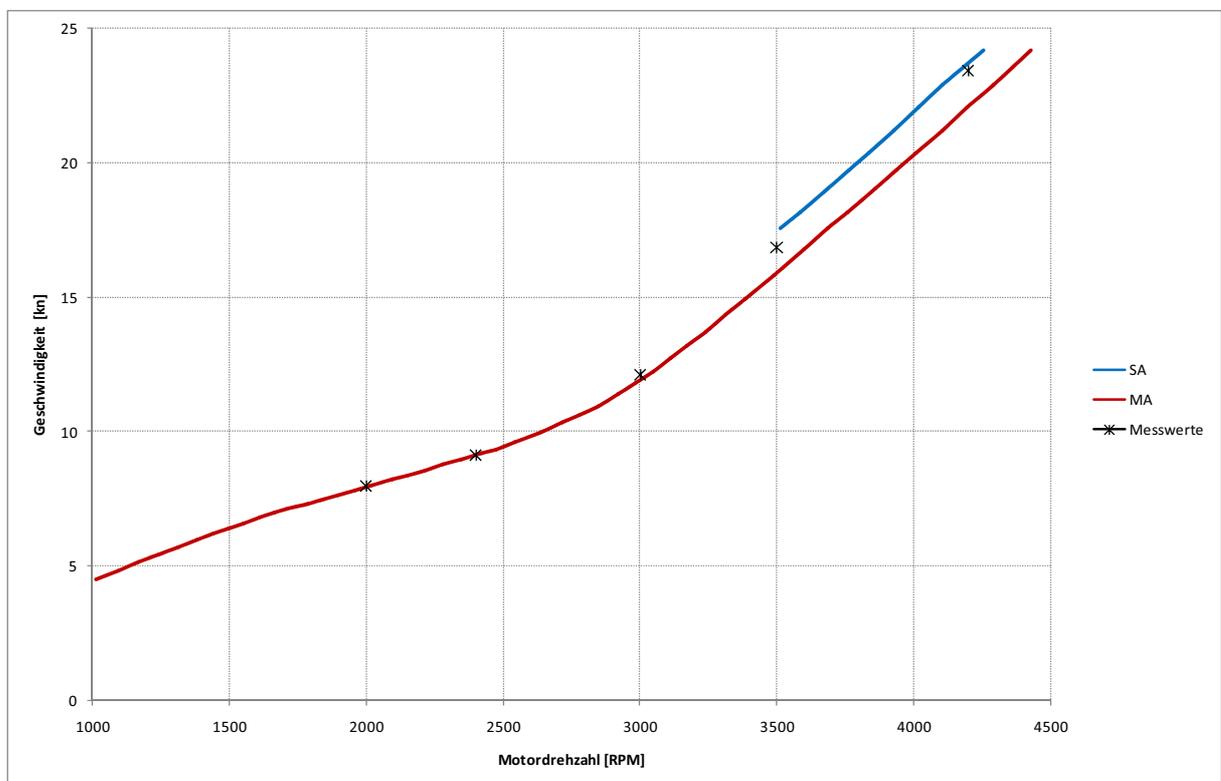


Abb. 5.2: Gegenüberstellung der Geschwindigkeitsmessung mit den Vorhersagemodellen nach Savitsky und Müller-Graf

## 5.2 Die Bewertung der Antriebsmaschinen

Wie bereits festgestellt wird die maximale Motordrehzahl von 4200RPM bei den letzten zwei Probeläufen erreicht. Beide Maschinen zeigen über den gesamten Drehzahlbereich keinen nennenswerten Abweichungen vom Sollzustand und sowohl Öldruck als auch Kühlwassertemperatur liegen im zulässigen Bereich, was einen guten Gesamteindruck hinterlässt.

In Kapitel 4.2 wurde bei der Berechnung von Müller-Graf unter erschwerten Betriebsbedingungen (MB) auf einen „overpitched“ Propeller hingewiesen. In diesem Fall fordert der Propeller von der Maschine mehr Drehmoment und der Kraftstoffverbrauch steigt. In weiterer Folge erzeugt der Motor mehr Hitze, was die Temperatur der Kühlflüssigkeit erhöht. Falls diese zusätzliche Energie nicht in ausreichendem Maß abgeführt werden kann wird auch das Öl wärmer und die Viskosität sinkt was sich in einem zu geringem Öldruck äußert. Die Wahrscheinlichkeit eines Motorschadens in diesem ungünstigen Zustand ist sehr hoch. Hingegen hat ein „underpitched“ Propeller keine negativen Auswirkungen auf die Lebensdauer der Maschine.

Es ist davon auszugehen, dass die Berechnung von Savitsky eher der Wirklichkeit entspricht. Daher sind die Propeller in beiden Betriebszuständen (SA und SB) „underpitched“ und die Anfälligkeit auf einen Motorschaden ist gering.

### **5.3 Der Zustand der Propeller und der Anhänge**

In Kapitel 3.7.2 wurde bereits auf die verschiedenen Ursachen für die Rauigkeit von Propellerflügen hingewiesen. Da Fouling den Wirkungsgrad im Laufe der Zeit beeinträchtigt, war vor allem das Thema Bewuchs von großem Interesse. In diesem Kapitel wollen wir uns auf die Beeinträchtigung des Propellers durch Kavitation und Korrosion befassen. Es soll die Annahme des Wirkungsgradverlustes von  $\Delta\eta_0=2\%$  aus Kapitel 3.7.2 aufgrund der altersbedingten Rauigkeit bekräftigt, und die Wirkung der Einflussfaktoren auf die Originalpropeller überprüft werden.

#### **5.3.1 Kavitation**

Da die Entstehung von Kavitation ein sehr komplexes Thema ist soll hier nicht näher darauf eingegangen werden und es wird zu diesem Zweck auf weiterführende Literatur verwiesen (siehe Literaturverzeichnis). Zur Beurteilung der Propeller sind jedoch die Auswirkungen und die Vermeidung von Kavitation von großem Interesse. Laut STRASSER (2005) hat Kavitation folgende Effekte auf den Propeller und das Schiff:

- Da sich die Strömung um das Flügelprofil ändert, variieren Druckverteilung, Schub und Moment. Meist kommt es zu einer Verkleinerung des Schubes, was sich negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt.

- In vielen Fällen sind Schäden am Propeller durch die zusammenbrechenden Dampfblasen, die schockwellenartig auf die Flügeloberfläche auftreffen und somit Erosion bewirken, zu erklären.
- Die Entstehung von Vibrationen und Lärm am Hinterschiff sind häufig auf Kavitationserscheinungen an den Propellern zurückzuführen.

Aufgrund dieser negativen Begleiterscheinungen gilt es Kavitation auf jeden Fall zu vermeiden. Für eine exakte Vorhersage des Auftretens von Kavitation muss die genaue Druckverteilung um das Profil berechnet werden, und mit dem statischen Druck ( $p-p_v$ ) verglichen werden. Diese Methode gestaltet sich sehr aufwendig und es soll daher auf ein relativ einfaches und praktisches Kriterium zur Vermeidung von Kavitation eingegangen werden. Für Serienpropeller verweisen STRASSER (2005) und MÜLLER-GRAF (1985) auf das von Burrill entwickelte Kriterium der Bestimmung eines minimalen abgewinkelten Gesamtflügelflächenverhältnisses:

$$EAR_{\min} = \frac{4 \cdot T}{K \cdot (p_0 + \rho \cdot g \cdot (h_w - 0,7R) - p_v) \cdot (1,067 - 0,229P/D) \cdot \pi \cdot D^2}$$

wobei  $K$  die die Steigung der Grenzkurve für den zulässigen Schubbelastungsgrad im Kavitationsschaubild nach Burrill angibt (vgl. Abb. A 7). Für Sportboote wird ein 10- bis 20%iger Kavitationsansatz der Saugseitenfläche zugelassen. Wenn Motorboote höchstens 15% ihrer Betriebszeit mit maximaler Geschwindigkeit laufen empfiehlt sich ein 20% Ansatz, da dieser in einem niedrigeren Geschwindigkeitsbereich auf jeden Fall Kavitationsfreiheit garantiert. Für ein  $\sigma_{0,7R}$  zwischen 0,2 und 0,6 gilt  $K_{10\%} = 0,506 + (0,01064 / \sigma_{0,7R})$  und  $K_{20\%} = 0,725 + (0,01 / \sigma_{0,7R})$ . Die Kavitationszahl bei  $0,7 \cdot R$  beträgt

$$\sigma_{0,7R} = \frac{(p_0 + \rho \cdot g \cdot (h_w - 0,7R) - p_v)}{0,5\rho \cdot \sqrt{V_A^2 + (\pi \cdot n \cdot 0,7 \cdot D)^2}}$$

wobei die Anströmgeschwindigkeit  $V_A$  gleich der Schiffsgeschwindigkeit  $V$  gesetzt werden soll. Die kritische Kavitationszahl ist vor allem vom Verdampfungsdruck  $p_v$  des Wassers (als Funktion der Temperatur), dem Umgebungsdruck  $p_0$  und von der Eintauchtiefe  $h_w$  des Propellers abhängig. Da sich bei Sportbooten im Gleitzustand infolge der Ablösung der Strömung am Heck eine kleinere Eintauchtiefe ergibt als bei Verdrängerfahrt soll im konkreten Fall ein Mittelwert geformt werden. Ausgehend von den in Kapitel 4.2 ermittelten

Geschwindigkeiten bei einer maximalen Motordrehzahl und den dazugehörigen Propellerschub kann eine Matrix, dargestellt in Tab. 5.3, gebildet werden. Bei den Originalpropellern, die ein EAR von 0,6 aufzeigen, ist auf jeden Fall damit zu rechnen, dass bei der angeführten Maximalgeschwindigkeit die Saugseitenflächen 20% Kavitation aufweisen. Ausgehend von den Daten nach Müller-Graf kann sogar eine noch größere Ausdehnung erwartet werden. Da die Maximalgeschwindigkeit eher der Berechnung nach Savitsky zuzuordnen ist, ist für einen dauerhaften Betrieb von 24kn das Flächenverhältnis der Originalpropeller auf jeden Fall zu klein dimensioniert. Um nur 10% Kavitation zuzulassen würde man ein EAR von 0,8 unter Probefahrtbedingungen benötigen. Auch der 20%ige Ansatz bewegt sich nahe der Grenze (EAR=0,6 bei SB), ist jedoch für mittlerer Geschwindigkeiten zulässig.

Tab. 5.3: erforderliche Flächenverhältnisse  $EAR_{min}$  für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei einer mittleren Tauchtiefe  $h_{wm}=0,48m$ ,  $p_0=1013mbar$ ,  $p_v=22,96mbar$  bei  $20^\circ C$ ,  $n_{Motor}=4200RPM$ ,  $D=0,508m$ ,  $P/D=1,1$

	Savitsky		Müller-Graf	
	SA	SB	MA	MB
Schub T(N)	7613	7932	9058	9323
V (kn)	24,21	24,21	22,1	22,1
EAR für 10%	0,80	0,83	0,95	0,98
EAR für 20%	0,58	0,60	0,69	0,71

### 5.3.2 Korrosion

Für die Lebensdauer und Leistungsfähigkeit der verschiedenen Bauteile spielt das Thema Korrosion im Schiffbau eine entscheidende Rolle. Vor allem die extremen Umweltbedingungen (Salzwasser, salzhaltige Atmosphäre) und ein unzureichender Schutz können zu einem frühzeitigen Versagen diverser Komponenten führen. SHEIR, JARMAN, & BURSTEIN (1994) definieren Korrosion als die Reaktion eines Materials mit seiner Umgebung, welche eine Veränderung der Eigenschaften und/oder eine Zerstörung bewirkt. Es gibt unterschiedliche Arten von Korrosion, wobei für den Schiffbau die galvanische (oder elektrochemische) Korrosion von großer Bedeutung ist, und daher die weitere Betrachtung auf dieses Teilgebiet beschränkt werden soll.

Galvanische Korrosion entsteht durch die Verwendung unterschiedlicher Metalle, die in leitendem Kontakt zueinander stehen, in einem Elektrolyten (salzhaltige, saure oder alkalische Lösung oder Atmosphäre). Eine solche einfache Galvanische Zelle ist in Abb. 5.3 dargestellt.

Dabei bildet das unedlere Metall die Anode, und das edlere Metall die Kathode. Da jedes Metall ein unterschiedliches Spannungspotential (Fähigkeit Elektronen abzugeben) aufweist, entsteht bei einer leitenden Verbindung zweier Metalle ein Elektronenaustausch. Die Anode gibt Elektronen ab, und diese freien Elektronen speisen die Kathode. Dabei kommt es zur Auflösung und Zerstörung des unedleren Metalls, wobei hingegen das edlere Metall geschützt wird. Die verschiedenen Potentialdifferenzen der Metalle werden häufig in Relation zu einem Referenzmetall angegeben. Eine Übersicht über die im Schiffbau traditionell verwendeten Metalle und deren Korrosionspotential bezüglich einer Silber-Silberchlorid-Referenzelektrode liefert die Tab. A 6. Die genaue Zusammensetzung eines Metalls oder einer Legierung wirkt sich auf seinen Platz in der Spannungsreihe aus, die genaue Zusammensetzung des Seewassers ebenso, und dasselbe bezieht sich auf die Oberfläche des Metalls. Außerdem sind Strömungsgeschwindigkeit und die Temperatur des Seewassers von Belang. Da Legierungen aus verschiedenen Metallen zusammengesetzt sind, und diese ebenfalls Potentialdifferenzen im Molekularaufbau aufweisen können, spielt das Thema galvanische Korrosion auch bei Einzelteilen eine bedeutende Rolle. Im Weiteren sollen nicht nur die Propeller, sondern auch alle anderen Unterwasserteile, die metallischen Charakter haben in die Analyse miteinbezogen werden.

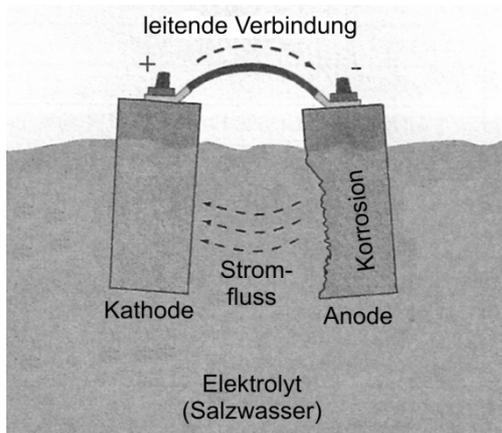


Abb. 5.3: einfache Galvanische Zelle (übernommen aus CALDER, 2005, S.200.)

Mit Hilfe von Materialproben der verwendeten Unterwasserteile könnte man eine exakte Prognose der Korrosionsbeständigkeit aufstellen. Im konkreten Fall sollen die unterschiedlichen Werkstoffe aufgrund ihres Aussehens und des bereits fortgeschrittenen Zerstörungsgrades beurteilt werden. Es gibt zwei typische Propellerwerkstoffe:

- Mangan-Bronze: besteht aus ungefähr 60% Kupfer und 39% Zink und einem sehr geringen Anteil anderer Legierungselemente wie Mangan, Aluminium, Zinn, Nickel und Eisen (wird fälschlicherweise als Bronze bezeichnet, müsste eigentlich Messing heißen)
- Nibral (Nickel-Aluminium-Bronze): besteht aus ungefähr 80% Kupfer, 9% Aluminium, 4% Nickel, 4% Eisen und einem sehr geringem Anteil anderer Legierungselementen wie Mangan, Zinn und Zink.

CARLTON (1994) unterstreicht die Vorteile von Nibral infolge der höheren Festigkeit, der größeren Härte, und einer 2- bis 3-fach höheren Korrosions- und Verschleißfestigkeit gegenüber Mangan-Bronze. Vor allem die Anfälligkeit der Bauteilzerstörung durch Entzinkung (als Folge von galvanischer Korrosion) bei der Verwendung von Mangan-Bronze in stagnierendem Wasser wird hervorgehoben.

Eine Analyse der Propeller, Ruder, Wellenbockarme, Wellen, Borddurchlässe und Stevenrohre liefert folgendes Bild:

- Ruder und Wellenbockarme sind auf jeden Fall von galvanischer Korrosion betroffen. Beim Werkstoff handelt es sich höchstwahrscheinlich um eine Kupfer-Zink-Legierung (Messing) oder die im Schiffbau häufig verwendete Mangan-Bronze, da rötliche Flecken und die völlig zerstörten Zinkanoden am Ruder auf eine fortgeschrittene Entzinkung des Materials hinweisen (vgl. Abb. 5.4 und Abb. 5.5:links).
- Da die Propeller keinerlei Schäden durch Entzinkung aufweisen, und die goldgelbe Farbe ebenfalls auf Bronze oder Messing hindeutet, wird eine Nibral-Legierung vermutet (vgl. Abb. 5.5:rechts).
- Die Wellen weisen ebenfalls keine gravierenden Korrosionsspuren auf und die spiegelnde chromähnliche Oberfläche gibt Grund zur Annahme, dass es sich um einen hochlegierten Stahl mit intakter Oxidschicht handeln muss. (nichtrostende Stähle mit einer intakten Oxidschicht werden mit dem Attribut „passiv“ gekennzeichnet). Im Gegensatz dazu bricht diese Oxidschicht bei stehendem Wasser zusammen, der Stahl wird „aktiv“ und beginnt, ähnlich wie Messing, sich selbst aufzulösen. Diese Tatsache schlägt sich auch in den unterschiedlichen Potentialdifferenzen nieder (vgl. Tab. A 6: Bsp. „Stainless Steel Type 316“: grundsätzlich passiv, jedoch aktiv in stehendem Wasser).

- Borddurchlässe und Stevenrohr sind ebenfalls aus einer Kupfer-Zink Legierung. Da ihre Oberfläche durch den Antifoulinganstrich vom Seewasser geschützt ist, weisen sie keine Defekte infolge Korrosion auf.



Abb. 5.4: Steuerbordruder; links: die Zinkopferanode ist völlig zerstört, Rückstände hängen lose an der Befestigungsschraube und bieten keinen Schutz vor galvanischer Korrosion; rechts: neu applizierte Anode mit leitendem Kontakt zum zu schützenden Grundmaterial, die rötlichen Flecken sind mit bloßem Auge auf der goldgelben Oberfläche der Kupfer-Zink-Legierung erkennbar, und deuten auf eine bereits weit fortgeschrittenen Entzinkung des Bauteils hin (Fotos: Punat im Juni 2007)



Abb. 5.5: links: gereinigter Steuerbordwellenbockarm mit Welle und neuer Zinkopferanode, rötliche Flecken deuten auf Entzinkung hin; rechts: Propellerflügel bis zur Hälfte von tierischem Bewuchs (vor allem Rohrwürmern) gereinigt, keine erkennbaren Anzeichen von Korrosion, lediglich Kratzer durch schlechte Wartung (Fotos: Punat im Juni 2007)

Bei der Suche nach der Ursache für die zerstörten Opferanoden und die weit fortgeschrittene Entzinkung der Ruder und Wellenbockarme ist es ratsam eine Systemabgrenzung durchzuführen, und die Beantwortung folgender Fragen kann ein gutes Abbild der Wirklichkeit liefern:

1. Welche Unterwasserteile haben metallischen Charakter?

2. Haben die Bauteile eine interne leitende Verbindung und stehen sie gleichzeitig mit dem umgebenden Seewasser in Kontakt?
3. Können andere Objekte am Prozess der galvanischen Korrosion beteiligt sein oder diesen sogar beschleunigen?

Zu 1.: An der galvanischen Zelle sind zwei Ruder (Mangan Bronze), zwei Wellenbockarme (Mangan Bronze), zwei Wellen (hochlegierter Stahl) zwei Propeller (Nibral) sowie Stevenrohre und Borddurchlässe (sie haben keinen direkter Kontakt zum umgebenden Seewasser, da sie durch einen Schutzanstrich isoliert sind) beteiligt.

Zu 2.: Ein Megatest (Widerstandsprüfung) mithilfe eines Multimeters zeigt, dass alle betrachteten Bauteile über eine interne leitende Verbindung („gebondet“) verfügen. Ebenso haben alle Elemente mit Ausnahme der Stevenrohre und der Borddurchlässe einen direkten Kontakt zum Elektrolyten (Meerwasser).

Zu 3.: Durch Streustromverluste einer Stromquelle (z.B. interne 12V Batterien) kann die galvanische Korrosion beschleunigt werden. Dabei verursacht ein Kriechstrom (durch ein beschädigtes oder schlecht verlegtes Leitungsnetz) zusammen mit den ins Wasser reichenden Objekten eine galvanische Zelle, wobei diese Teile aufgelöst werden. Durch eine Serienmessschaltung mit einem Multimeter an den Plus-Polen der Batterien, können nach Abschalten aller Verbraucher Kriechströme schnell und einfach nachgewiesen werden. Diese Messungen am internen 12V-Gleichstromnetz bestätigen das technisch einwandfrei verlegte und unbeschädigte Kabel- und Leitungssystem. Zum genauen Aufbau der Messschaltung sei auf CALDER (2005) verwiesen. Außerdem können leitende Verbindungen zu anderen Schiffen im Hafen, oder metallischen Objekten im Wasser vorhanden sein. Das führt dazu, dass nicht nur das betrachtete Schiff mit seinen metallischen Unterwasserteilen evaluiert wird, sondern auch seine Systemumwelt in die Analyse miteinbezogen werden muss. Das unscheinbare Bindeglied zwischen dem Boot und seiner Umgebung bildet das 230V-Landanschlusskabel, welches die Energieversorgung im Hafen ermöglicht. Es scheint daher sinnvoll einen näheren Blick auf die Stromversorgung von Yachten zu werfen um diese potentielle Gefahrenquelle bezüglich Korrosion besser verstehen zu können.

Die Bereitstellung elektrischer Energie bei Booten dieser Größenordnung erfolgt meist über zwei unterschiedliche Arten. Lichtmaschinen liefern bei Motorbetrieb 12V- oder 24V-Gleichstrom und laden gleichzeitig die Batterien, um Versorgungsengpässe (z.B. Übernachtung in einer Bucht ohne Landstrom) überbrücken zu können. In den Häfen und

Marinas gibt es für gewöhnlich eine Landstromversorgung mit 230V Wechselstrom, mit dem wiederum die Gleichstrombatterien über ein Ladegerät geladen werden können und außerdem Verbraucher mit erhöhtem Strombedarf (z.B. Warmwasserboiler) betrieben werden können. In abgelegenen Gebieten kann ein kompakter Wechselstromgenerator die notwendige Alternative zur 230V-Landstromversorgung darstellen. In unserem Fall soll das 12V-Gleichstromnetz und der 230V-Landstromanschluß untersucht werden. Die Abb. 5.6 liefert die schematische Darstellung der Landanschlussleitungen in der Marina Punat. Aus sicherheitstechnischen Gründen müssen die 12V-Masseleitungen im Inneren des Bootes mit dem Schutzleiter des Landanschlusskabels verbunden sein, da ein Kurzschluss zwischen Wechselstrom- und Gleichstromnetz (z.B. durch ein defektes Batterieladegerät) die ungefährliche Masseleitung des 12V-Netzes stromführend machen kann, und somit eine lebensgefährliche Situation für alle an Bord und im Wasser befindlichen Personen entsteht. Was einerseits die Sicherheit für den Menschen gewährleistet, kann andererseits zu erheblichen Korrosionsproblemen führen. Es ist verständlich, dass eine riesige Galvanische Zelle, bestehend aus mehren Booten oder im Wasser befindlichen metallischen Teilen, die Opferanoden viel schneller verbrauchen lässt und somit die eigenen zu schützenden Unterwasserteile gefährdet (eine wichtige Voraussetzung ist jedoch ein direkter Sichtkontakt zwischen den betrachteten Objekten).

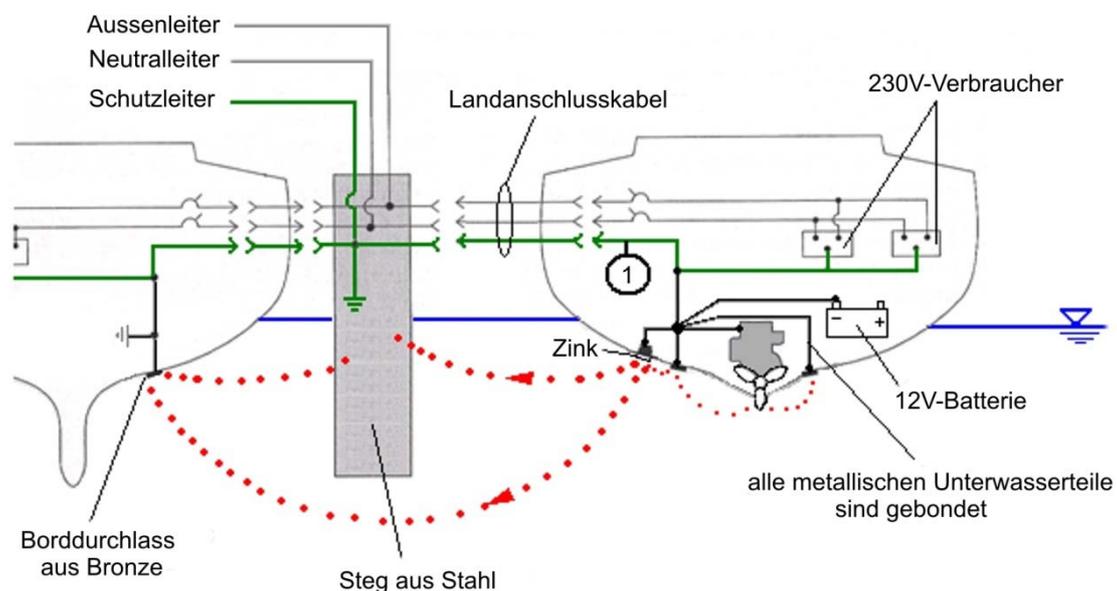


Abb. 5.6: Landanschlussleitungen für 230V Wechselstrom; der grüne Schutzleiter ist mit den Masseleitungen der 12V-Bordnetze verbunden, was dazu führt dass eine riesige Galvanische Zelle bestehend aus den metallischen Unterwasserteilen der anderen Boote und dem Steg gebildet wird; die Opferanoden aus Zink am rechten Schiff sind laut Spannungsreihe unedler als der Steg aus Stahl und der Bronzedurchlass des linken Bootes; dies führt zu einem sehr schnellen Verschleiß der Opferanoden und somit unzureichendem Schutz der eigenen Unterwasserbauteile (modifiziert übernommen aus CALDER, 2005, S.137.)

Eine Analyse des Originalschaltplanes des 230V-Wechselstrom-Landanschlusses spiegelt die Situation der Verbindung des Schutzleiters mit der Masseleitung wieder (vgl. Abb. A 8, Kabel Nummer „1“ und „2“). Die Tatsache, dass der Steg in der Marina Punat aus Stahlträgern gefertigt ist, verschlechtert die Situation zusätzlich. Vor allem die Ruder haben direkten Sichtkontakt zu den am Meeresgrund verankerten Trägern. Da der Verbrauch von Opferanoden eine direkte Funktion der Zeit ist, und das Boot für ungefähr 90 Tage im Jahr die Landenergieversorgung nutzt, ist die Leistungsfähigkeit der Anoden zeitlich beschränkt (vgl. VON BAECKMANN, SCHWENK, & PRINZ, 1997). Die in Abb. 5.4 links dargestellte völlig zerstörte Zinkanode am Ruder nach einem Jahr Liegezeit im Hafen deutet auf einen viel zu schnellen Verschleiß hin. Die Folgen der aufgebrauchten Anoden sind eindeutig erkennbar: Die Unterwasserteile aus Kupfer-Zink Legierungen (Ruder und Wellenbockarme) beginnen sich allmählich selbst aufzulösen, da das Zink der zu schützenden Legierungen in Lösung geht → übrig bleibt ein poröses inhomogenes Material mit geringer Festigkeit (erkennbar durch rötliche Kupferflecken).

Zusammenfassend sei festgehalten:

- Aufgrund der fortgeschrittenen Entzinkung sind Ruder und Wellenbockarme in sehr schlechtem Zustand, ein Fortgang der galvanischen Korrosion kann zur völligen Zerstörung führen, was während einer Fahrt katastrophale Folgen haben könnte.
- Die Propeller sowie Wellen weisen keine Spuren von Korrosion auf, lediglich Kratzer an den Flügeloberflächen deuten auf eine schlechte Wartung hin (zu grobe Körnung der Schleifscheiben bei der jährlichen Wartung). Die Annahme des Wirkungsgradverlustes von 2% durch diese Rauigkeit kann bekräftigt werden.
- Die Propellerflügel weisen keine Anzeichen von Erosion durch Kavitation auf.

## 6 Suche von Optimierungsmaßnahmen

Abhängig vom Fortschrittsgrad des Schiffsentwurfs gibt es einen mehr oder weniger großen Handlungsspielraum zur Steigerung der Leistungsfähigkeit. Bei einem bereits fertiggestellten Boot ist der Maßnahmenkatalog naturgemäß auf ein Minimum beschränkt. Nachträgliche Änderungen am Rumpf sind nur bedingt und mit großem Aufwand möglich (z.B. durch das Anbringen von Sprayleisten zur Verminderung des Spritzwasserwiderstandes). Die Umgestaltung der Antriebsstränge (neue Maschinen und Untersetzungsgetriebe) wäre zwar möglich, aufgrund der sehr hohen Anschaffungskosten jedoch unwirtschaftlich. Im Weiteren sollen einfache und gebräuchliche Methoden vorgestellt werden, die einerseits die Effektivität in natürlichem Masse steigern und andererseits einen sinnvollen Beitrag zur Sicherung der Nachhaltigkeit leisten.

### 6.1 Widerstandsminimierung mit Trimmklappen

Trimmklappen werden dazu verwendet um eine gewünschte Vertrimmung des Bootes während der Fahrt herbeizuführen. Dabei bewirkt eine Druckverteilung im Bereich der Trimmklappen und des Hecks ein Moment, das den Trimmwinkel verändert (vgl. Abb. 6.1).

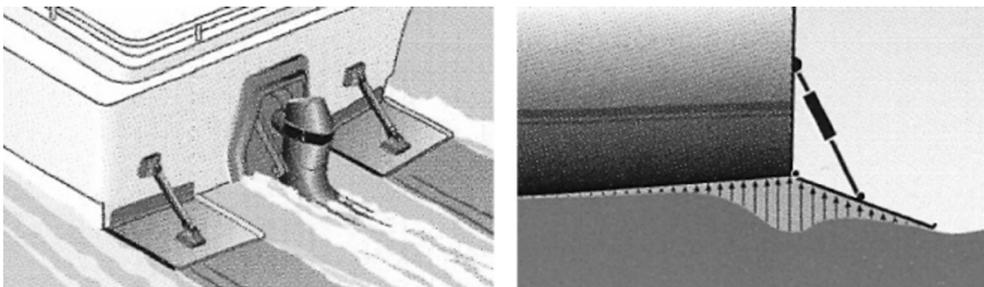


Abb. 6.1: Installation (links) und Druckverteilung (rechts) von Trimmklappensystemen (übernommen aus *QL Marine*, 2007, S.2.)

Um den Einfluss der Trimmklappen analytisch erfassen zu können soll ein Modell auf Grundlage der Formeln von Savitsky aus Kapitel 3.3 entwickelt werden. Dazu kann die Darstellung aus Abb. 3.6 durch das Hinzukommen von Trimmklappen modifiziert werden und man erhält folgendes Bild:

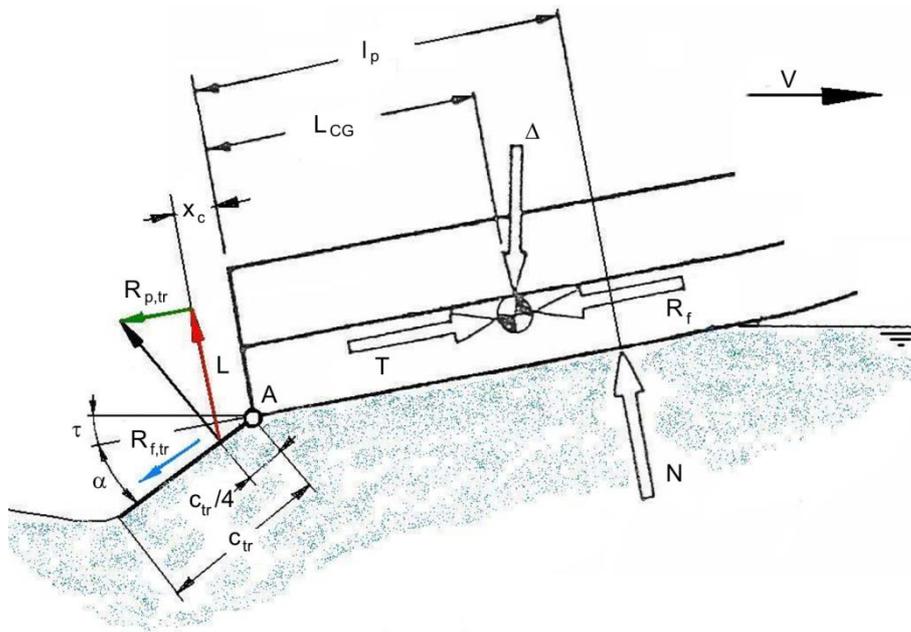


Abb. 6.2: Kräfte durch das Hinzukommen von Trimmklappen

Betrachtet man die Momente bezüglich Punkt „A“ so ist das Moment infolge der Trimmklappen vernachlässigbar klein und man erhält die Gleichgewichtsbedingung  $N \cdot l_p = \Delta \cdot L_{CG}$ , wobei für kleine Trimmwinkel die Vereinfachung  $N \approx F_{L\beta}$  getroffen wird. Die Auftriebskraft kann mit den bereits bekannten Formeln von Savitsky angeschrieben werden zu:

$$F_{L\beta} = \left\{ \tau^{1,1} \cdot \left( 0,012 \cdot \lambda^{0,5} + \frac{0,0055 \cdot \lambda^{2,5}}{Fr_b^2} \right) - 0,0065 \cdot \beta \cdot \left[ \tau^{1,1} \cdot \left( 0,012 \cdot \lambda^{0,5} + \frac{0,0055 \cdot \lambda^{2,5}}{Fr_b^2} \right) \right]^{0,6} \right\} \cdot \rho / 2 \cdot V^2 \cdot b^2$$

Zudem ist die Lage des Druckmittelpunktes der Gleitfläche gegeben durch:

$$l_p = \lambda \cdot b \cdot \left( 0,75 - \frac{1}{5,21 \cdot Fr_b^2 / \lambda^2 + 2,39} \right)$$

Im Gegensatz zur Berechnung aus Kapitel 3.3, wo jener Trimmwinkel gesucht wird bei dem  $l_p = L_{CG}$  ist, geht man hier den umgekehrten Weg. Man gibt für eine bestimmte Schiffsgeschwindigkeit einen Trimmwinkel vor und berechnet sich aus der Gleichung  $F_{L\beta} \cdot l_p = \Delta \cdot L_{CG}$  die einzige Unbekannte: das mittlere benetzte Längen-Breiten Verhältnis  $\lambda$ . Durch die Vorgabe eines bestimmten Trimmwinkels verschiebt sich die Lage des Druckmittelpunktes und es wird  $l_p \neq L_{CG}$ , was dazu führt dass sich die Auftriebskraft  $F_{L\beta}$  und

---

somit die Größe des druckinduzierten Widerstandes  $R_P$  verschiebt. Gleichzeitig ändert sich die benetzte Fläche des Unterwasserschiffes durch die Variation von  $\lambda$ , was eine Modifikation des Reibungswiderstandes  $R_F$  zur Folge hat.

Ein bewusstes Herbeiführen von Ungleichgewichtszuständen durch die Vorgabe bestimmter Trimmwinkel bei einer definierten Geschwindigkeit bewirkt eine Variation der verschiedenen Widerstandsanteile  $R_P$  und  $R_F$ . Die Abb. 6.3 vermittelt die Abhängigkeit der genannten Widerstandsanteile vom Trimmwinkel und gleichzeitig ermöglicht eine solche Darstellung eine Analyse des optimalen Trimmwinkels. Im konkreten Fall würde der Widerstand  $R_P+R_F$  bei einem Winkel von ungefähr  $2^\circ$  ein Minimum erfahren. Die Berechnung nach Savitsky mit dem Gleichgewichtszustand  $l_p=L_{CG}$  liefert jedoch einen Winkel von  $5,32^\circ$  (vgl. Abb. 3.9), d.h. man befindet sich rechts vom Optimum. Ziel ist es nun den Widerstand Richtung Optimum zu verkleinern. Bei einem Winkel von  $2^\circ$  befindet sich das Boot in einem Ungleichgewichtszustand, d.h. es würde bei Loslassen automatisch das Gleichgewicht bei  $5,32^\circ$  anstreben, was aber wieder einen höheren Widerstand hervorruft. Durch die Installation von Trimmklappen kann dieses Moment, welches die gesuchte Balance unterstützt, aufgebracht werden. Da der optimale Trimmwinkel von der Schiffsgeschwindigkeit abhängig ist, müssen mehrere Analysen durchgeführt werden. Im Anhang befinden sich dementsprechende Diagramme für Geschwindigkeiten des Gleitzustandes von 19 bis 26kn (vgl. Abb. A 10 bis Abb. A 13).

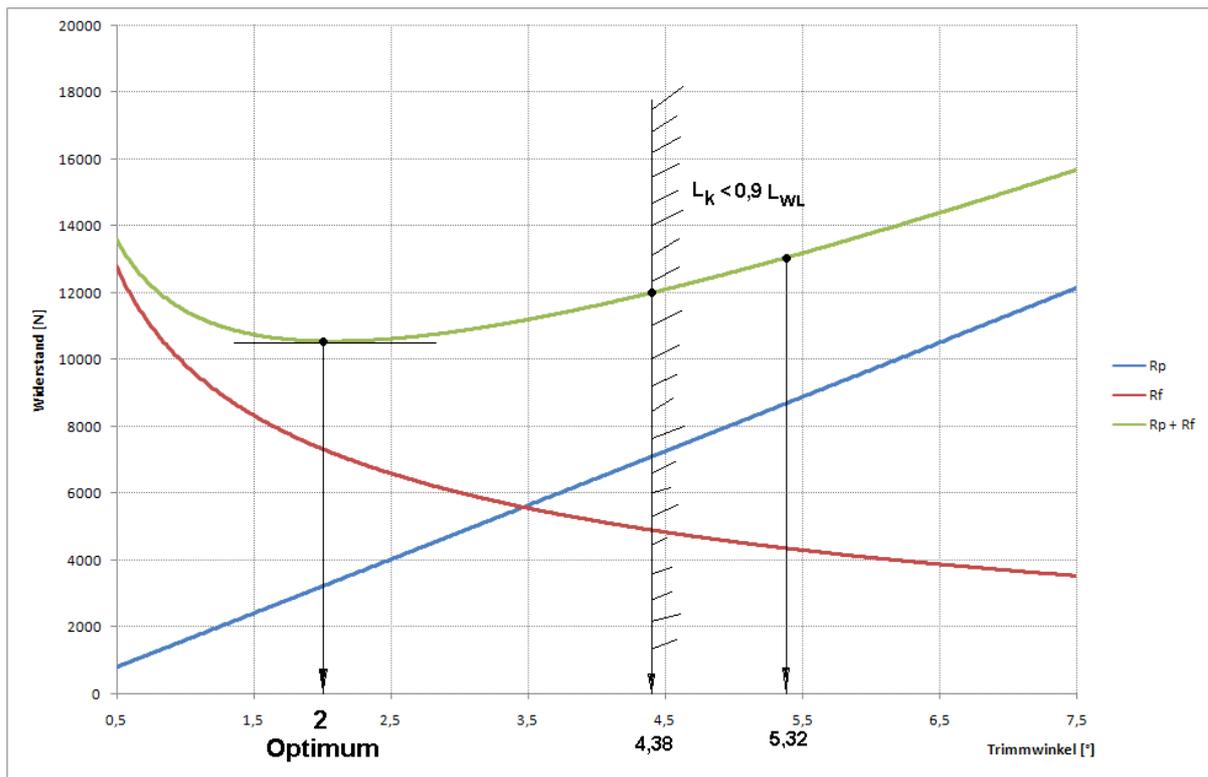


Abb. 6.3: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 24,21kn und Ausgangssituation SB

An dieser Stelle sei angemerkt, dass die Berechnungen von Savitsky nur für einen Bereich  $L_K < 0,9L_{WL}$  gelten. Daher darf der optimale Trimmwinkel nicht zur weiteren Kalkulation verwendet werden, sondern es gilt den Winkel bei dieser Grenze als den Bestmöglichen zu betrachten. Im obigen Beispiel beträgt dieser Winkel  $4,38^\circ$  und bewirkt bereits eine deutlich erkennbare Widerstandsminimierung. Als nächster Schritt kann für diesen Trimmwinkel die entsprechende Lage des Druckmittelpunktes  $l_P$  mit dem bereits erwähnten Verfahren berechnet werden. Bei der Geschwindigkeit von 24,21kn und dem Winkel von  $4,38^\circ$  ergibt sich ein  $l_P$  von ungefähr 4,42m. Betrachtet man die Abb. 6.2 und erwähnt man dabei ein  $L_{CG}$  von 4,06m so entsteht ein Moment um den Gewichtsschwerpunkt mit  $F_{L\beta} \cdot (l_P - L_{CG})$ . Diesem muss ein Trimmklappenmoment  $M_{Trim} = L \cdot (L_{CG} + x_c)$  entgegenwirken. Die Trimmklappe kann als Tragflügel mit der einfachsten Form einer ebenen Platte angesehen werden. NEWMAN (1977) definiert den Auftrieb eines Tragflügelprofils als  $L = C_L \cdot 0,5\rho \cdot V^2 \cdot A_{tr}$ , wobei der Auftriebsbeiwert einer ebenen Platte  $C_L = 2\pi \cdot \alpha$  ist. Die Fläche  $A_{tr}$  setzt sich aus dem Produkt der Profilstärke  $c_{tr}$  und der Breite  $b_{tr}$  zusammen und  $\alpha$  bezeichnet den Anstellwinkel in Radianten. Die Lage des Angriffspunktes kann mit  $c_{tr}/4$  gleichgesetzt

werden. Berücksichtigt man dass nur die Unterseite der Trimmklappe mit Wasser umspült ist und die Oberseite der Atmosphäre ausgesetzt ist, muss der Auftriebsbeiwert zu  $C_L = 0,5 \cdot (2\pi \cdot \alpha)$  reduziert werden. Zusammenfassend erhält man folgende Gleichgewichtsbedingung

$$F_{L\beta} \cdot (l_P - L_{CG}) = 0,5 \rho \cdot V^2 \cdot c_{tr} \cdot b_{tr} \cdot \pi \cdot \alpha \cdot (L_{CG} + x_c) ,$$

wobei der Abstand  $x_c$  für kleine Anstellwinkel gleich  $c_{tr}/4$  gesetzt werden kann. Um die Gleichung zu erfüllen können die Profilhöhe, die Breite oder der Anstellwinkel der Klappen verändert werden. Für das betrachtete Boot sollen anhand gebräuchlicher Abmessungen von Trimmklappenprofilen die Profilhöhe und die Breite als Konstante fixiert, und der Anstellwinkel als Variable behandelt werden. Aufgrund des leicht gewölbten Heckverlaufes wird eine typische Installationsvariante mit Backbord- und Steuerbordtrimmklappe (siehe Abb. A 14) gewählt. Dabei ist eine Breite von 0,91m pro Trimmklappe möglich und sinnvoll. Die Aufkimmung im Heckbereich von  $2^\circ$  beeinflusst die effektive Breite zur Berechnung des Auftriebs nur geringfügig und soll daher vernachlässigt werden. Für die Kalkulation wird daher ein  $c_{tr}=0,229\text{m}$  und ein  $b_{tr}=1,82\text{m}$  verwendet.

Jedes Tragflügelprofil erzeugt nicht nur eine Auftriebskomponente, sondern es kommt infolge des Anstellwinkels zu einem druckinduzierten Widerstandsanteil:

$$R_{P,tr} = L \cdot \alpha$$

Schließlich verursachen die Trimmklappen einen zusätzlichen Reibungswiderstand der wie folgt definiert wird:

$$R_{F,tr} = 0,5 \rho \cdot C_{F,tr} \cdot A_{tr} \cdot V^2$$

Der Reibungsbeiwert soll nach der ITTC-1957 Linie (vgl. Kapitel 3.2) berechnet werden, wobei zu beachten ist, dass sich die Trimmklappen in der Grenzschicht des Rumpfes befinden und daher für die Reynoldszahl eine Länge von  $L_{wm} + c_{tr}$  benutzt werden soll. Somit erzeugen die Trimmklappen einen Gesamtwiderstand von

$$R_{tr} = R_{P,tr} + R_{F,tr} .$$

Die Suche nach einem optimalen Trimmwinkel, die Berechnung des dazugehörigen Widerstandes und die Berücksichtigung des zusätzlich auftretenden Widerstandes infolge der

Trimmklappen kann für definierte Geschwindigkeiten rechnergestützt durchgeführt werden. Die folgende Tabelle liefert einen Einblick des Verbesserungspotentials durch die Verwendung der besprochenen Trimmklappen. Durch den Gebrauch von Hydraulikzylindern kann der geforderte Anstellwinkel je nach Geschwindigkeit manuell oder automatisiert reguliert werden. Auf die Dimensionierung und Regelung dieser Zylinder soll nicht näher eingegangen werden, da die verschiedenen Hersteller komplette Trimmklappensysteme mit aufeinander abgestimmten Komponenten anbieten.

Tab. 6.1: Änderung der Widerstandsanteile und Parameter durch die Verwendung von Trimmklappen

V (kn)	$\tau$ (°)	Rp+Rf (N)	$\tau$ neu (°)	[Rp+Rf] neu (N)	Anstellwinkel $\alpha$ (°)	R tr (N)	Verminderung des Widerstandes (%)
26,00	5,00	12995	4,07	12134	3,94	662	2
24,21	5,32	12981	4,38	11993	4,03	596	3
22,06	5,66	12970	4,83	11975	3,68	425	4
20,38	5,88	12901	5,23	12076	2,93	251	4
19,02	5,97	12752	5,59	12240	1,8	114	3

Zusammengefasst soll festgehalten werden:

- Das Optimierungsmodell für den Rumpfwiderstand wurde mit den Formeln von Savitsky hergeleitet. Es steht daher in direktem Zusammenhang mit dessen Vorhersagegenauigkeit und Fehleranfälligkeit.
- Die Berechnung soll nur im Geschwindigkeitsbereich von 19 bis 26kn angewendet werden.
- Mit den gewählten Trimmklappenabmessungen wird eine durchschnittliche Verkleinerung des Rumpfwiderstandes von 3% herbeigeführt. Die daraus resultierende Anhebung der Endgeschwindigkeit fällt minimal aus, sie liegt bei ungefähr 0,2kn (vgl. Abb. 4.7: die Kurve SB gilt auch für die Trimmklappeninstallation, Endgeschwindigkeit ungefähr 23,5 bis 23,7kn)

## 6.2 Widerstandsminimierung mit Interceptoren

Eine Alternative zu den besprochenen Trimmklappen stellen Interceptoren dar. Die Wirkungsweise beruht auf dem Prinzip von Staukeilen, jedoch gibt es eine andersartige Druckverteilung. FALTINSEN (2005) erklärt folgendes: Wäre kein Interceptor vorhanden würde sich der Druck entlang des Bootsbodens Richtung Heck langsam verkleinern, um schließlich den Atmosphärendruck zu erreichen. Durch das Ausfahren einer Platte (Interceptor) bis zu einer Höhe  $h$  (vgl. Abb. 6.4) am Heck des Bootes kann der Druck bis zu einem Maximum gesteigert werden. Diese Druckverteilung führt zu einer resultierenden Kraft, die vergleichbar mit dem Moment der Trimmklappen eine gewünschte Vertrimmung des Bootes verursacht. Daher soll auf die Entwicklung eines Berechnungsmodelles für Interceptoren verzichtet werden.

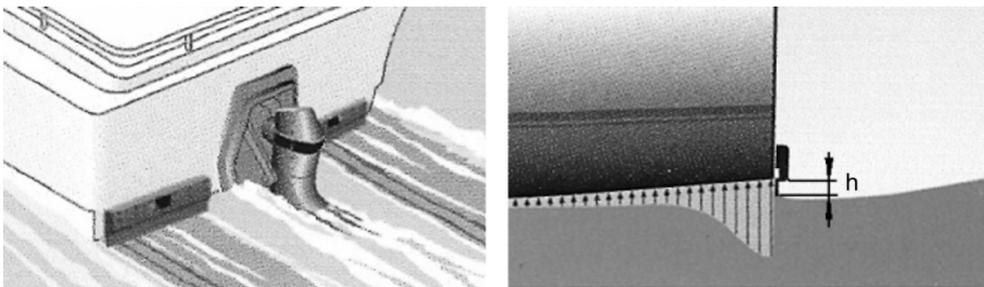


Abb. 6.4: Installation (links) und Druckverteilung (rechts) von Interceptoren (übernommen aus *QL Marine*, 2007, S.2.)

MARITIME DYNAMICS Inc. (2007) haben eine Serie von Modellversuchen durchgeführt um die Leistungsfähigkeit von Interceptoren und Trimmklappen zu charakterisieren und direkt vergleichen zu können. Dabei kommen sie zu folgendem Ergebnis: Die beiden Trimmvorrichtungen bewirken unterschiedliche Druckverteilungen am Bootsboden (vgl. Abb. 6.1 und Abb. 6.4). Die Effektivität der Reduktion des Trimmwinkels des Bootes wird durch beide Anbauteile gleichermaßen sichergestellt. Ebenso wird die Widerstandsminimierung des Modellbootes durch beide Komponenten erfüllt, was aufgrund eines ähnlichen Eigenwiderstandes von Trimmklappen und Interceptor gleicher Breite zurückführbar ist.

Aus dem Vergleich geht hervor, dass der Rumpfwiderstand beim optimalen Trimmwinkel gleich ist (unabhängig davon ob das Boot mit Trimmklappen oder Interceptor ausgestattet ist). Daher müssen andere Parameter für eine Auswahl definiert werden. Die folgende Tabelle liefert einige wichtige Aspekte, die eine Entscheidung erleichtern sollen.

Tab. 6.2: Vergleich Trimklappen versus Interceptoren (modifiziert übernommen aus MARITIME DYNAMICS Inc., 2007)

Parameter	Trimklappen	Interceptor
Gewicht	höher	geringer
Montage	aufwendig	einfach
Kosten	hoch	niedrig
Wartung	aufwendig	einfach
Beschädigung durch Treibgut	minimal	höher

Für einen direkten Vergleich der Systeme bezüglich der erwähnten Parameter müssen die von den Herstellern angebotenen Komplettsysteme genau analysiert werden. Da beide Komponenten gleichermaßen eine Optimierung des Rumpfwiderstandes vorantreiben, liegt die Entscheidung, ob Interceptoren oder Trimklappen verwendet werden sollen, beim Eigner. Auf jeden Fall soll eine Widerstandsminimierung des Rumpfes um 3% im Gleitzustand Berücksichtigung finden.

### 6.3 Verbesserung des Propellerwirkungsgrades

In Kapitel 3.7.2 wurde der Propellerwirkungsgradverlust am Beginn der Fahrsaison mit 2% und nach 4 Monaten mit 5% geschätzt. Da der auf die Fläche bezogene Energieverlust beim Propeller viel stärker ausgeprägt ist, als der Verlust durch die Oberflächenrauigkeit des Rumpfes, macht es Sinn die Rauigkeit der Propellerflügel so gering wie möglich zu halten. Die ITTC (2005) erläutert eine Möglichkeit durch relativ geringe Investitionskosten (im Gegensatz zu den höheren Kosten durch die große Oberfläche des Rumpfes) die Leistungsfähigkeit der Propeller für einen längeren Zeitraum konstant zu halten. Mithilfe einer speziellen Antifoulingbeschichtung für Propeller kann der Bewuchs der Flügel verhindert und somit der zeitbedingte Wirkungsgradverlust vermindert werden. Dabei handelt es sich um ein Dünnschichtantifouling, welches im Gegensatz zu den am Rumpf häufig verwendeten Selbsterodierenden Antifoulings ohne die Freigabe von Bioziden arbeitet. Dünnschichtantifoulings („Foul Release Systems“) haben aufgrund ihrer Silikonchemie eine sehr glatte Oberfläche und erschweren durch ihre niedrige Oberflächenspannung die Haftung der Parasiten, welche im Gegensatz dazu eine höhere Oberflächenspannung besitzen. Die Abb. 6.5 verdeutlicht den Unterschied der Oberflächenrauigkeit der beiden Technologien.

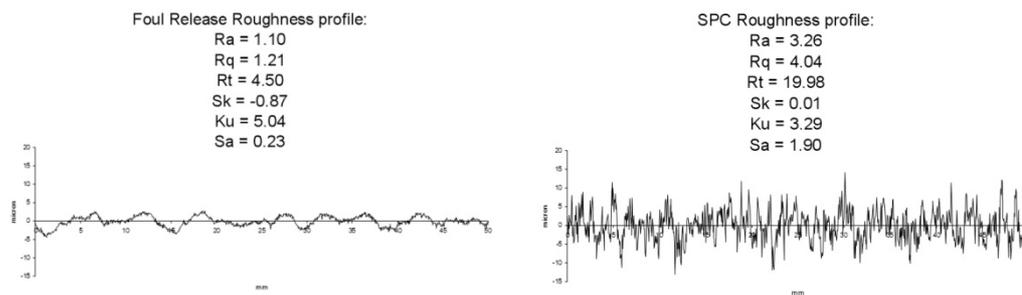


Abb. 6.5: Oberflächenprofile verschiedener Antifoulings; links: Foul Release System; rechts: Selbsterodierende Antifoulingbeschichtung (ANDERSON, 2004, S.6.)

Neben der höheren Oberflächenglatte von Dünnschichtantifoulings sind die Biozid- und damit die Toxizitätsfreiheit positiv zu bewerten. Außerdem herrschen an den Flügeln relativ hohe Umfangsgeschwindigkeiten und diese erschweren nicht nur die Besiedelung von Parasiten, sondern bewirken bei Anstrichen eine sehr hohe Abrasionsrate. Daher würde der Einsatz von Selbsterodierenden Antifoulings an Propellerflügeln eine große Schichtdicke erforderlich machen, was jedoch das Flügelprofil und somit den Wirkungsgrad negativ beeinflusst. Die Tests am Forschungsschiff „Bernicia“ bestätigen den positiven Einfluss durch die Beschichtung des Propellers mit einem Dünnschichtantifouling und liefern folgende Erkenntnis:

- Bei der Neuapplikation der Beschichtung ergibt sich eine extrem glatte Oberfläche, ähnlich einem polierten Propeller.
- Danach verhindert die erwähnte Antifoulingtechnologie den Bewuchs und sorgt für eine lang anhaltende Oberflächenglattheit.

Es gibt jedoch auch Probleme bei der Beschichtung von Propellern mit Dünnschichtantifoulings:

- Die geringe mechanische Festigkeit führt zu einem schnellen Verschleiß der Beschichtung (vor allem an den Ein- und Austrittskanten und an den Flügelspitzen kommt es aufgrund von Kavitation zur Abrasion des Anstriches).
- An Stellen wo die Beschichtung beschädigt ist kann es zur verstärkten Korrosionserscheinungen kommen (ausgeprägte galvanische Korrosion durch ein ungünstiges Flächenverhältnis).

Zusammenfassend sei festgehalten, dass durch die Verwendung eines „Foul Release Systems“ der Bewuchs an den Propellern des untersuchten Sportbootes bewusst kontrolliert werden

kann. Die Verminderung des Propellerwirkungsgrads der Originalpropeller wird daher sowohl am Beginn als auch am Ende der Saison mit 2% fixiert (aufgrund der vorhandenen Kratzer). Bei der Installation neuer Propeller soll es keine Verminderung am Beginn der Saison und lediglich 1% nach vier Monaten geben (neuwertige Propeller weisen keinerlei Schäden der Oberfläche auf).

## 6.4 Propellerentwurf

In den vorigen Kapiteln wurden Verbesserungen der Leistungsfähigkeit durch die Installation von Trimmklappen oder Interceptoren und durch die Verwendung eines „Foul Release Systems“ an den Propellern beschrieben. Diese Maßnahmen sollen in die Dimensionierung neuwertiger Propeller mit einfließen. Dazu wird vorerst der nach Savitsky berechnete Widerstand des Rumpfes im Bereich des Gleitens um 3% verkleinert (durch Trimmklappen oder Interceptoren). Da der Widerstand nach vier Monaten größer ist als am Beginn der Saison soll für den Propellerentwurf der ungünstigere Fall (SB) herangezogen werden. Zusätzlich wird eine Verminderung des Propellerwirkungsgrades von 1% geschätzt (zur Reibungsminimierung soll auch bei den neuwertigen Propellern ein Dünnschichtantifouling verwendet werden um den Bewuchs der Flügel kontrollieren zu können). Folgende zusätzliche Restriktionen müssen bei der Betrachtung des Propellerentwurfes Berücksichtigung finden:

- Um die Propellererregten Druckschwankungen im Achterschiff zu minimieren soll ein Propellerfreischlagverhältnis von  $H_{TC} / D \geq 0,15$  eingehalten werden (vgl. MÜLLER-GRAF, 1985). Bei den Originalpropellern mit einem Durchmesser von 508mm (=20inch) beträgt der Propellerfreischlag 95mm und ist somit im zulässigen Bereich. Geht man von serienmäßig hergestellten Propellern aus, so würde der maximal zulässige Durchmesser für die vorgegebene Geometrie des Schiffes 533mm(=21inch) betragen ( $H_{TC}=82\text{mm}$ ). Prinzipiell steigt der Wirkungsgrad mit zunehmendem Durchmesser, das Nachstromfeld wird ungleichförmiger und aufgrund der größeren Flügelspitzen-geschwindigkeit nimmt die Neigung zur Kavitation zu, was jedoch durch eine geringere Flächenbelastung kompensiert wird (vgl. STRASSER, 2005).
- Aufgrund der vorgegebenen Antriebsmaschinen und der zugehörigen Untersetzungsgetriebe ist der Drehzahlbereich vorgegeben. Sowohl Motor als auch Propeller sind die Hauptursachen für ungewollte Schwingungen an Bord von Schiffen.

Propellererregte Schwingungen entstehen durch die ungleichförmige Anströmung des Wassers zum Propeller. Die Erregerfrequenz des Propellers ergibt sich aus dem Produkt von Propellerdrehzahl mit der Flügelzahl. Dabei ist es wichtig dass es keine Resonanzen zwischen Maschinenfrequenz und Erregerfrequenz des Propellers gibt. Das folgende Beispiel zeigt, dass es bei einer Motordrehzahl von 4200RPM, einem Untersetzungsverhältnis von 2,55 und einem 3-flügeligem Propeller keine Resonanzen bei den Frequenzen erster und zweiter Ordnung gibt:

$$\text{Motorfrequenz erster Ordnung: } F_{M,I} = 4200 / 60 = 70\text{Hz}$$

$$\text{Motorfrequenz zweiter Ordnung: } F_{M,I} = 2 \cdot (70) = 140\text{Hz}$$

$$\text{Erregerfrequenz der Propeller erster Ordnung: } F_{P,I} = (4200 \cdot 3 / 2,55) / 60 = 82,35\text{Hz}$$

Erregerfrequenz der Propeller zweiter Ordnung:

$$F_{P,I} = 2 \cdot (82,35) = 164,7\text{Hz}$$

Somit kann man mithilfe der Drehzahl, der Anzahl der Flügel und dem Untersetzungsverhältnis die Größe und Frequenz von Erregerkräften beeinflussen. Mit zunehmender Flügelzahl nehmen sowohl die propellerinduzierten Schwingungen im Achterschiff, als auch der Propellerwirkungsgrad ab. Eine Analyse von 3- und 4-flügeligen Propellern, sowie dem bekannten Drehzahlbereich der Antriebsmaschinen (1000 bis 4200RPM) und einem Untersetzungsverhältnis von 2,55 liefert keine Bedenken bezüglich der Resonanz von Propeller und Maschinenfrequenz. Somit sollen für den Propellerentwurf 3- als auch 4-Flügler betrachtet werden.

- Eine weitere wichtige Größe stellt das abgewinkelte Gesamtflügelflächenverhältnis (EAR) dar. Einerseits vermindert ein zunehmendes EAR die Kavitationsanfälligkeit und andererseits soll es so klein wie möglich gehalten werden, um die Reibung und somit einen Wirkungsgradverlust zu reduzieren. Für den Entwurf soll ein 20%iger Kavitationsansatz bei maximaler Geschwindigkeit zugelassen werden (vgl. Kapitel 5.3.1).

Grundsätzlich gibt es drei wichtige Methoden um einen Propellerentwurf durchzuführen. Die Verwendung der Freifahrtcharakteristika von Serienpropellern, bei denen keine Rücksicht auf die ungleichförmige Anströmung zum Propeller genommen wird, ist die einfachste Möglichkeit der Konstruktion. Aufbauend auf dieser Methode kann man mithilfe von „Lifting-Line“ und „Lifting-Surface“ die Steigungsverteilung der Strömung anpassen. Für die betrachtete Yacht sollen serienmäßig hergestellte Propeller mit konstanter Steigung zum

Einsatz kommen, und die in Kapitel 4 vorgestellten Freifahrtcharakteristika in Polynomform Anwendung finden. Eine Zusammenfassung bekannter Hersteller von Serienpropellern liefert die Tab. A 7. Für den Entwurf in diese Arbeit sollen Propeller der Michigan Wheel Corporation (diese Entscheidung ist völlig unabhängig und ohne Beeinflussung) ausgewählt und die in Tab. 6.3 angeführten Modelle näher betrachtet werden.

Tab. 6.3: Entwurfspropeller

Modell	Flügelzahl	EAR	Serie
Dyna-Jet	3	0,56	Gawn
Dyna-Quad	4	0,69	Gawn
DJX	3	0,61	Gawn

Die drei Propellermodelle haben folgende Eigenschaften und Besonderheiten (Rücksprache mit HERMAN K., technischer Direktor der Michigan Wheel Corp., am 10.Mai 2007): Es gibt Ausführungen in Nibral oder Mangan-Bronze; die Berechnung kann über die vorgestellte Anwendung der Polynome der Gawn-Serie hinreichend genau durchgeführt werden; die DJX-Modelle sind eine Weiterentwicklung der Dyna-Jet Serie und weisen idente Leistungseigenschaften mit einem für die Kavitation günstigeren Flächenverhältnis auf; alle Modelle sind in einer „cupped“-Version (löffelförmig) erhältlich, wobei z.B. bei einem 22x22 DJX ein mittlerer „cup“ einem Knickradius der Austrittskante von 0,075inch entspricht, und eine Steigungsvergrößerung von 1inch bewirkt, d.h. ein 22x22DJX mit mittlerem „cup“ nimmt das gleiche Drehmoment auf und liefert denselben Schub wie ein 22x23DJX, jedoch ohne zunehmender Kavitationserscheinungen (vgl. Abb. 6.6); für die betrachteten Durchmesser (20 und 21inch) gibt es eine 1inch-Steigungsabstufung.

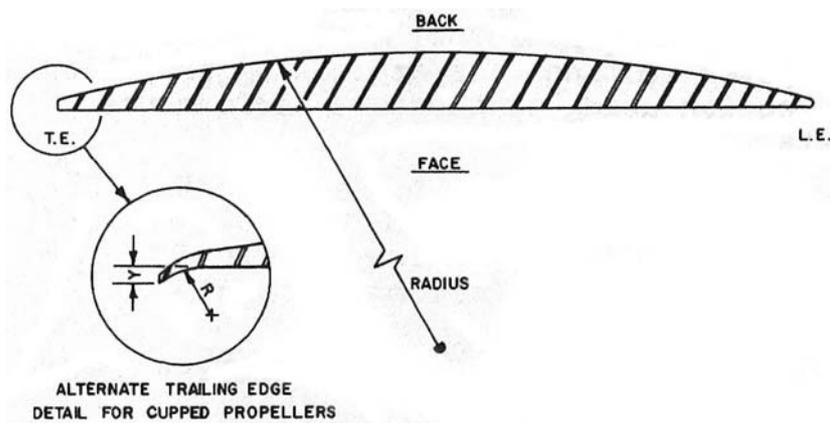


Abb. 6.6: Profilschnitt eines „cupped“ Propellerflügels; um eine Steigungsvergrößerung zu erzielen wird nicht der gesamte Flügel umgedrückt, sondern nur ein schmaler Bereich der Austrittskante (T.E.) Richtung Nabe gebogen; somit wird die Wölbung, die effektive Steigung und der Schub ohne Zunahme der Kavitation vergrößert (übernommen aus BLOUNT & HUBBLE, 1981, S.112.)

Die Berechnung der Leistungsaufnahme der verschiedenen Serienpropeller erfolgt in Analogie zu Kapitel 4. Die graphische Darstellung der Propellerleistungsaufnahmekurven mit der Motorcharakteristik zeigen Abb. 6.7 und Abb. 6.8, wobei das Verbesserungspotential bezüglich Geschwindigkeit bei der Drehzahlgrenze von 4200RPM eindeutig erkennbar ist. Die Steigung der betrachteten Propeller wird so variiert, dass sich die Leistungsaufnahmekurven nahe dem Optimum (Schnittpunkt Leistungs- und Drehzahlgrenze der Maschine) befinden aber keine „overpitched“ Situation entsteht (der DJX 21x24 ist bereits overpitched und scheidet für die weitere Betrachtung aus). Geht man davon aus, dass die Verdrängung des Sportbootes keine Vergrößerung erfährt (Kraftstoff- und Wassertanks 7/8 gefüllt), sondern nur eine Korrektur nach unten möglich ist, und auch das Gewicht der Personen und des Ballastes als konstante Größe betrachtet werden kann, so ist die Forderung sich nahe dem Optimum zu bewegen auf jeden Fall zulässig.

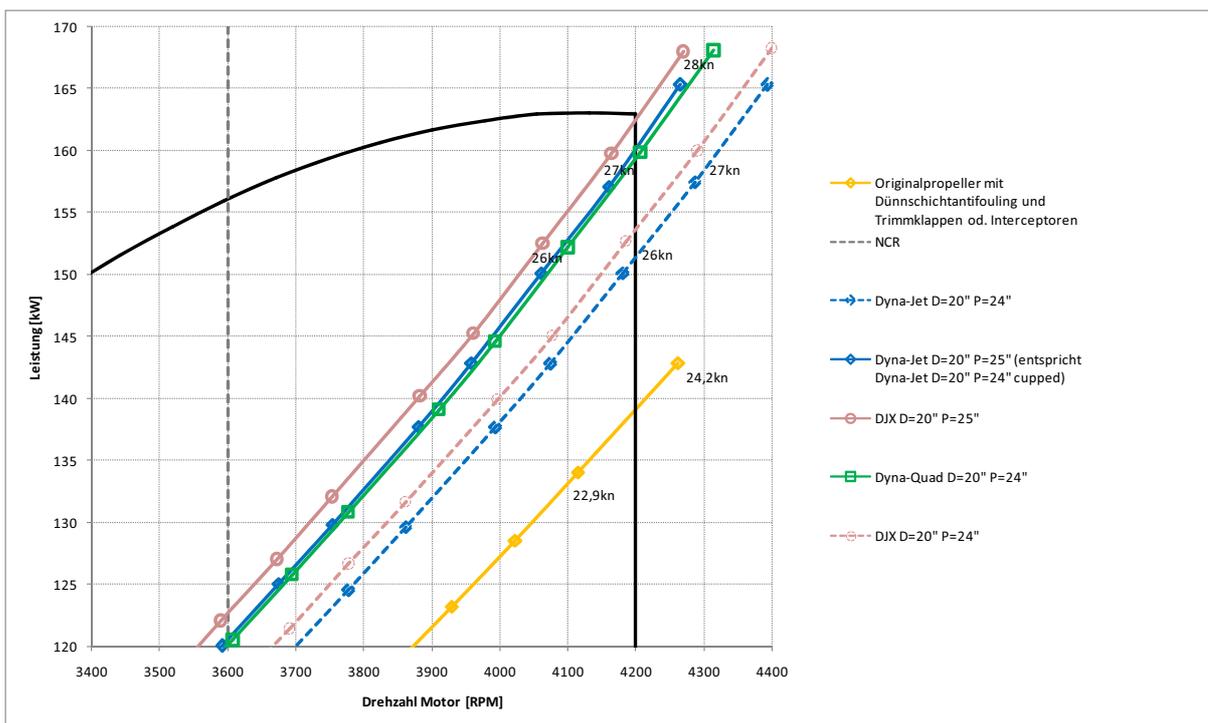


Abb. 6.7: Leistungsaufnahme der Originalpropeller (nach Einbau von Trimmklappen oder Interceptoren und Verwendung eines „Foul Release Systems“) und neuwertiger Propeller mit einem Durchmesser von 20inch und Variation der Steigung auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SB: Widerstand inklusive Bewuchs des Rumpfes nach 4 Monaten)

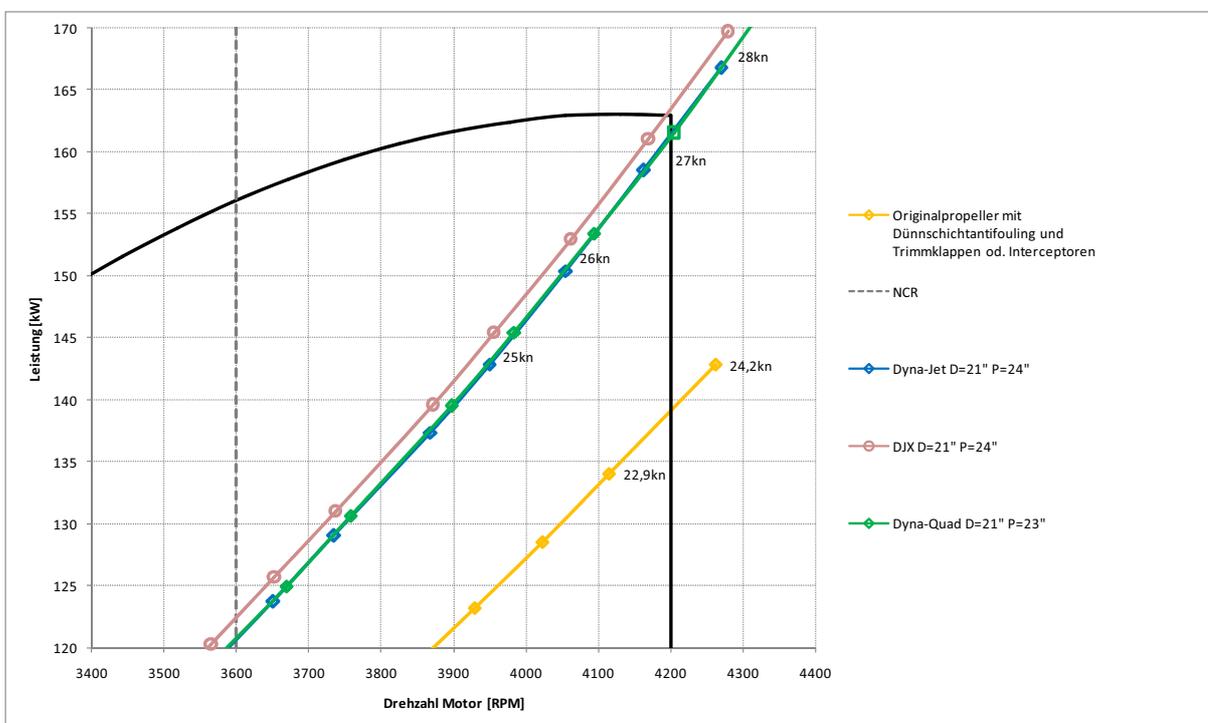


Abb. 6.8: Leistungsaufnahme der Originalpropeller (nach Einbau von Trimmklappen oder Interceptoren und Verwendung eines „Foul Release Systems“) und neuwertiger Propeller mit einem Durchmesser von 21inch und Variation der Steigung auf Grundlage des Rumpfwiderstandes nach Savitsky (SB: Widerstand inklusive Bewuchs des Rumpfes nach 4 Monaten)

Somit kommen sechs unterschiedliche Propeller mit dem Durchmesser von 20inch und zwei Propeller mit dem Durchmesser von 21inch in die nähere Auswahl. Es ist naheliegend die Forderung der Kavitationsanfälligkeit als nächstes Ausscheidungskriterium heranzuziehen. Bei den Propellern mit  $D=20\text{inch}$  erfüllen nur Zwei die Forderung der 20%igen Kavitationsfreiheit bei maximaler Geschwindigkeit. In Tab. 6.4 sieht man außerdem die Verbesserung der Kavitationsanfälligkeit des Dyna-Jet 20x25 durch einen Dyna-Jet 20x24 „cupped“ mit gleichbleibendem Schub und Geschwindigkeit.

Tab. 6.4: erforderliche Flächenverhältnisse  $EAR_{min}$  für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei Propellern mit dem Durchmesser  $D=20\text{inch}$

Modell	Dyna-Jet	Dyna-Jet	Dyna-Jet	DJX	Dyna-Quad	DJX
	D=20" P=24"	D=20" P=25"	D=20" P=24" cupped	D=20" P=25"	D=20" P=24"	D=20" P=24"
Schub T(N)	7842	7974	7974	7974	7927	7842
V(kn)	26,1	27,4	27,4	27,4	27,0	26,1
EAR für 10%	0,85	0,87	0,86	0,87	0,85	0,85
EAR für 20%	0,61	0,63	0,62	0,63	0,62	0,61

Bei den 21inch-Propellern ergibt sich aufgrund des größeren Durchmessers eine geringere Flächenbelastung und somit eine Verminderung der Kavitationsanfälligkeit, was beide Modelle für eine weitere Betrachtung qualifiziert (vgl. Tab. 6.5).

Tab. 6.5: erforderliche Flächenverhältnisse  $EAR_{min}$  für 10- und 20%igem Kavitationsansatz bei Propellern mit dem Durchmesser  $D=21\text{inch}$

Modell	Dyna-Jet	Dyna-Quad
	D=21" P=24"	D=21" P=23"
Schub T(N)	7974	7927
V(kn)	27,4	27,0
EAR für 10%	0,76	0,75
EAR für 20%	0,55	0,54

Um eine bestmögliche Auswahl aus den verbleibenden Modellen treffen zu können, macht es Sinn Kriterien festzulegen und die vier Varianten anhand dieser Ansprüche zu bewerten (vgl. Tab. 6.6). Es sei angemerkt, dass die Forderung der Vermeidung propellererregter Schwingungen im Achterschiff durch einen größeren Freischlag (d.h. kleinerer Durchmesser) und durch zunehmende Flügelzahl besser erfüllt werden kann. Die Leistungsreserve betrachtete den Abstand zwischen dem Schnittpunkt der Leistungsaufnahmekurve mit der maximalen Motordrehzahl und dem Optimum.

Tab. 6.6: Matrix zur Einteilung nach Kriterien und Varianten (\* Preise für Propeller aus Nibral übernommen aus <http://www.propellersonline.com/inboard.php> am 18.Juni 2007; exklusive Versand, MwSt., Zoll- und Einfuhrgebühren und Installation)

Modell		Kriterium			
		I erreichbare Höchstgeschw. (kn)	II Vermeidung von induzierten Schwingungen	III Leistungsreserve (kW)	IV Kosten* (US\$)
Var.1 DJX	D=20" P=24"	26,1	gut	9,7	1053
Var.2 Dyna-Quad	D=20" P=24"	27,0	sehr gut	3,2	1095
Var.3 Dyna-Jet	D=21" P=24"	27,4	befriedigend	1,2	1157
Var.4 Dyna-Quad	D=21" P=23"	27,0	gut	1,2	1271

Die ungewichtete Bewertung soll nach einer 3-teiligen Skala vorgenommen werden. Dabei wird jedes Kriterium wie folgt umgeschlüsselt:

- Kriterium I: 26,1-26,5kn → 1; 26,6-27kn → 2; 27,1-27,5kn → 3
- Kriterium II: befriedigend → 1; gut → 2; sehr gut → 3
- Kriterium III: 0,01-3,33kW → 1; 3,34-6,66kW → 2; 6,67-9,99kW → 3
- Kriterium IV: 1001-1100 → 3; 1101-1200 → 2; 1201-1300 → 1

Im Allgemeinen ist das Erreichen aller Teilziele nicht gleich wichtig. Um eine objektive Auswahl mehrerer Varianten treffen zu können, wird eine Gewichtung der Bewertungskriterien vorgenommen. Eine sinnvolle Abschätzung des Gewichtungsfaktors und die zugehörige Nutzwertanalyse verleihen dem Dyna-Quad 20x24 die Bestnote.

Tab. 6.7: Nutzwertanalyse mit Reihung; ungewichtete Bewertung (W) nach und einer 3-teiligen Skala; gewichtete Bewertung (WG=W·Gewichtungsfaktor)

Kriterium	Gewichtungsfaktor (%)	Var. 1		Var. 2		Var. 3		Var. 4	
		W	WG	W	WG	W	WG	W	WG
I	35	1	35	2	70	3	105	2	70
II	35	2	70	3	105	1	35	2	70
III	25	3	75	1	25	1	25	1	25
IV	5	3	15	3	15	2	10	1	5
Summe WG	100		195		215		175		170
Reihung			2		1		3		4

Zusammenfassend sei festgehalten:

Der durchgeführte Propellerentwurf führt zu einem 4flügeligen Gawn-Propeller mit einem EAR von 0,69 , einem Durchmesser von 20inch und einer konstanten Steigung von 24inch (Michigan Wheel Corp. „Dyna-Quad 20x24“). Um die Nachhaltigkeit bezüglich Korrosion- und Verschleißfestigkeit zu sichern, sollen die Propeller aus Nibral gefertigt sein. Die erreichbare Höchstgeschwindigkeit im ungünstigen Fall (nach 4 Monaten Liegezeit und dementsprechenden Bewuchs des Rumpfes) liegt bei etwa 27kn. Dies bewirkt eine beachtliche Zunahme der Maximalgeschwindigkeit (vgl. Abb. 4.7: 23,5kn bei SB) um etwa 15%. Zudem wird der Zustand des Gleitens bereits bei einer Motordrehzahl von ungefähr 3350RPM erreicht und bei der vom Hersteller empfohlenen Drehzahl von 3600RPM (NCR) ist das Boot mit einer Geschwindigkeit von 21kn voll im Gleiten.

## **6.5 Methoden zur Vermeidung von galvanischer Korrosion**

Im Abschnitt 5.3.2 wurden bereits die Grundlagen der galvanischen Korrosion besprochen und auf die Besonderheiten dieses ungewollten Zerstörungsprozesses hingewiesen. Die Ruder und Wellenbockarme des untersuchten Sportbootes sind bereits in einem fortgeschrittenen Stadium der Entzinkung. Um einen möglichen Ausfall und die damit verbundenen katastrophale Folgen für die an Bord befindlichen Menschen zu verhindern, muss der Korrosionsprozess unbedingt gestoppt werden. Außerdem wäre ein eventueller Austausch der Bauteile mit hohen Kosten verbunden. Die Ursache liegt höchstwahrscheinlich in der Art und Weise wie der Schutzleiter des Landanschlusskabels mit der Masseleitung des internen 12V-Gleichstrombornetzes verbunden ist und somit eine riesige Batterie formt. Es sollen im Weiteren zwei Varianten zur Lösung dieses Hauptproblems erörtert und anschließend die notwendigen Opferanoden dimensioniert werden.

### **6.5.1 Die Verwendung eines Galvanischen Isolators**

Diese einfache und billige Lösung stellt einen guten Kompromiss zwischen Sicherheit für den Menschen und Vermeidung der galvanischen Korrosion durch das Landanschlusskabel dar. Die Abb. 6.9 liefert eine prinzipielle Darstellung eines herkömmlichen Galvanischen Isolators. Dabei bildet ein Paar aus jeweils zwei Dioden mit je 0,5V Durchgangsspannung und ein Kondensator das Herzstück. Das Diodenpaar ist parallel geschaltet, jedoch mit

umgekehrter Durchlassrichtung. Damit die Dioden auf Durchlass geschaltet sind, ist eine Mindestspannung von 1V (Gleichstrom DC oder Wechselstrom AC) erforderlich.

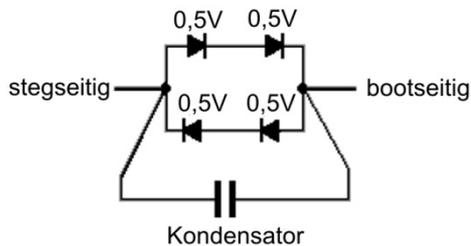


Abb. 6.9: prinzipielle Darstellung eines Galvanischen Isolators mit eingebautem Kondensator

Bei der Installation wird der Schutzleiter vom Landanschlusskabel im Bootsinneren durchtrennt und mit den beiden Anschlussklemmen des Isolators seriell verbunden (in der Abb. 5.6 und Abb. A 8 ist die mögliche Einbauposition mit der Ziffer „1“ gekennzeichnet). Tritt nun ein Defekt im Wechselstromkreis des Bootes auf, so kann der zugehörige Fehlerstrom falls seine Spannung größer 1V AC ist durch die auf Durchlass geschalteten Dioden (Richtung Steg) fließen und es besteht keine Gefahr für den Menschen. Andererseits sind die durch galvanische Korrosion auftretenden Gleichspannungen normalerweise viel kleiner als 1V DC, was die Dioden und somit den Schutzleiter unterbrechen und die galvanische Korrosion verhindern. Da es in der Praxis häufig vorkommt, dass der Schutzleiter am Land (Steg) unter einer ständigen Spannung größer 1V AC steht (infolge von Fehlerströmen), würde das Diodenpaar Richtung Boot permanent geöffnet sein und der Isolator wäre nutzlos. Dieses Problem löst der parallel geschaltete Kondensator (Kondensatoren haben die Eigenschaft Wechselströme durchzulassen und Gleichströme zu blockieren). Demnach kann ein Galvanischer Isolator im Normalfall Gleichströme blockieren und gleichzeitig Wechselströme durchlassen. Mithilfe dieses Gerätes kann der galvanische Stromfluss zu anderen Booten oder Objekten effektiv unterbunden werden. Wird außerdem eine regelmäßige Funktionsprüfung der Dioden durchgeführt ist die Sicherheit für den Menschen in vernünftiger Art und Weise gegeben.

### 6.5.2 Die Installation eines Isolationstransformators

Um einen vollkommene Schutz für den Menschen zu gewährleisten und gleichzeitig das Risiko der galvanischen Korrosion gänzlich auszuschalten empfiehlt sich der Einbau eines Isolationstransformators. Den prinzipiellen Aufbau kann man dem Anschlussplan aus Abb. 6.10 entnehmen. Das Herzstück bilden zwei Spulen, welche die Energieübertragung

ermöglichen. Dabei erzeugt die an die erste Spule (Primärspule) im Primärstromkreis (Landstrom) angelegte Wechselspannung nach dem Induktionsgesetz ein veränderliches Magnetfeld im Kern. Folglich wird durch dieses Feld in der zweiten Spule (Sekundärspule) in umgekehrter Weise eine Sekundärspannung (Wechselstromkreis des Bootes) generiert. In der Abbildung erkennt man deutlich, dass nur die Primärspule mit dem stegseitigen Schutzleiter geerdet ist. Somit gibt es keine leitende Verbindung und galvanische Korrosion kann völlig ausgeschlossen werden. Die Sekundärspule stellt nun die Energiequelle für das Boot dar und daher führt der einzig mögliche Weg eines gefährlichen Fehlerstroms vom Wechselstromkreis zum Transformator, und nicht wie vorhin zurück zur Landstromversorgung (somit finden Fehlerströme ihren Weg zur Erdung nicht übers Wasser).

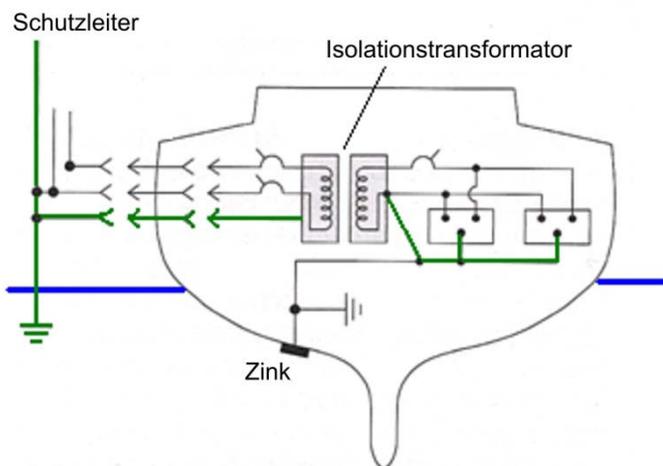


Abb. 6.10: typische Installation eines Isolationstransformers (modifiziert übernommen aus CALDER, 2005, S.144.)

Desweiteren können Isolationstransformatoren dazu verwendet werden, um eine zu niedrige Spannung der Landstromversorgung auf ein höheres Energieniveau zu transformieren. Abgesehen von den höheren Anschaffungskosten und einer aufwendigen Installation bietet ein Isolationstransformator die bestmögliche Sicherheit für den Menschen und für die zu schützenden Unterwasserteile.

### 6.5.3 Die Dimensionierung der Opferanoden

Der kathodische Schutz von Schiffen ist vor allem für Rümpfe aus Stahl und Aluminium von sehr großer Bedeutung. Obwohl das untersuchte Sportboot einen GFK-Rumpf hat und dieser eigentlich keinen diesbezüglichen Schutz benötigt, sind die Anhänge aus Metall und müssen

dementsprechend vor galvanischer Korrosion behütet werden. Geht man nun davon aus, dass ein galvanischer Stromfluss zu anderen Booten oder Objekten durch einen Galvanischen Isolator oder einen Isolationstransformator unterbunden ist, und einzig die verschiedenen Unterwasserteile des eigenen Bootes am Korrosionsprozess beteiligt sind, so müssen für die optimale Dimensionierung der Opferanoden eine Vielzahl von Kenngrößen bekannt sein. VON BAECKMANN, SCHWENK, & PRINZ (1997) geben folgende wichtige Parameter an:

- das Material der zu schützenden Bauteile (meist eine Kombination aus verschiedenen Metallen oder Legierungen)
- die Oberflächenbeschaffenheit der Komponenten (Größe der Fläche, Rauigkeit, Schutzanstrich, Bewuchs )
- die elektrische Leitfähigkeit des Fahrwassers (Salzgehalt, Verunreinigungen, Sauerstoffgehalt, Temperatur, Wasserzusammensetzung und gelöste Partikel)
- die Strömungsgeschwindigkeit (fahrendes Schiff, stagnierendes Wasser)
- der betrachtete Zeitraum

Eine exakte Analyse des bestehenden Korrosionsprozesses würde die genaue Kenntnis all dieser Aspekte voraussetzen. Für diese Arbeit soll auf eine kritische Auseinandersetzung mit diesen Faktoren verzichtet werden und es sollen einfache in der Praxis häufig verwendete Erfahrungswerte zur korrekten Dimensionierung der Anoden verwendet werden. Die Tab. 6.8 empfiehlt für das untersuchte Sportboot (Propellerdurchmesser  $\approx 500\text{mm}$  und Fahrgebiet Adria) mit zwei Antriebssträngen die Verwendung von Opferanoden aus Zink mit einem Gesamtgewicht von 3,8kg.

*Tab. 6.8: Anodenauswahltabelle mit den empfohlenen Gewichten der Opferanoden in Abhängigkeit des jeweiligen Fahrgebietes und Propellerdurchmesser; gilt für einen Antriebsstrang bestehend aus einer langen Welle, Wellenbockarm Propeller und Ruder (übernommen aus MGDUFF, 2007)*

Propellerdurchmesser	Salzwasser	Salz- oder Brackwasser	Süßwasser
250mm	Zink 0,9kg	Aluminium 0,3kg	Magnesium 0,2kg
500mm	Zink 1,9kg	Aluminium 0,8kg	Magnesium 0,5kg
750mm	Zink 3,8kg	Aluminium 1,5kg	Magnesium 1kg

Eine andere Lösung liefert die Tab. 6.9, die die Bootslänge als den entscheidenden Faktor für die Auswahl des Gewichts von Zinkanoden definiert. Es werden keine Angaben bezüglich der Art und Anzahl von Unterwasserteilen gemacht. Das Boot hat eine Länge von 35ft. und daher

soll das Gewicht der Zinkanoden auf 1,6kg (entspricht der Bootslänge von 40ft.) geschätzt werden.

Tab. 6.9: Zinkanodenauswahltabelle in Abhängigkeit des Rumpfwerkstoffes und der Bootslänge in Salzwasser (übernommen aus CALDER, 2005)

Rumpfwerkstoff	Bootslänge			
	22ft.	30ft.	40ft.	48ft.
Holz oder GFK	0,7kg	0,7kg	1,6kg	2,0kg
Stahl	14,1kg	36,7kg	58,1kg	83,9kg
Aluminium	10,4kg	17,2kg	29,0kg	45,4

Da es einen erheblichen Unterschied der beiden Ergebnisse gibt (1,6kg zu 3,8kg) soll vorsichtshalber der größere Wert Anwendung finden. Auf jeden Fall sollen die Zinkopferanoden so aufgeteilt und angebracht werden, dass alle zu schützenden Unterwasserteile direkten Sichtkontakt zu den Anoden haben. Zusätzlich müssen alle Anoden einmal jährlich kontrolliert, und bei einem Schwund von mehr als 50% erneuert werden. Es ist außerdem darauf zu achten, dass sie direkten Kontakt mit dem Grundmaterial haben und dass die Arbeitsflächen der Anoden auf keinen Fall gestrichen werden dürfen.

## 7 Zusammenfassung

Um eine realistische Leistungsprognose der betrachteten Motoryacht treffen zu können, bedarf es als ersten wichtigen Schritt einer sorgfältig durchgeführten Aufnahme und Analyse maßgeblicher Parameter. Dazu zählen einerseits die geometrischen Abmessungen des Bootes, welche wichtige Kennwerte wie Tiefgang, Verdrängung und Gewichtsschwerpunkt bestimmen, und andererseits die vom Eigner nachträglich vorgenommenen Änderungen, die einen Einfluss auf das hydrostatische als auch hydrodynamische Verhalten des Schiffes haben. Die Simulation unterschiedlicher Beladungszustände kann in der heutigen Zeit schnell und einfach mit leistungsfähigen CAD-Programmen erfüllt werden. Die Genauigkeit der Kalkulation des Rumpfwiderstandes für Gleitboote beruht zum einen auf der gewissenhaften Recherche der erwähnten Rohdaten und zum anderen auf der Zuverlässigkeit der verwendeten Berechnungsmodelle. Auch der Bewuchs von Rumpf und Propeller mit maritimen Lebewesen führt zur Änderung der Leistungsfähigkeit des Motorbootes und muss in die Berechnung mit einfließen. Parallel dazu müssen die Wirkungsweise und die Leistungsmerkmale des Antriebssystems erfasst und analysiert werden. Vor allem die Antriebsmaschinen mit ihrem Leistungspotential und die Schraubenpropeller sind jene Komponenten, die den größten Einfluss auf die Effektivität eines Sportbootes ausüben.

Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse der beiden Berechnungsmodelle (Verwendung systematischer Modellversuchsserien nach Müller-Graf und analytische Berechnung nach Savitsky) mit den umgesetzten Geschwindigkeitsmessungen der Großausführung liefert ein logisches Bild (Savitsky bearbeitet bei seiner Berechnungsmethode nur den Gleitzustand) – bei Verdrängerfahrt harmonisiert die Methode von Müller-Graf – und im Zustand des Gleitens stimmt eher das Modell von Savitsky mit der Wirklichkeit überein. Da die Aufgabenstellung eine Geschwindigkeitserhöhung und eine Vergrößerung des Gleitzustandes umfasst, haben sich die dementsprechenden Optimierungsmaßnahmen auf Letzteres gestützt.

Die Verringerung des Rumpfwiderstandes bei bereits realisierten Schiffen kann nur mit sehr hohem Aufwand erfüllt werden – die einfache Applikation von Trimmvorrichtungen, wie Trimmklappen oder Interceptoren leistet einen bescheidenen Beitrag zur Leistungsverminderung. Erst die Verbesserung des Propellerwirkungsgrades durch ein Dünnschichtantifouling und ein dem Anforderungskatalog entsprechender Propellerentwurf erreichen eine spürbare Performancesteigerung der Yacht – die Endgeschwindigkeit wird um

15% erhöht und der erwünschte Gleitzustand früher erreicht. Um die Leistungsfähigkeit des Antriebssystems auf längere Zeit sicherzustellen und eine Gefährdung der an Bord befindlichen Personen durch Ausfall der Ruder oder Wellenbockarme zu verhindern, muss die fortgeschrittene galvanische Korrosion dieser Bauteile durch den Einsatz eines galvanischen Isolators oder Isolationstransformators und einer korrekten Installation von Opferanoden unbedingt gestoppt werden.

---

## Literaturverzeichnis

ANDERSON, C. (Dezember 2004). *New Castle University: Protection Of Ships : Lecture 2 and 3*. Abgerufen am 16. Februar 2007 von

[http://www.ncl.ac.uk/marine/assets/docs/NclUni\\_Lect2\\_1103.pdf](http://www.ncl.ac.uk/marine/assets/docs/NclUni_Lect2_1103.pdf) und

[http://www.ncl.ac.uk/marine/assets/docs/NclUni\\_Lect3\\_1203.pdf](http://www.ncl.ac.uk/marine/assets/docs/NclUni_Lect3_1203.pdf)

BLOUNT, D. L., & HUBBLE, N. E. (1981). Sizing Segmental Section Commercially Available Propellers for Small Craft. In SNAME, *Propellers '81: A Symposium* (S. 111-138). Virginia Beach, Virginia .

CALDER, N. (2005). *Boatowner's Mechanical and Electrical Manual: How to Maintain, Repair, and Improve your Boat's Essential Systems* (3. Ausg.). London: Adlard Coles Nautical.

CARLTON, J. S. (1994). *Marine Propellers and Propulsion*. Oxford: Butterworth-Heinemann.

DONAT, H. (1993). *Bootsmotoren: Benzin und Diesel* (7. Ausg.). Bielefeld: Delius Klasnig.

FALTINSEN, O. M. (2005). *Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles*. Cambridge, New York, Melbourne, Madrid, Cape Town, Singapore, Sao Paulo: Cambridge University Press.

HEMPEL. (12. Januar 2007). *Yachtcare: Handbuch Rund ums Boot*. Abgerufen am 15. März 2007 von

[http://www.yachtcare.de/uploads/tx\\_voss/Hempel\\_Handbuch\\_2007\\_ohne\\_Notizseiten.pdf](http://www.yachtcare.de/uploads/tx_voss/Hempel_Handbuch_2007_ohne_Notizseiten.pdf)

ITTC. (2002). *International Towing Tank Conference: Symbols and Terminology*. Abgerufen am 6. März 2007 von <http://itc.sname.org/alphablist2002.pdf>

ITTC. (2005). *Proceedings of the 24th ITTC- Volume 3: The Propulsion Committee - Discussions (1.1)*. Retrieved Mai 14, 2007, from

<http://www.itc.ncl.ac.uk/assets/docs/Reports/Volume%20III%20-%20Propulsion%20Committee.pdf>

LARSSON, L., & ELIASSON, R. E. (1998). *Yacht- Design und -Konstruktion* (1. Ausg.). Bielefeld: Delius Klasnig.

LECHNER, G., & NAUNHEIMER, H. (1999). *Automotive Transmissions: Fundamentals, Selection, Design and Application*. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag.

MARITIME DYNAMICS Inc. (2007). *Interceptors/Trim Tabs/Force Procedures for Ship Motion Control*. Retrieved 05 04, 2007, from <http://www.maritimedynamics.com/interceptor.pdf>

MGDUFF. (2007). *Technical Information*. Retrieved Mai 09, 2007, from [http://www.mgduff.co.uk/pdfs/MGDuff%2007%20Products\\_German.pdf](http://www.mgduff.co.uk/pdfs/MGDuff%2007%20Products_German.pdf)

MÜLLER-GRAF, B. (1985). *Berechnung des Widerstandes und des Leistungsbedarfes schneller Rund- und Knickspantmotorboote*. Seminar (Kontaktstudium), Hamburg.

NEWMAN, J. N. (1977). *Marine Hydrodynamics*. Cambridge, Massachusetts, and London: The MIT Press.

QL Marine. (2007). *QL Boat Trim System*. Retrieved 05 02, 2007, from <http://www.qlmarine.com/ql.asp>

RAWSON, K. J., & TUPPER, E. C. (2001). *Basic Ship Theory: Volume 2* (5. Ausg.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

RECHENBERG, I. (2006). *Vorlesungsskript TU-Berlin Bionik I (WS06/07): Methoden der Widerstandsverminderung in der Natur*. Retrieved März 22, 2007, from <http://www.bionik.tu-berlin.de/institut/skript/B1-07Fo5.ppt>

SAVITSKY, D. (1964). *Hydrodynamic Design of Planing Hulls*. Marine Technology, Vol.1, No.1.

SAVITSKY, D., DELORME, M. F., & DATLA, R. (25. Oktober 2006). *Stevens Institute of Technology: Inclusion of "Whisker Spray" Drag in Performance Prediction Method for High-Speed Planing Hulls*. Abgerufen am 10. Jänner 2007 von <http://raritan.dl.stevens-tech.edu/personal/mdelorme/SNAME/INCLUSION%20OF%20%93WHISKER%20SPRAY%94%20DRAG.doc>

SHEIR, L. L., JARMAN, R. A., & BURSTEIN, G. T. (1994). *Corrosion: Volume 1 Metal/Environment Reactions* (3. Ausg.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

STRASSER, G. (2005). *Skript zur Vorlesung Hydrostatik und Hydrodynamik im Schiffbau*. Wien, Studienjahr 2005/06.

---

TUPPER, E. C. (1996). *Introduction to Naval Architecture: formerly Muckle's Naval Architecture for Marine Engineers* (3. Ausg.). Oxford: Butterworth-Heinemann.

VON BAECKMANN, W., SCHWENK, W., & PRINZ, W. (1997). *Handbook of Cathodic Corrosion Protection: Theory and Practice of Electrochemical Protection Processes* (3. Ausg.). Houston Texas: Gulf Professional Publishing.

WASMAYER, J. (1976). *Wetter-und Meereskunde der Adria*. Graz: Mittelländischer Lloyd.

WHOI. (1952). *Woods Hole Oceanographic Institution: Marine Fouling and it's Prevention - Contribution No.580*. Abgerufen am 14. März 2007 von <http://darchive.mblwhoilibrary.org/handle/1912/191>

## **Anhang**

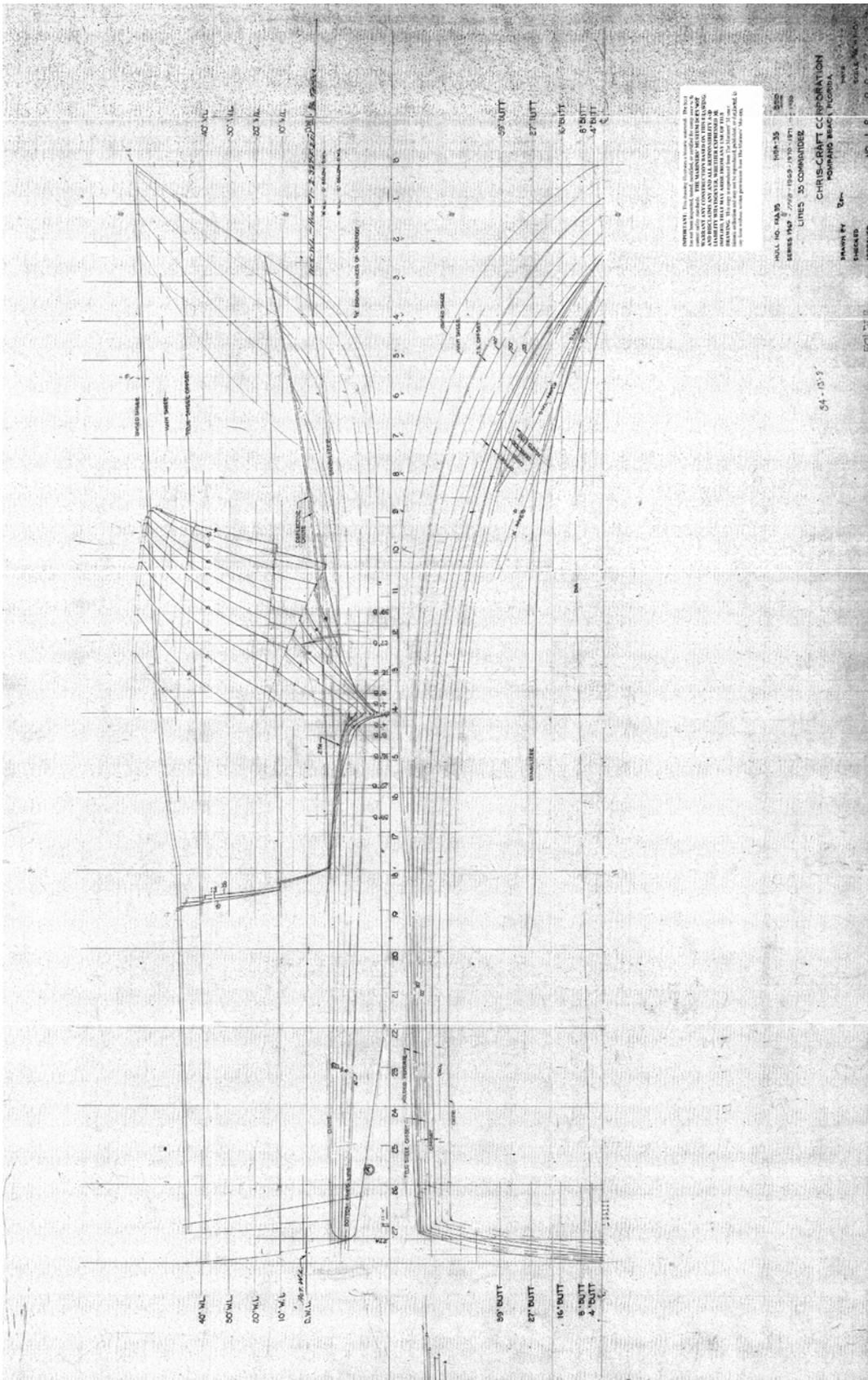


Abb. A 1: Linienriß (Kopie der Originalpläne "Chris Craft 350 Catalina Double Cabin", Mariners Museum, Newport News, Virginia USA)

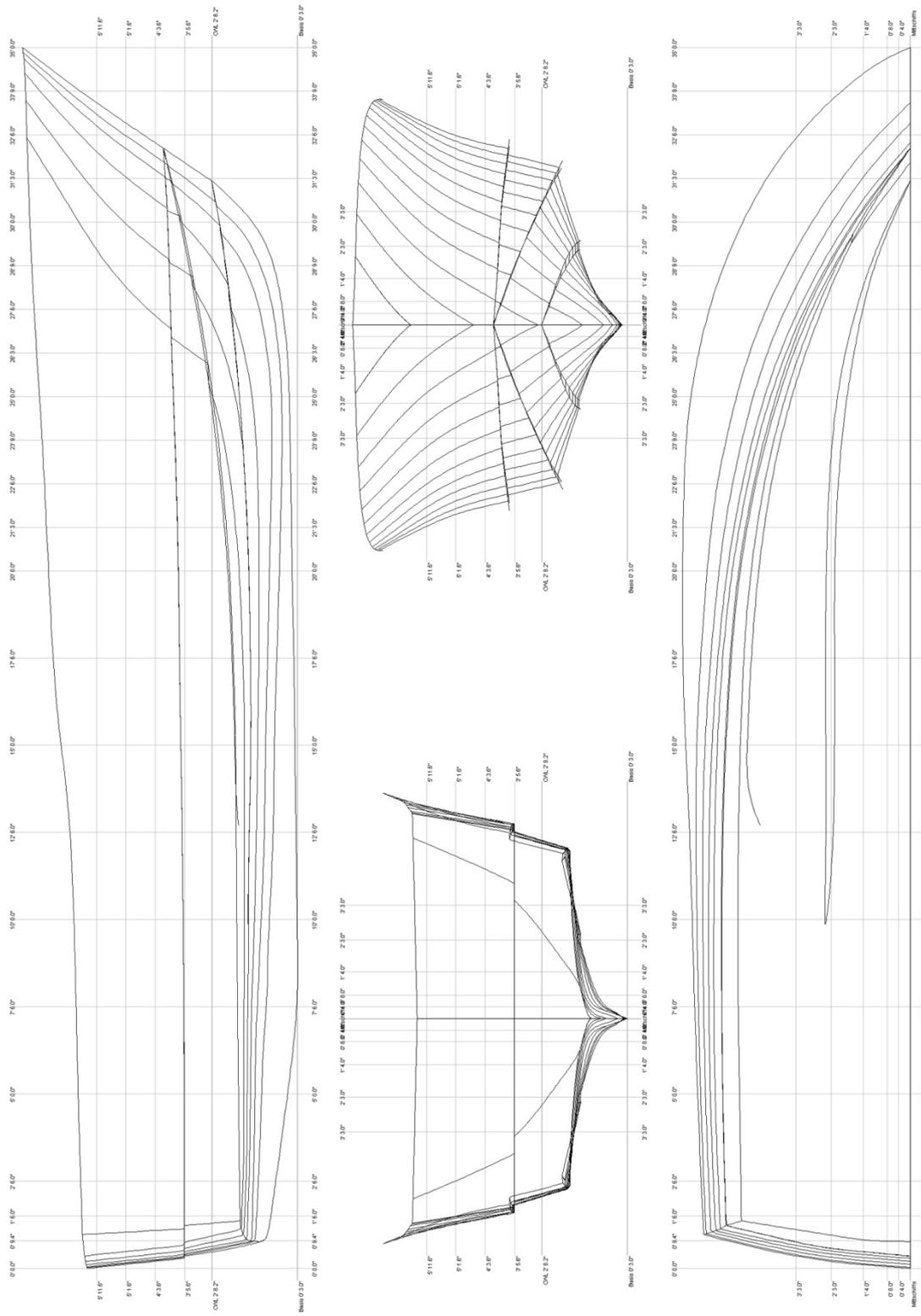


Abb. A 2: neu digitalisierter Liniendr (CAD-Daten, erstellt mit FREE!ship)

ENGINE SPECIFICATIONS				
		307Q Series	327Q Series	350Q Series
E N G I N E	Type	4 Cycle - V-8		
	Displacement	307	327	350
	Horsepower	200	230	235
COMPRESSION		150 psi		
SPARK PLUG		AC MR 43 T	Champion UJ-6	AC MR 43 T
GAP		.028"		
D I S T R I B U T O R	Point Dwell	28		
	Point Gap	.020"		
	Arm Spring Tension	19-23 ounces		
	Condenser	.18-.23 microfarad		
	Timing	10		
MAXIMUM TORQUE		297 @ 3000 RPM	328 @ 3200 RPM	323 @ 3200 RPM
BORE		3 $\frac{3}{8}$ "	4"	
STROKE		3 $\frac{1}{4}$ "		3.48"
NOMINAL COMPRESSION RATIO		8.0:1	8.8:1	8.5:1
IDLE SPEED		500 RPM		
OIL PRESSURE		10 lbs. @ Idle		
OIL CAPACITY		6 to 7 qts.		
FIRING ORDER	RH	1-5-6-3-4-2-7-8		
FIRING ORDER	LH	1-8-7-2-4-3-6-5		

Abb. A 3: Motorspezifikation "Chris Craft 350-Q Thermocon Marine Engine" (Auszug aus dem Benutzerhandbuch)

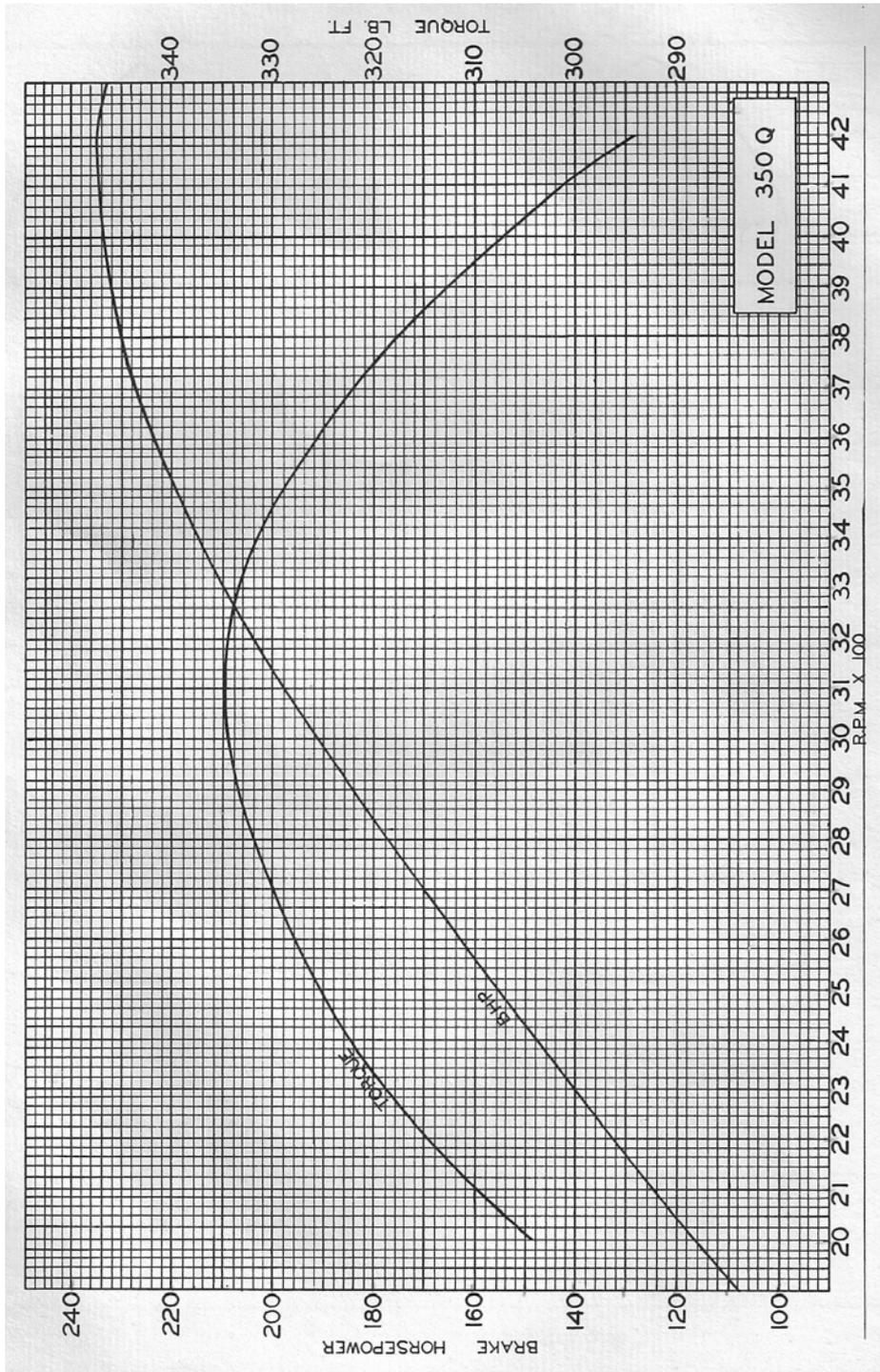
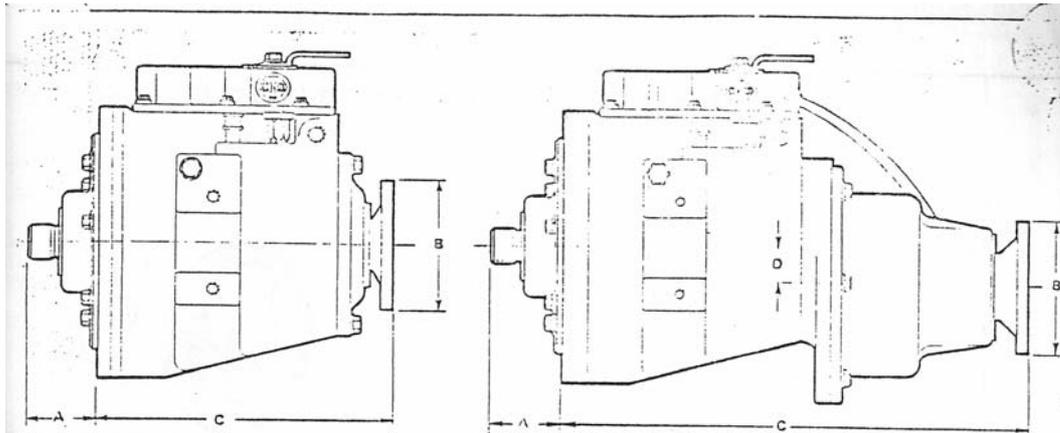


Abb. A 4: Leistungs- und Drehmomentkurve „Chris Craft 350-Q Thermocon Marine Engine (Auszug aus dem Benutzerhandbuch)



MODEL	RATIO	A		B		C	D			DRY WEIGHT		MAXIMUM HP INPUT	
		INCHES	mm	INCHES	mm		INCHES	mm	INCHES	mm	LBS.	kg	GASOLINE 1/2 4400 RPM
PM10R PM10L	DIRECT	2.61	66.29	5.00	127.00	10.78	270.31	—	—	108	48.99	277	147
PM15R PM15L	1.50:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.29	439.17	.85	21.59	155	70.31	231	133
PM20R PM20L	2.04:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.29	439.17	1.20	30.32	155	70.31	251	133
PM200L*	2.04:1	2.61	66.29	5.10	127.00	19.09	484.89	1.20	30.32	177	80.29	251	133
PM25R PM25L	2.55:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.29	429.17	1.55	39.37	155	70.31	198	105
PM30R PM30L	3.00:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.29	439.17	1.70	43.18	155	70.31	157	83
PM15BR PM15BL	1.50:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.70	449.58	1.06	26.92	72	78.02	277	147
PM209R PM20BL	2.04:1	2.61	66.29	5.00	127.00	17.70	449.58	1.62	41.15	172	78.02	277	147
PM209BL*	2.04:1	2.61	66.29	5.00	127.00	19.50	495.20	1.62	41.15	97	89.26	277	147
PM25BR PM25BL	2.55:1	2.51	66.29	5.00	127.00	17.70	449.58	1.04	26.28	172	78.02	277	147
PM30BR PM30BL	3.00:1	2.51	66.29	5.00	127.00	17.70	449.58	2.12	53.85	172	78.02	277	147

NOTE: R or L suffix on model designation refers to engine output rotation. All models provide same output as engine rotation except \* above. Models PM200L and PM200BL provide output opposite to engine rotation.

NOTE: Horsepower ratings are furnished as a guide only. Please request our recommendations for proper selection.

**PARAGON GEARS** INCORPORATED  
 A SUBSIDIARY OF TWIN DISC, INCORPORATED  
 TAUNTON, MASS., 02780 U.S.A. TEL. 617 822 5347 TELEX 927607

Abb. A 5: Getriebespezifikationen: Originalgetriebe PM25BR rechtsdrehend und PM25BL linksdrehend (Kopie aus dem Bootsinventar)

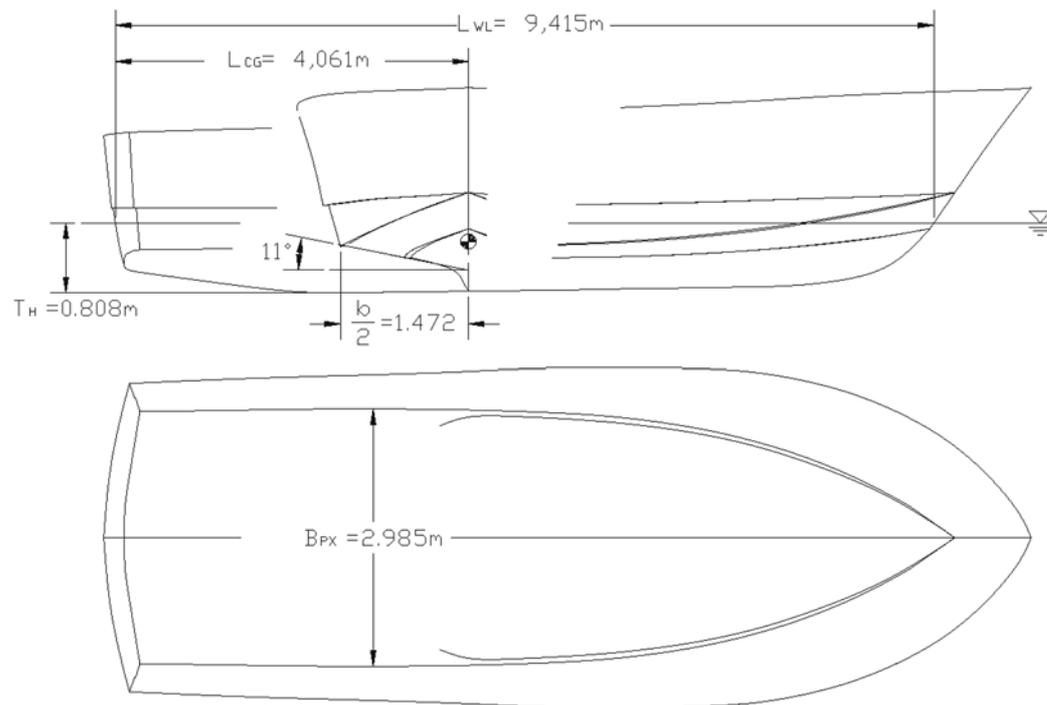


Abb. A 6: Abmessungen für die Berechnung des Rumpfwiderstandes (CAD-Daten, erstellt mit FREE!ship)

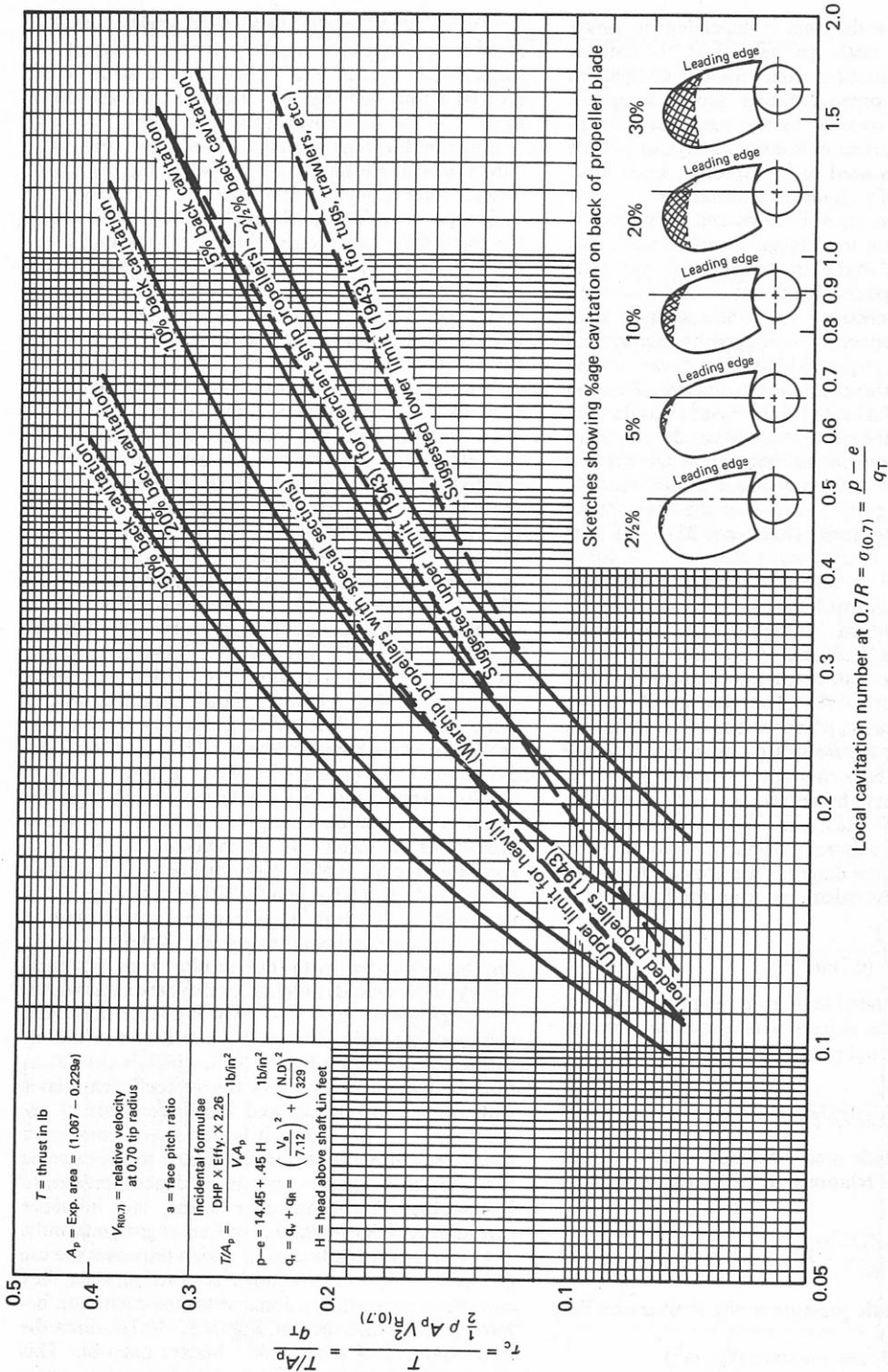


Abb. A 7: Kavitationsschaubild nach Burrill (übernommen von CARLTON, 1994, S.208.)

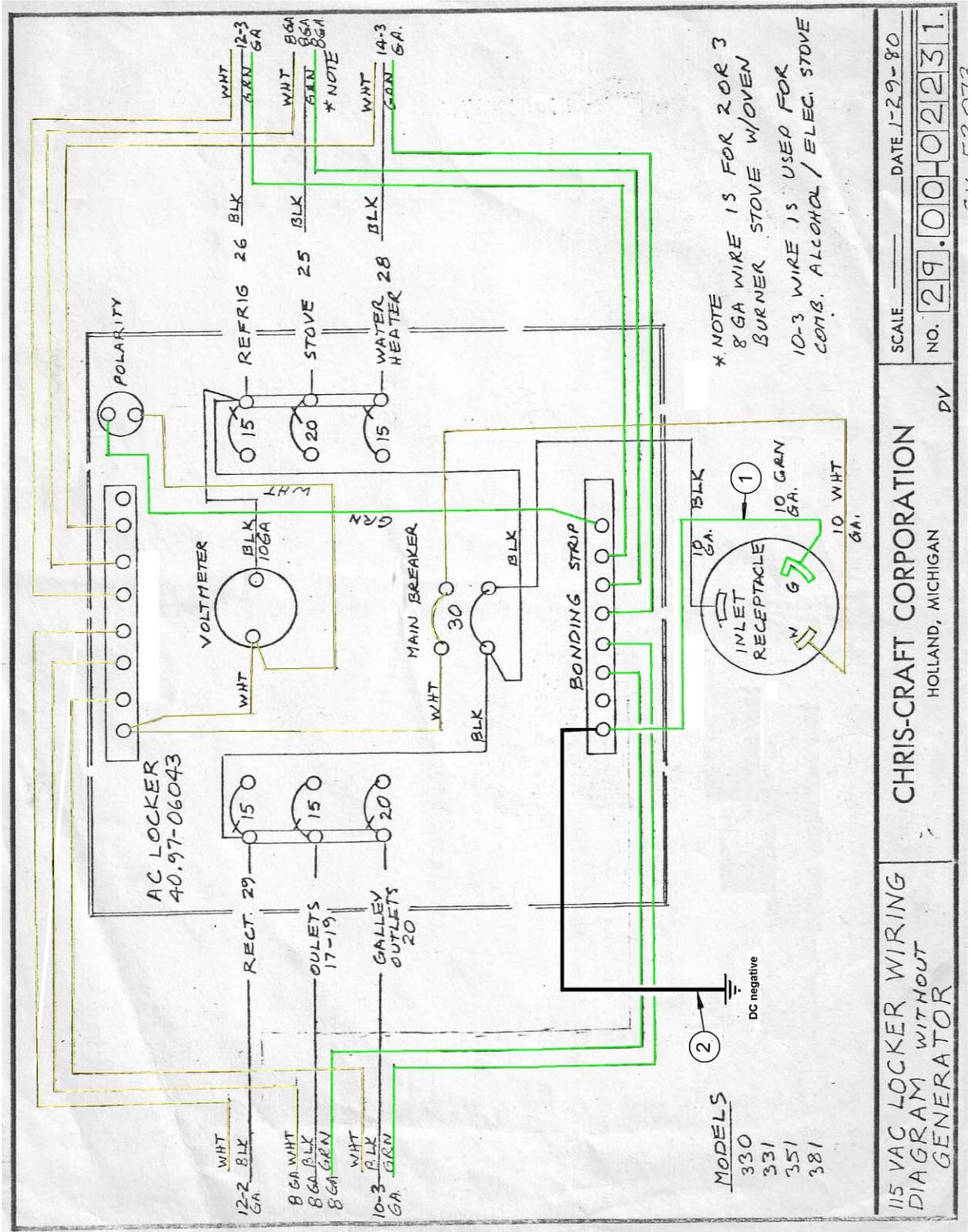


Abb. A 8: Schaltplan Landstromversorgung 230V (Original-Schaltplan aus dem Bootsinventar)

```
#Längen- und Breitenangaben sind im WGS84 Datum
#
#Jeder Datensatz enthält die folgenden Felder:
#
# Motordrehzahl (RPM)
# Geogr. Breite in Grad und Dezimalstellen (südl. Hemisphäre neg. Vorzeichen)
# Geogr. Länge in Grad und Dezimalstellen (neg. Vorzeichen: westl. Greenwich)
# Datum UTC (yyymmdd)
# Uhrzeit UTC (hhmmss)
# Peilung von Punkt zu Punkt in Grad mit Dezimalstellen
# Angabe Geogr./Magnetisch
# Entfernung in Metern
2000,45.0087367,14.6157767,20070609,103604,0.0,G,0.0
2000,45.0011133,14.6040150,20070609,104104,227.6,G,1256.0
2000,45.0004300,14.6027267,20070609,104330,0.0,G,0.0
2000,45.0083167,14.6134300,20070609,104830,43.9,G,1216.7
2400,45.0078367,14.6129633,20070609,105056,0.0,G,0.0
2400,44.9991133,14.5991667,20070609,105556,228.3,G,1457.1
2400,44.9985767,14.5973800,20070609,105829,0.0,G,0.0
2400,45.0067867,14.6107100,20070609,110329,49.0,G,1391.8
3000,45.0070523,14.6122476,20070609,110532,0.0,G,0.0
3000,44.9961611,14.5939556,20070609,111032,230.0,G,1882.8
3000,44.9949333,14.5941028,20070609,111321,0.0,G,0.0
3000,45.0067167,14.6107139,20070609,111821,45.0,G,1852.1
3500,45.0075108,14.6114976,20070609,112057,0.0,G,0.0
3500,44.9914083,14.5871639,20070609,112557,227.0,G,2623.6
3500,44.9902849,14.5873385,20070609,113002,0.0,G,0.0
3500,45.0059528,14.6114417,20070609,113502,47.5,G,2577.5
4200,45.0066873,14.6120450,20070609,113947,0.0,G,0.0
4200,44.9842167,14.5786889,20070609,114447,226.5,G,3626.9
4200,44.9847688,14.5781525,20070609,114909,0.0,G,0.0
4200,45.0073222,14.6108528,20070609,115409,45.8,G,3595.9
```

Abb. A 9: Messdaten von verschiedenen Probeläufen (Daten aus FUGAWI)

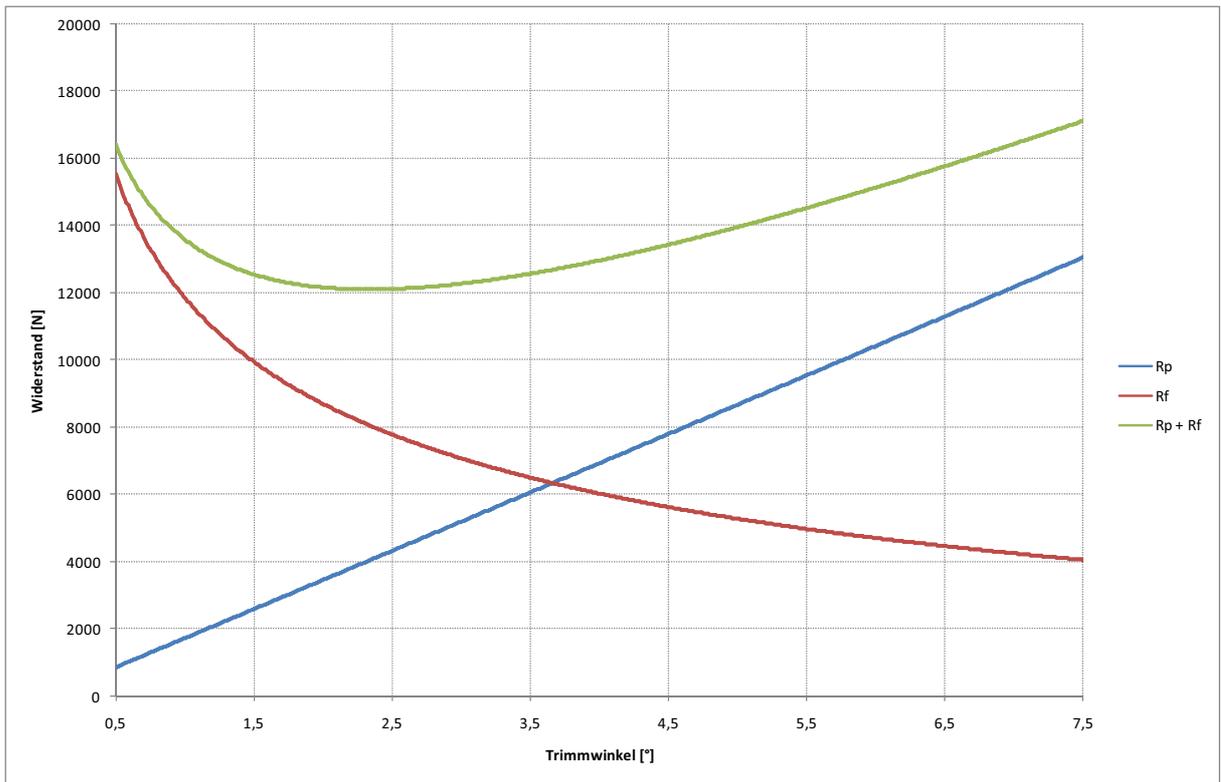


Abb. A 10: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 26,00kn und Ausgangssituation SB

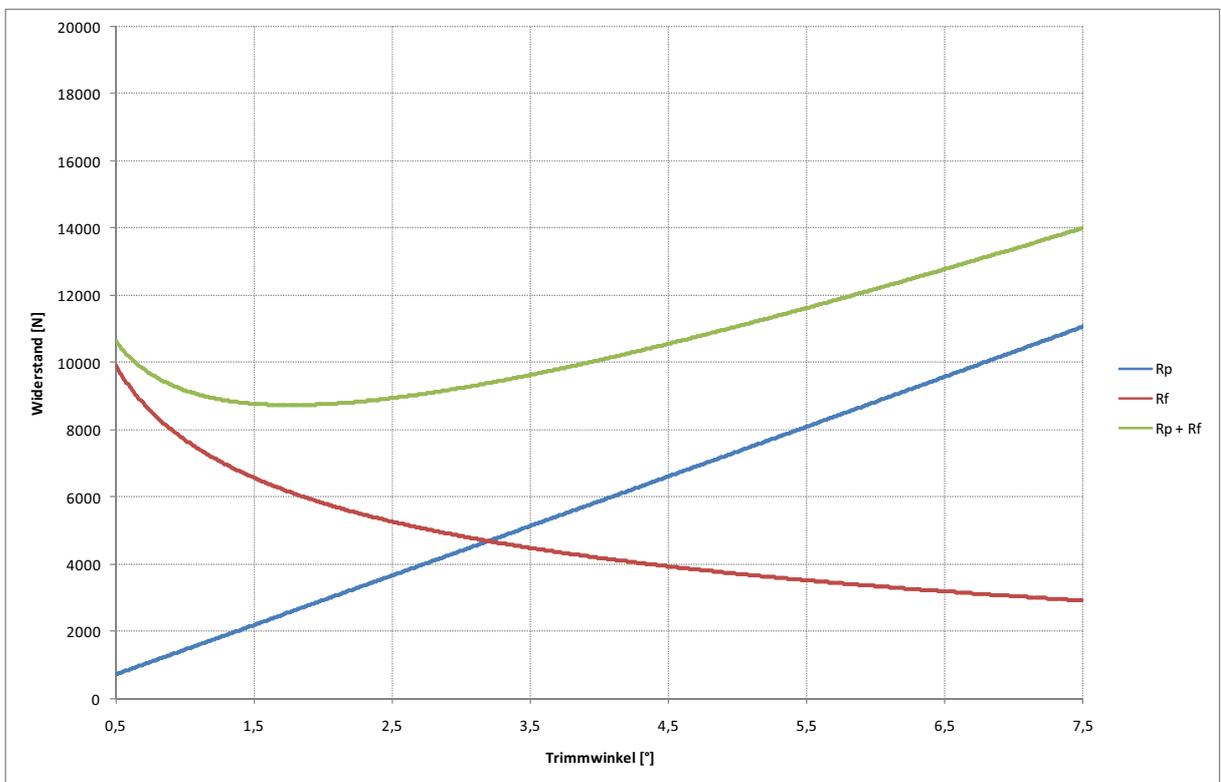


Abb. A 11: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 22,06kn und Ausgangssituation SB

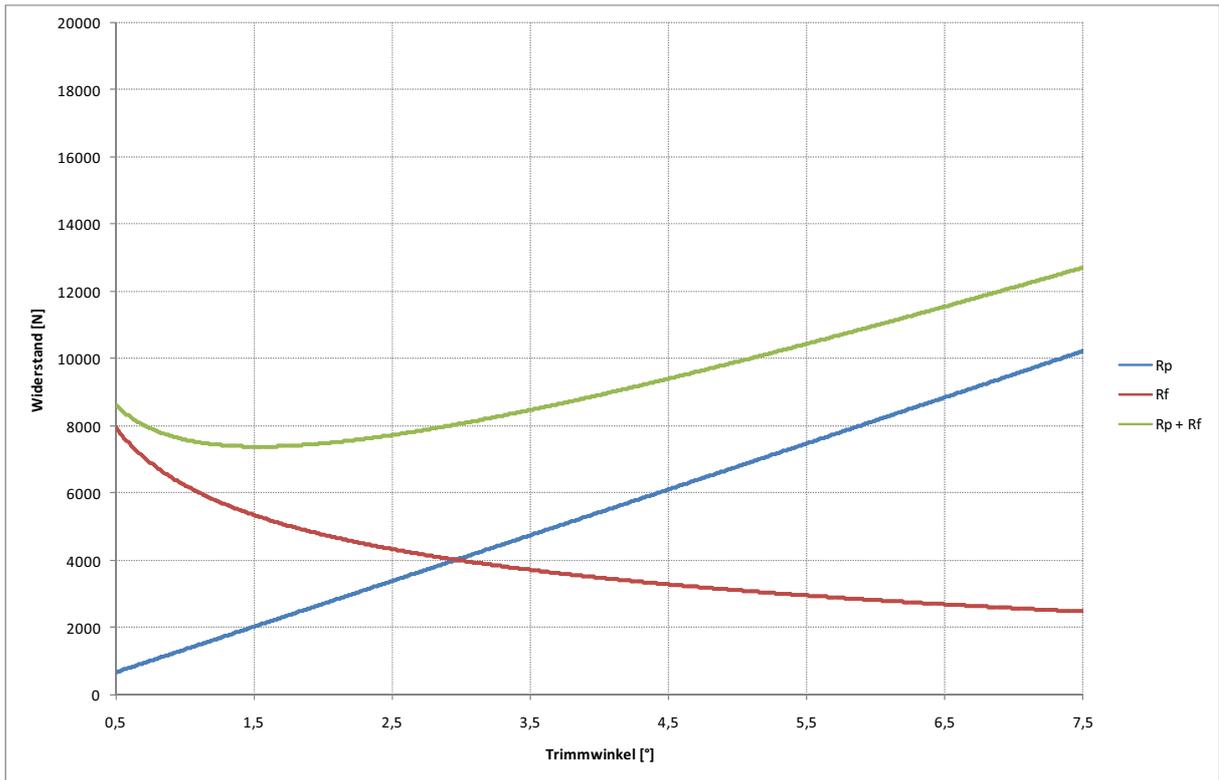


Abb. A 12: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 20,38kn und Ausgangssituation SB

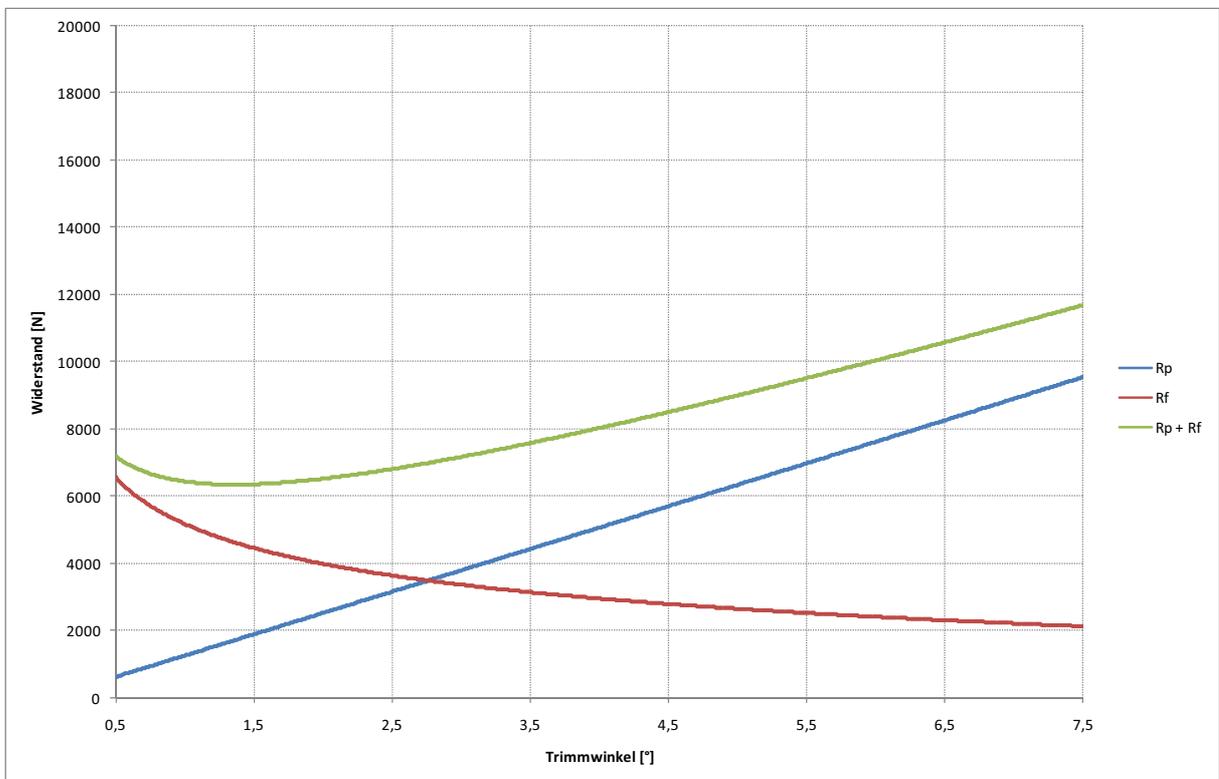


Abb. A 13: Widerstandsanteile in Abhängigkeit des Trimmwinkels bei einer Geschwindigkeit von 19,02kn und Ausgangssituation SB

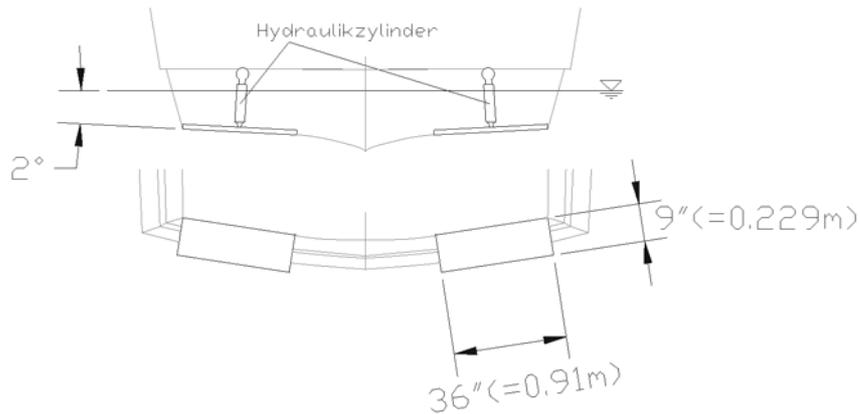


Abb. A 14: Abmessungen und mögliche Einbauvariante von Trimmklappen am Heck des Bootes

Tab. A 1: Dichte und kinematische Viskosität von Wasser und Luft (siehe FALTINSEN, 2005), wobei die Kroatische Zentrale für Tourismus einen durchschnittlichen Salzgehalt von 3,8% und eine Oberflächentemperatur von 18-25°C im Sommer angibt (vgl. URL: [http://www.croatia.hr/Deutsch/O\\_Hrvatskoj/JadranskoMore.aspx?idEntry=hydro\\_and\\_oceanographic\\_data](http://www.croatia.hr/Deutsch/O_Hrvatskoj/JadranskoMore.aspx?idEntry=hydro_and_oceanographic_data), gelesen am 06.03.2006)

Temperatur (°C)	Süßwasser		Salzwasser (3,5% Salzgehalt)		trockene Luft	
	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$\nu \cdot 10^6 (\text{m}^2/\text{s})$	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$\nu \cdot 10^6 (\text{m}^2/\text{s})$	$\rho(\text{kg/m}^3)$	$\nu \cdot 10^6 (\text{m}^2/\text{s})$
15	999,1	1,14	1025,9	1,19	1,23	14,50
20	998,2	1,00	1024,7	1,05	1,21	15,00

Tab. A 2: Kalkulierte Hydrostatik für unterschiedliche Verdrängungen (Auszug aus FREE!ship)

Projekt : Chris Craft Catalina 350 Double Cabin  
 Entwickler : Chris Craft  
 Erstellt von : Killer Rene  
 Dateiname : C:\Dokumente und Einstellungen\Ren\Desktop\Diplomarbeit\FreeShip-Daten\Chris CraftCatalina 350 Fuss.fbm

Vorgegebene Länge : 10.690 [m]  
 Länge über alles : 10.690 [m]  
 Vorgegebene Breite : 3.990 [m]  
 Breite über alles : 3.99 [m]  
 Vorgegebener Tiefgang : 0.744 [m]  
 Schiffsmittle : 5.345 [m]  
 Wasserdichte : 1.025 [t/m<sup>3</sup>]  
 Koeffizient des Ruders und Kiels : 1.0000

ANMERKUNG 1: Der Tiefgang (und alle anderen vertikalen Höhen) sind nicht vom tiefsten Punkt des Rumpfes aus gemessen! (Z= 0.077)

ANMERKUNG 2: Alle kalkulierten Koeffizienten basieren auf den tatsächlichen Dimensionen des eingetauchten Körpers.

Draft : Tiefgang (für den wahren Tiefgang muss ein Z=0.077 dazugerechnet werden)  
 Lwl : Länge der Wasserlinie  
 Bwl : Breite an der Wasserlinien  
 Volume : Verdrängtes Volumen des nackten Rumpfes  
 Displ. : Verdrängung des nackten Rumpfes  
 LCB : Auftriebsschwerpunkt im Längsschnitt, measured from the aft perpendicular at X=0.0  
 VCB : Vertikaler Auftriebsschwerpunkt, Gemessen vom tiefsten Punkt des Rumpfes  
 Cb : Block Koeffizient  
 Am : Fläche der Mittschiffsebene  
 Cm : Koeffizienten des Mittschiffs  
 Aw : Benäzte Fläche  
 Cw : Koeffizient des benäzten Fläche  
 LCF : Auftriebsschwerpunkt  
 CP : Prismatischer Koeffizient  
 S : Benäzte Oberfläche  
 KMt : Transverse Metazentrische Höhe  
 KMI : Metazentrische Höhe im Längsschnitt

Draft	Trim	Lwl	Bwl	Volume	Displ.	LCB	VCB	Cb	Am	Cm	Aw	Cw	LCF	Cp	S	KMt	KMI
[m]	[m]	[m]	[m]	[m <sup>3</sup> ]	[tonnes]	[m]	[m]	[-]	[m <sup>2</sup> ]	[-]	[m <sup>2</sup> ]	[-]	[m]	[-]	[m <sup>2</sup> ]	[m]	[m]
0.739	0.000	9.355	3.114	7.452	7.638	4.194	0.555	0.3462	0.997	0.4334	23.733	0.8147	4.176	0.7988	29.862	2.740	18.062
0.740	0.000	9.356	3.114	7.476	7.663	4.194	0.556	0.3467	1.000	0.4340	23.742	0.8148	4.177	0.7988	29.888	2.736	18.021
0.741	0.000	9.357	3.115	7.499	7.687	4.194	0.556	0.3472	1.003	0.4347	23.752	0.8149	4.178	0.7988	29.913	2.731	17.981
0.742	0.000	9.358	3.116	7.523	7.711	4.194	0.557	0.3477	1.006	0.4353	23.761	0.8149	4.178	0.7988	29.938	2.726	17.939
0.743	0.000	9.359	3.116	7.547	7.736	4.194	0.557	0.3483	1.009	0.4359	23.770	0.8150	4.179	0.7989	29.964	2.722	17.899
0.744	0.000	9.360	3.117	7.571	7.760	4.194	0.558	0.3488	1.012	0.4365	23.779	0.8151	4.180	0.7990	29.989	2.717	17.859
0.745	0.000	9.361	3.118	7.594	7.784	4.194	0.559	0.3493	1.015	0.4371	23.789	0.8152	4.181	0.7991	30.014	2.712	17.819
0.746	0.000	9.362	3.118	7.618	7.809	4.194	0.559	0.3498	1.018	0.4377	23.798	0.8152	4.181	0.7993	30.039	2.708	17.779
0.747	0.000	9.363	3.119	7.642	7.833	4.194	0.560	0.3503	1.021	0.4382	23.807	0.8153	4.182	0.7995	30.065	2.703	17.740
0.748	0.000	9.363	3.119	7.666	7.857	4.194	0.560	0.3509	1.024	0.4388	23.817	0.8154	4.182	0.7997	30.090	2.699	17.700
0.749	0.000	9.364	3.120	7.690	7.882	4.194	0.561	0.3514	1.027	0.4393	23.826	0.8155	4.183	0.7999	30.115	2.694	17.661
0.750	0.000	9.365	3.121	7.713	7.906	4.194	0.561	0.3519	1.029	0.4398	23.835	0.8156	4.183	0.8001	30.140	2.690	17.622
0.751	0.000	9.366	3.121	7.737	7.931	4.194	0.562	0.3524	1.032	0.4404	23.844	0.8156	4.184	0.8003	30.166	2.686	17.584
0.752	0.000	9.367	3.122	7.761	7.955	4.194	0.563	0.3529	1.035	0.4410	23.853	0.8157	4.185	0.8004	30.191	2.681	17.545
0.753	0.000	9.368	3.123	7.785	7.980	4.194	0.563	0.3535	1.038	0.4415	23.863	0.8158	4.185	0.8005	30.216	2.677	17.507
0.754	0.000	9.369	3.123	7.809	8.004	4.194	0.564	0.3540	1.041	0.4421	23.872	0.8159	4.186	0.8006	30.241	2.673	17.469
0.755	0.000	9.369	3.124	7.833	8.029	4.194	0.564	0.3545	1.044	0.4427	23.881	0.8160	4.186	0.8007	30.266	2.668	17.431
0.756	0.000	9.370	3.124	7.857	8.053	4.194	0.565	0.3550	1.047	0.4433	23.890	0.8160	4.187	0.8008	30.291	2.664	17.393
0.757	0.000	9.371	3.125	7.881	8.078	4.194	0.566	0.3555	1.050	0.4439	23.899	0.8161	4.188	0.8009	30.316	2.660	17.356
0.758	0.000	9.372	3.126	7.904	8.102	4.194	0.566	0.3560	1.053	0.4444	23.908	0.8162	4.188	0.8010	30.342	2.656	17.318
0.759	0.000	9.373	3.126	7.928	8.127	4.194	0.567	0.3565	1.056	0.4450	23.917	0.8162	4.189	0.8011	30.367	2.651	17.281
0.760	0.000	9.374	3.127	7.952	8.151	4.194	0.567	0.3570	1.059	0.4456	23.926	0.8163	4.189	0.8012	30.392	2.647	17.244
0.761	0.000	9.375	3.127	7.976	8.176	4.194	0.568	0.3575	1.062	0.4462	23.935	0.8164	4.190	0.8013	30.417	2.643	17.207
0.762	0.000	9.375	3.128	8.000	8.200	4.194	0.568	0.3580	1.065	0.4467	23.944	0.8165	4.190	0.8013	30.442	2.639	17.171
0.763	0.000	9.376	3.129	8.024	8.225	4.194	0.569	0.3585	1.068	0.4473	23.953	0.8165	4.191	0.8014	30.467	2.635	17.134
0.764	0.000	9.377	3.129	8.048	8.249	4.194	0.570	0.3590	1.071	0.4479	23.962	0.8166	4.192	0.8014	30.492	2.631	17.098
0.765	0.000	9.378	3.130	8.072	8.274	4.194	0.570	0.3595	1.074	0.4485	23.971	0.8167	4.192	0.8014	30.517	2.627	17.062
0.766	0.000	9.379	3.131	8.096	8.298	4.194	0.571	0.3600	1.077	0.4491	23.980	0.8167	4.193	0.8016	30.542	2.623	17.026
0.767	0.000	9.380	3.131	8.120	8.323	4.194	0.571	0.3605	1.080	0.4496	23.989	0.8168	4.193	0.8017	30.567	2.619	16.989
0.768	0.000	9.380	3.132	8.144	8.348	4.194	0.572	0.3610	1.083	0.4502	23.998	0.8169	4.194	0.8018	30.592	2.615	16.954
0.769	0.000	9.381	3.132	8.168	8.372	4.194	0.572	0.3614	1.086	0.4507	24.006	0.8169	4.194	0.8019	30.617	2.611	16.919
0.770	0.000	9.382	3.133	8.192	8.397	4.194	0.573	0.3619	1.089	0.4513	24.015	0.8170	4.195	0.8020	30.642	2.607	16.884
0.771	0.000	9.383	3.134	8.216	8.421	4.194	0.574	0.3624	1.092	0.4519	24.024	0.8170	4.196	0.8021	30.667	2.603	16.848
0.772	0.000	9.384	3.134	8.240	8.446	4.194	0.574	0.3629	1.095	0.4524	24.033	0.8171	4.196	0.8022	30.692	2.599	16.813

Tab. A 2: Fortsetzung

0.773	0.000	9.385	3.135	8.264	8.471	4.194	0.575	0.3634	1.098	0.4530	24.041	0.8172	4.197	0.8022	30.716	2.595	16.778
0.774	0.000	9.386	3.136	8.288	8.495	4.194	0.575	0.3639	1.101	0.4535	24.050	0.8172	4.197	0.8023	30.741	2.591	16.744
0.775	0.000	9.386	3.136	8.312	8.520	4.194	0.576	0.3643	1.104	0.4541	24.059	0.8173	4.198	0.8023	30.766	2.587	16.709
0.776	0.000	9.387	3.137	8.336	8.545	4.194	0.577	0.3648	1.107	0.4547	24.067	0.8173	4.198	0.8024	30.791	2.584	16.675
0.777	0.000	9.388	3.137	8.360	8.569	4.194	0.577	0.3653	1.110	0.4552	24.076	0.8174	4.199	0.8025	30.816	2.580	16.641
0.778	0.000	9.389	3.138	8.384	8.594	4.194	0.578	0.3658	1.113	0.4558	24.085	0.8175	4.199	0.8025	30.841	2.576	16.607
0.779	0.000	9.390	3.139	8.408	8.619	4.194	0.578	0.3662	1.116	0.4564	24.093	0.8175	4.200	0.8025	30.866	2.572	16.573
0.780	0.000	9.391	3.139	8.433	8.643	4.194	0.579	0.3667	1.119	0.4569	24.102	0.8176	4.200	0.8026	30.890	2.568	16.540
0.781	0.000	9.392	3.140	8.457	8.668	4.194	0.579	0.3672	1.122	0.4575	24.111	0.8176	4.201	0.8026	30.915	2.565	16.506
0.782	0.000	9.392	3.141	8.481	8.693	4.194	0.580	0.3677	1.125	0.4580	24.119	0.8177	4.201	0.8027	30.940	2.561	16.473
0.783	0.000	9.393	3.141	8.505	8.718	4.194	0.581	0.3681	1.128	0.4586	24.128	0.8177	4.202	0.8028	30.965	2.557	16.439
0.784	0.000	9.394	3.142	8.529	8.742	4.194	0.581	0.3686	1.131	0.4591	24.136	0.8178	4.202	0.8028	30.990	2.554	16.406
0.785	0.000	9.395	3.142	8.553	8.767	4.194	0.582	0.3691	1.134	0.4597	24.145	0.8179	4.203	0.8029	31.014	2.550	16.374
0.786	0.000	9.396	3.143	8.577	8.792	4.194	0.582	0.3695	1.137	0.4602	24.154	0.8179	4.203	0.8030	31.039	2.547	16.341
0.787	0.000	9.397	3.144	8.602	8.817	4.194	0.583	0.3700	1.140	0.4607	24.162	0.8180	4.204	0.8030	31.064	2.543	16.308
0.788	0.000	9.397	3.144	8.626	8.841	4.194	0.583	0.3705	1.143	0.4613	24.171	0.8180	4.204	0.8031	31.089	2.539	16.276
0.789	0.000	9.398	3.145	8.650	8.866	4.194	0.584	0.3709	1.146	0.4618	24.179	0.8181	4.205	0.8032	31.113	2.536	16.244
0.790	0.000	9.399	3.146	8.674	8.891	4.194	0.585	0.3714	1.149	0.4623	24.188	0.8181	4.205	0.8032	31.138	2.532	16.212
0.791	0.000	9.400	3.146	8.698	8.916	4.194	0.585	0.3718	1.152	0.4629	24.196	0.8181	4.206	0.8033	31.163	2.529	16.179
0.792	0.000	9.401	3.147	8.722	8.941	4.194	0.586	0.3723	1.155	0.4634	24.204	0.8182	4.206	0.8034	31.188	2.525	16.147
0.793	0.000	9.402	3.147	8.747	8.965	4.194	0.586	0.3727	1.158	0.4639	24.213	0.8183	4.207	0.8035	31.212	2.522	16.116
0.794	0.000	9.403	3.148	8.771	8.990	4.194	0.587	0.3732	1.161	0.4644	24.221	0.8183	4.207	0.8035	31.237	2.518	16.084
0.795	0.000	9.403	3.149	8.795	9.015	4.194	0.587	0.3737	1.164	0.4650	24.229	0.8183	4.208	0.8036	31.262	2.515	16.053
0.796	0.000	9.404	3.149	8.819	9.040	4.194	0.588	0.3741	1.167	0.4655	24.238	0.8184	4.208	0.8037	31.286	2.512	16.022
0.797	0.000	9.405	3.150	8.844	9.065	4.194	0.589	0.3745	1.170	0.4660	24.246	0.8184	4.209	0.8037	31.311	2.508	15.991
0.798	0.000	9.406	3.151	8.868	9.090	4.194	0.589	0.3750	1.173	0.4665	24.254	0.8185	4.209	0.8038	31.336	2.505	15.959
0.799	0.000	9.407	3.151	8.892	9.114	4.194	0.590	0.3754	1.176	0.4670	24.263	0.8185	4.210	0.8039	31.360	2.501	15.929
0.800	0.000	9.408	3.152	8.916	9.139	4.194	0.590	0.3759	1.179	0.4676	24.271	0.8186	4.210	0.8039	31.385	2.498	15.898
0.801	0.000	9.408	3.152	8.941	9.164	4.194	0.591	0.3763	1.182	0.4681	24.279	0.8186	4.211	0.8040	31.410	2.495	15.867
0.802	0.000	9.409	3.153	8.965	9.189	4.194	0.591	0.3768	1.185	0.4686	24.287	0.8186	4.211	0.8041	31.434	2.491	15.837
0.803	0.000	9.410	3.154	8.989	9.214	4.194	0.592	0.3772	1.188	0.4691	24.296	0.8187	4.212	0.8041	31.459	2.488	15.807
0.804	0.000	9.411	3.154	9.013	9.239	4.195	0.593	0.3777	1.191	0.4696	24.304	0.8187	4.212	0.8042	31.483	2.485	15.777
0.805	0.000	9.412	3.155	9.038	9.264	4.195	0.593	0.3781	1.194	0.4701	24.312	0.8188	4.213	0.8042	31.508	2.482	15.746
0.806	0.000	9.413	3.156	9.062	9.289	4.195	0.594	0.3785	1.197	0.4706	24.321	0.8188	4.213	0.8043	31.533	2.478	15.717
0.807	0.000	9.414	3.156	9.086	9.313	4.195	0.594	0.3790	1.200	0.4711	24.329	0.8189	4.214	0.8044	31.557	2.475	15.687
0.808	0.000	9.414	3.157	9.111	9.338	4.195	0.595	0.3794	1.203	0.4716	24.337	0.8189	4.214	0.8045	31.582	2.472	15.658
0.809	0.000	9.415	3.157	9.135	9.363	4.195	0.595	0.3798	1.206	0.4721	24.345	0.8189	4.214	0.8045	31.606	2.469	15.628
0.810	0.000	9.416	3.158	9.160	9.388	4.195	0.596	0.3803	1.209	0.4726	24.353	0.8190	4.215	0.8046	31.631	2.466	15.598
0.811	0.000	9.417	3.159	9.184	9.413	4.195	0.597	0.3807	1.212	0.4731	24.361	0.8190	4.215	0.8047	31.656	2.462	15.569

Tab. A 3: Hydrostatische Werte die Verdrängung im Betriebszustand (Auszug aus FREE!ship)

Projekt	: Chris Craft Catalina 350 Double Cabin
Entwickler	: Chris Craft
Erstellt von	: Killer Rene
Dateiname	: C:\Dokumente und Einstellungen\Ren\Desktop\Diplomarbeit\FreeShip-Daten \Chris Craft Catalina 350 Fuss.fbm
Vorgegebene Länge	: 10,690 [m]
Länge über alles	: 10,690 [m]
Vorgegebene Breite	: 3,990 [m]
Breite über alles	: 3,990 [m]
Vorgegebener Tiefgang	: 0,809 [m]
Schiffsmitte	: 5,345 [m]
Wasserdichte	: 1,025 [t/m3]
Koeffizient des Ruders und Kiels	: 1,0000
Volumeneigenschaften:	
Verdrängtes Volumen	: 9,135 [m3]
Verdrängung	: 9,363 [tonnes]
Gesamtlänge des eingetauchten Körpers	: 9,415 [m]
Gesamtbreite des eingetauchten Körpers	: 3,157 [m]
Block Koeffizient	: 0,3798
Prismatischer Koeffizient	: 0,8045
Vertikaler Prismatischer Koeffizient	: 0,4638
Benätzte Oberfläche	: 31,606 [m2]
Auftriebsschwerpunkt im Längsschnitt	: 4,195 [m]
Auftriebsschwerpunkt im Längsschnitt	: -12,218 [%]
Vertikaler Auftriebsschwerpunkt	: 0,595 [m]
Eigenschaften des Mittschiffs:	
Fläche der Mittschiffsebene	: 1,206 [m2]
Koeffizienten des Mittschiffs	: 0,4721
Eigenschaften der benätzten Fläche:	
Länge der Wasserlinie	: 9,415 [m]
Breite an der Wasserlinien	: 3,157 [m]
Benätzte Fläche	: 24,345 [m2]
Koeffizient des benätzten Fläche	: 0,8189
Auftriebsschwerpunkt	: 4,214 [m]
Eintrittswinkel	: 33,843 [degr.]
Transverser "Inertia"-Schwerpunkt	: 17,114 [m4]
Inertia-Schwerpunkt im Längsschnitt	: 137,32 [m4]
Anfangsstabilität:	
Transverse Metazentrische Höhe	: 2,469 [m]
Metazentrische Höhe im Längsschnitt	: 15,628 [m]
Lateraloberfläche:	
Lateralfläche	: 6,647 [m2]
Gewichtsschwerpunkt im Längsschnitt	: 4,709 [m]
Vertikaler Gewichtsschwerpunkt	: 0,443 [m]

Die folgenden Eigenschaften wurden für beide Rumpfhälften kalkuliert:

Ebene	Fläche [m2]	Dicke	Gewicht [tonnes]	COG X [m]	COG Y [m]	COG Z [m]
untere Kante	0,835	0	0	6,13	0	0,461
Ebene_3	7,786	0	0	4,441	0	0,806
Ebene 18	1,665	0	0	0,253	0	0,721
Ebene 19	3,017	0	0	0,152	0	1,418
Ebene 20	0,093	0	0	0,219	0	0,982
Ebene 21	24,51	0	0	5,988	0	1,626
Ebene 22	0,981	0	0	4,31	0	1,017
Ebene 23	26,657	0	0	4,523	0	0,422
Gesamt	65,545		0	0	0	0

Tab. A 3: Fortsetzung

Spantenflächen:

Stelle	Fläche
[m]	[m <sup>2</sup> ]
0	0
0,24	0,478
0,457	1,082
0,762	1,116
1,524	1,159
2,286	1,193
3,048	1,221
3,81	1,24
4,572	1,24
5,334	1,207
6,096	1,126
6,477	1,066
6,858	0,988
7,239	0,891
7,62	0,771
8,001	0,625
8,382	0,465
8,763	0,292
9,144	0,11
9,525	0,001
9,906	0

ANMERKUNG 1: Der Tiefgang (und alle anderen vertikalen Höhen) sind nicht vom tiefsten Punkt des Rumpfes aus gemessen! (Z= 0,077)

ANMERKUNG 2: Alle kalkulierten Koeffizienten basieren auf den tatsächlichen Dimensionen des eingetauchten Körpers.

Tab. A 4: Berechnung Propellerdrehleistung und Propellerdrehmoment aufgrund des Untersetzungsverhältnisses und dem mechanischen Wirkungsgradverlust mit den Spezifikationen des Originalgetriebes ( $i=2,55$ )

Drehzahl Motor 350Q [R.P.M]	Brake Power Motor 350Q [hp]	Brake Power Motor 350Q [kW]	Torque Motor 350Q [lb. ft.]	Drehmoment Motor 350Q [Nm]		Drehzahl Propeller n [1/min]	Drehzahl Propeller n [1/s]	Drehmoment Propeller [lb.ft.]	Drehleistung Propeller [hp]	Drehmoment Propeller [Nm]	Drehleistung Propeller [kW]
1900	108	80,54				745	12,4		101,61		75,77
2000	117	87,25	304	412,22	Wirkungsgrad	784	13,1	729,31	110,07	988,94	82,08
2100	125	93,21	310	420,36	Getriebe	824	13,7	743,70	117,60	1008,46	87,70
2200	133	99,18	314,5	426,46	[%]	863	14,4	754,50	125,13	1023,10	93,31
2300	140	104,40	319	432,56	96	902	15,0	765,29	131,71	1037,74	98,22
2400	148,5	110,74	322,5	437,31		941	15,7	773,69	139,71	1049,12	104,18
2500	156	116,33	325,5	441,38	Untersetzung	980	16,3	780,89	146,76	1058,88	109,44
2600	163	121,55	328	444,77	Getriebe	1020	17,0	786,89	153,35	1067,02	114,36
2700	170	126,77	330	447,48	2,55	1059	17,6	791,68	159,94	1073,52	119,27
2800	178	132,74	332	450,19		1098	18,3	796,48	167,46	1080,03	124,88
2900	184	137,21	333,5	452,23	Wirkungsgrad	1137	19,0	800,08	173,11	1084,91	129,09
3000	192	143,18	334,5	453,58	Wellenleitung	1176	19,6	802,48	180,63	1088,16	134,70
3100	198	147,65	335	454,26	[%]	1216	20,3	803,68	186,28	1089,79	138,91
3200	204	152,13	334,5	453,58	98	1255	20,9	802,48	191,92	1088,16	143,12
3300	210	156,60	333,5	452,23		1294	21,6	800,08	197,57	1084,91	147,33
3400	215	160,33	332	450,19		1333	22,2	796,48	202,27	1080,03	150,84
3500	219	163,31	329	446,12		1373	22,9	789,28	206,04	1070,27	153,64
3600	224	167,04	326	442,06	NCR	1412	23,5	782,09	210,74	1060,51	157,15
3700	227	169,28	322	436,63		1451	24,2	772,49	213,56	1047,50	159,26
3800	230	171,51	318	431,21		1490	24,8	762,89	216,38	1034,49	161,36
3900	232	173,01	313	424,43		1529	25,5	750,90	218,27	1018,22	162,76
4000	234	174,50	307	416,29		1569	26,1	736,51	220,15	998,70	164,17
4100	235	175,24	301	408,16		1608	26,8	722,11	221,09	979,18	164,87
4200	235	175,24	294	398,66	MCR	1647	27,5	705,32	221,09	956,41	164,87
4300	233	173,75				1686	28,1		219,21		163,46

Tab. A 5: Koeffizienten für die  $K_T$ - und  $K_Q$ -Polynome der Wageningen B- und der Gawn-Serie (übernommen aus BLOUNT & HUBBLE, 1981, S.119.)

B-SCREW SERIES							SEGMENTAL PROPELLERS						
$i$	$C_T$	$C_T$	$s$	$t$	$u$	$v$	$i$	$C_Q$	$C_Q$	$s$	$t$	$u$	$v$
			(J)	(P/D)	(EAR)	(Z)				(J)	(P/D)	(EAR)	(Z)
1	.0088049600	-.0558636300	0	0	0	0	1	.0037936800	.0051589800	0	0	0	0
2	-.2045540000	-.2173010900	1	0	0	0	2	.0088652300	.0160666800	2	0	0	0
3	.1663510000	.2605314000	0	1	0	0	3	-.0322410000	-.0441153000	1	1	0	0
4	.1581140000	.1581140000	0	2	0	0	4	.0034477800	.0068222300	0	2	0	0
5	-.1475810000	-.1475810000	2	0	1	0	5	-.0408811000	-.0408811000	0	1	1	0
6	-.4814970000	-.4814970000	1	1	1	0	6	-.1080090000	-.0773296700	1	1	1	0
7	-.4154370000	.3781227800	0	2	1	0	7	-.0885381000	-.0885381000	2	1	1	0
8	.0144043000	.0144043000	0	0	0	1	8	.1885610000	.1693750200	0	2	1	0
9	-.0530054000	-.0530054000	2	0	0	1	9	-.0037087100	-.0037087100	1	0	0	1
10	.0143481000	.0143481000	0	1	0	1	10	.0051369600	.0051369600	0	1	0	1
11	.0606826000	.0606826000	1	1	0	1	11	.0209449000	.0209449000	1	1	0	1
12	-.0125894000	-.0125894000	0	0	1	1	12	.0047431900	.0047431900	2	1	0	1
13	.0109689000	.0109689000	1	0	1	1	13	-.0072340800	-.0072340800	2	0	1	1
14	-.1336980000	-.1336980000	0	3	0	0	14	.0043838800	.0043838800	1	1	1	1
15	.0063840700	.0024115700	0	6	0	0	15	-.0269403000	-.0269403000	0	2	1	1
16	-.0013271800	-.0005300200	2	6	0	0	16	.0558082000	.0558082000	3	0	1	0
17	.1684960000	.1684960000	3	0	1	0	17	.0161886000	.0161886000	0	3	1	0
18	-.0507214000	.0263454200	0	0	2	0	18	.0031808600	.0031808600	1	3	1	0
19	.0854559000	.0436013600	2	0	2	0	19	.0158960000	.0129043500	0	0	2	0
20	-.0504475000	-.0311849300	3	0	2	0	20	.0471729000	.0244508400	1	0	2	0
21	.0104650000	.0124921500	1	6	2	0	21	.0196283000	.0070064300	3	0	2	0
22	-.0064827200	-.0064827200	2	6	2	0	22	-.0502782000	-.0271904600	0	1	2	0
23	-.0084172800	-.0084172800	0	3	0	1	23	-.0300550000	-.0166458600	3	1	2	0
24	.0168424000	.0168424000	1	3	0	1	24	.0417122000	.0300449000	2	2	2	0
25	-.0010224600	-.0010229600	3	3	0	1	25	-.0397722000	-.0336974900	0	3	2	0
26	-.0317791000	-.0317791000	0	3	1	1	26	-.0035002400	-.0035002400	0	6	2	0
27	.0186040000	.0186040000	1	0	2	1	27	-.0106854000	-.0106854000	3	0	0	1
28	-.0041079800	-.0041079800	0	2	2	1	28	.0011090300	.0011090300	3	3	0	1
29	-.0006068480	-.0006068480	0	0	0	2	29	-.0003139120	-.0003139120	0	6	0	1
30	-.0049819000	-.0049819000	1	0	0	2	30	.0035895000	.0035895000	3	0	1	1
31	.0025983000	.0025983000	2	0	0	2	31	-.0014212100	-.0014212100	0	6	1	1
32	-.0005605280	-.0005605280	3	0	0	2	32	-.0038363700	-.0038363700	1	0	2	1
33	-.0016365200	-.0016365200	1	2	0	2	33	.0126803000	.0126803000	0	2	2	1
34	-.0003287870	-.0003287870	1	6	0	2	34	-.0031827800	-.0031827800	2	3	2	1
35	.0001165020	.0001165020	2	6	0	2	35	.0033426800	.0033426800	0	6	2	1
36	.0006909040	.0006909040	0	0	1	2	36	-.0018349100	-.0018349100	1	1	0	2
37	.0042174900	.0042174900	0	3	1	2	37	.0001124510	.0001124510	3	2	0	2
38	.0000565229	.0000565229	3	6	1	2	38	-.0000297228	-.0000297228	3	6	0	2
39	-.0014656400	-.0014656400	0	3	2	2	39	.0002695510	.0002695510	1	0	1	2
40							40	.0008326500	.0008326500	2	0	1	2
41							41	.0015533400	.0015533400	0	2	1	2
42							42	.0003026830	.0003026830	0	6	1	2
43							43	-.0001843000	-.0001843000	0	0	2	2
44							44	-.0004253990	-.0004253990	0	3	2	2
45							45	.0000869243	.0000869243	3	3	2	2
46							46	-.0004659000	-.0004659000	0	6	2	2
47							47	.0000554194	.0000554194	1	6	2	2

$$K_T = \sum_{i=1}^{39} C_{T_i} s_i^s (J) t_i^t (P/D) u_i^u (EAR) v_i^v (Z)$$

$$K_Q = \sum_{i=1}^{47} C_{Q_i} s_i^s (J) t_i^t (P/D) u_i^u (EAR) v_i^v (Z)$$

Tab. A 6: Potentialdifferenzen unterschiedlicher Metalle und Legierungen in Relation zu einer Silber-Silberchlorid-Referenzelektrode (übernommen aus CALDER, 2005, S.199.)

Galvanic Series of Metals in Seawater		Range of Corrosion Potential (relative to silver/ silver chloride half cell; volts)
Metals and Alloys		
↑ Anodic or Least Noble (Active)	Magnesium and Magnesium Alloys	-1.60 to -1.63
	Zinc	-0.98 to -1.03
	Aluminum Alloys	-0.76 to -1.00
	Cadmium	-0.70 to -0.73
	Mild Steel	-0.60 to -0.71
	Wrought Iron	-0.60 to -0.71
	Cast Iron	-0.60 to -0.71
	13% Chromium Stainless Steel, Type 410 (active in still water)	-0.46 to -0.58
	18-8 Stainless Steel, Type 304 (active in still water)	-0.46 to -0.58
	Ni-Resist	-0.46 to -0.58
	18-8, 3% Mo Stainless Steel, Type 316 (active in still water)	-0.43 to -0.54
	78% Ni/13.5% Cr/6% Fe (Inconel) (active in still water)	-0.35 to -0.46
	Aluminum Bronze (92% Cu/8% Al)	-0.31 to -0.42
	Naval Brass (60% Cu/39% Zn)	-0.30 to -0.40
	Yellow Brass (65% Cu/35% Zn)	-0.30 to -0.40
	Red Brass (85% Cu/15% Zn)	-0.30 to -0.40
	Muntz Metal (60% Cu/40% Zn)	-0.30 to -0.40
	Tin	-0.31 to -0.33
	↓ Cathodic or Most Noble (Passive)	Copper
50-50 Lead/Tin Solder		-0.28 to -0.37
Admiralty Brass (71% Cu/28% Zn/1% Sn)		-0.28 to -0.36
Aluminum Brass (76% Cu/22% Zn/2% Al)		-0.28 to -0.36
Manganese Bronze (58.5% Cu/39% Zn/1% Sn/1% Fe/0.3% Mn)		-0.27 to -0.34
Silicon Bronze (96% Cu max./0.8% Fe/1.50% Zn/2.0% Si/0.75% Mn/1.60% Sn)		-0.26 to -0.29
Bronze Composition G (88% Cu/2% Zn/10% Sn)		-0.24 to -0.31
Bronze Composition M (88% Cu/3% Zn/6.5% Sn/1.5% Pb)		-0.24 to -0.31
13% Chromium Stainless Steel, Type 410 (passive)		-0.26 to -0.35
90% Cu/10% Ni		-0.21 to -0.28
75% Cu/20% Ni/5% Zn		-0.19 to -0.25
Lead		-0.19 to -0.25
70% Cu/30% Ni		-0.18 to -0.23
78% Ni/13.5% Cr/6% Fe (Inconel) (passive)		-0.14 to -0.17
Nickel 200		-0.10 to -0.20
18-8 Stainless Steel, Type 304 (passive)		-0.05 to -0.10
70% Ni/30% Cu Monel 400, K-500		-0.04 to -0.14
18-8, 3% Mo Stainless Steel, Type 316 (passive)		0.00 to -0.10
Titanium		-0.05 to +0.06
Hastelloy C		-0.03 to +0.08
Platinum	+0.19 to +0.25	
Graphite	+0.20 to +0.30	

Tab. A 7: Spezifikationen von Serienpropellern (übernommen von HydroComp 2001, <http://www.hydrocompinc.com/knowledge/publications/PropSpecs2001.pdf>)

Commercial Propeller Specifications (compiled by HydroComp) 1

Manufacturer	Model	Series	KtMult	KqMult	Blades	EAR	Min D mm	Max D mm	BTF	MWR	Skew?
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	AQUA FOIL (3)	BSeries	1	1.03	3	0.47	863.6	1676.4	0.048	0.28	Yes
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	AQUA QUAD	BSeries	1	1	4	0.71	431.8	914.4	0.048	0.32	Yes
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	CNC 360	BSeries	1	1	3	0.60	355.6	812.8	0.05	0.37	Yes
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	CNC 480	BSeries	1	1	4	0.80	355.6	812.8	0.05	0.37	Yes
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	KAPLAN 19A	Kaplan19A	1	1.03	4	0.55	838.2	1600.2	0.046	0.27	No
Austral Propeller Co. Pty. Ltd.	POWER FLOW	BSeries	1	1	3	0.55	254	914.4	0.048	0.34	Yes
Bird-Johnson Company	ATLANTIC (3)	GawnAEW	1	1.03	3	0.50	1016	3048	0.048		No
Bird-Johnson Company	ATLANTIC (4)	GawnAEW	1	1.03	4	0.65	1016	3048	0.048		No
Bird-Johnson Company	ATLANTIC (5)	GawnAEW	1	1.03	5	0.81	1016	3048	0.048		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 55 (4)	Kaplan19A	1	1	4	0.55	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 55 (5)	Kaplan19A	1	1	5	0.69	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 55 [3]	Kaplan19A	1	1	3	0.41	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 70 [3]	Kaplan19A	1	1	3	0.53	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 70 [4]	Kaplan19A	1	1	4	0.70	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	KAPLAN 70 [5]	Kaplan19A	1	1	5	0.88	1016	3048	0.05		No
Bird-Johnson Company	PACIFIC (4)	GawnAEW	1	1.03	4	0.58	1016	3048	0.047		Yes
Bird-Johnson Company	PACIFIC (5)	GawnAEW	1	1.03	5	0.72	1016	3048	0.047		Yes
Bird-Johnson Company	SOUTHERNER (4)	BSeries	1	1	4	0.52	1016	1828.8	0.041		Yes
Bird-Johnson Company	TYPE B (4)	BSeries	1	1	4	0.50	1016	3048	0.047		Yes
Bird-Johnson Company	TYPE B (5)	BSeries	1	1	5	0.62	1016	3048	0.047		Yes
Bird-Johnson Company	TYPE D (4)	GawnAEW	1	1.03	4	0.82	1016	3048	0.047		No
Bird-Johnson Company	TYPE D (5)	GawnAEW	1	1.03	5	1.03	1016	3048	0.047		No
Brunton's Propellers Ltd.	B350	BSeries	1	1	3	0.50	300	3000	0.05	0.318	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B365	BSeries	1	1	3	0.65	300	3000	0.05	0.413	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B380	BSeries	1	1	3	0.80	300	3000	0.05	0.509	Yes

Tab. A 7: Fortsetzung

2

Commercial Propeller Specifications (compiled by HydroComp)

Manufacturer	Model	Series	KIMult	KqMult	Blades	EAR	Min D mm	Max D mm	BTF	MWR	Skew?
Brunton's Propellers Ltd.	B410	BSeries	1	1	4	1.00	300	3000	0.045	0.475	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B455	BSeries	1	1	4	0.55	300	3000	0.045	0.261	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B470	BSeries	1	1	4	0.70	300	3000	0.045	0.332	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B485	BSeries	1	1	4	0.85	300	3000	0.045	0.403	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B5105	BSeries	1	1	5	1.05	300	3000	0.04	0.40	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B560	BSeries	1	1	5	0.60	300	3000	0.04	0.228	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B575	BSeries	1	1	5	0.75	300	3000	0.04	0.285	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	B590	BSeries	1	1	5	0.90	300	3000	0.04	0.342	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	GAWN350	GawnAEW	1	1	3	0.50	300	3000	0.06	0.327	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	GAWN365	GawnAEW	1	1	3	0.65	300	3000	0.06	0.425	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	GAWN380	GawnAEW	1	1	3	0.80	300	3000	0.06	0.523	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	GAWN395	GawnAEW	1	1	3	0.95	300	3000	0.06	0.621	Yes
Brunton's Propellers Ltd.	KAPLAN19/455	Kaplan19A	1	1	4	0.55	300	3000	0.049	0.259	No
Brunton's Propellers Ltd.	KAPLAN19/470	Kaplan19A	1	1	4	0.70	300	3000	0.049	0.33	No
Brunton's Propellers Ltd.	KAPLAN337/470	Kaplan37	1	1	4	0.70	300	3000	0.049	0.33	No
Brunton's Propellers Ltd.	KAPLAN37/455	Kaplan37	1	1	4	0.55	300	3000	0.049	0.259	No
Cassells Marine Engineering	AQUA FOIL (4)	BSeries	1	1.03	4	0.63	863.6	1676.4	0.048	0.28	Yes
Exalto b.v.	AP-3B	BSeries	1	1	3	0.45	609.6	711.2	0.04	0.268	Yes
Exalto b.v.	AP-4B	BSeries	1	1	4	0.55	609.6	1828.8	0.05	0.259	Yes
Exalto b.v.	DP-3B	Kaplan19A	1	1	3	0.65	200	1800	0.045	0.427	No
Exalto b.v.	DP-4B	Kaplan19A	1	1	4	0.55	400	1800	0.045	0.271	No
Exalto b.v.	EP-3B	BSeries	1	1	3	0.55	254	1016	0.042	0.34	Yes
Exalto b.v.	EP-4B	BSeries	1	1	4	0.67	431.8	1016	0.042	0.288	Yes
Exalto b.v.	EP-5B	BSeries	1	1	5	0.75	406.4	711.2	0.042	0.28	Yes
Exalto b.v.	SP-3B	BSeries	1	1	3	0.40	254	711.2	0.045	0.245	Yes

Tab. A 7: Fortsetzung

3

Commercial Propeller Specifications (compiled by HydroComp)

Manufacturer	Model	Series	KtMult	KqMult	Blades	EAR	Min D mm	Max D mm	BTF	MWR	Skew?
Exalto b.v.	SP-4B	BSeries	1	1	4	0.44	431.8	711.2	0.045	0.252	Yes
Exalto b.v.	STP-3B	GawnAEW	1	1.03	3	0.75	254	711.2	0.045	0.495	No
Exalto b.v.	STP-4B	GawnAEW	1	1.03	4	0.85	660.4	1676.4	0.045	0.42	No
France Helices	FH 30	BSeries	1	1	2	0.30	304.8	508			Yes
France Helices	FH 50	GawnAEW	1	1.03	3	0.50	304.8	1524			Yes
France Helices	FH 55	GawnAEW	1	1.03	3	0.55	304.8	1016			Yes
France Helices	FH 65	GawnAEW	1	1.03	4	0.65	406.4	1066.8			Yes
France Helices	FH75	GawnAEW	1	1.03	4	0.75	508	1524			Yes
France Helices	RDL 4K	Kaplan 19A	1	1	4	0.55	889	2413			Yes
Gori marine as	2-blade folding propeller	BSeries	1	1	2	0.25	279.4	863.6			No
Gori marine as	3-blade folding propeller	BSeries	1	1	3	0.40	457.2	660.4			No
Gori marine as	Racing series folding	BSeries	1	1	2	0.25	375	750			No
Hall & Stavert Ltd.	MY-T3	GawnAEW	1	1.03	3	0.558	431.8	965.2	0.051	0.33	Yes
Hall & Stavert Ltd.	MY-T4	GawnAEW	1	1.03	4	0.675	431.8	1117.6	0.049	0.30	Yes
Hall & Stavert Ltd.	MY-T5	GawnAEW	1	1.03	5	0.85	609.6	1117.6	0.049	0.30	Yes
Hawboldt Industries (1989) Ltd.	HI-TRAIL 3	GawnAEW	1	1.03	3	0.55	406.4	812.8		0.33	Yes
Hawboldt Industries (1989) Ltd.	HI-TRAIL 4	GawnAEW	1	1.03	4	0.68	406.4	1828.8		0.33	Yes
Hawboldt Industries (1989) Ltd.	HI-TRAIL 5	GawnAEW	1	1.03	5	0.82	558.8	863.6		0.38	Yes
Michigan Wheel Corporation	Dura-Quad	GawnAEW	1	1.03	4	0.75	609.6	914.4			No
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Five	GawnAEW	1	1.03	5	0.845	609.6	1270			No
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Foil 3 (old)	GawnAEW	1	1.03	3	0.43	1524	2438.4	0.042	0.28	No
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Foil 4 (old)	GawnAEW	1	1.03	4	0.571	1524	2438.4	0.042	0.28	No
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Jet	GawnAEW	1	1.03	3	<b>0,56</b>	228.6	1168.4			No
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Jet (old)	GawnAEW	1	1.03	3	0.50	228.6	711.2	0.051	0.33	Yes
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Quad	GawnAEW	1	1.03	4	<b>0,69</b>	431.8	1168.4			No

Tab. A 7: Fortsetzung

4

Commercial Propeller Specifications (compiled by HydroComp)

Manufacturer	Model	Series	KtMult	KqMult	Blades	EAR	Min D mm	Max D mm	BTF	MWR	Skew?
Michigan Wheel Corporation	Dyna-Quad (old)	GawnAEW	1	1.03	4	0.605	431.8	609.6	0.048	0.325	Yes
Michigan Wheel Corporation	H-D (L)	GawnAEW	1	1.05	3	0.45	1574.8	2438.4	0.042	0.30	No
Michigan Wheel Corporation	H-D (S)	GawnAEW	1	1.05	3	0.495	203.2	1524	0.036	0.33	No
Michigan Wheel Corporation	Kaplan19B	Kaplan19A	1	1.03	4	0.55	889	2413			No
Michigan Wheel Corporation	M-500	GawnAEW	1	1.03	5	0.855	609.6	1117.6	0.049		No
Michigan Wheel Corporation	MAXIMA 3	GawnAEW	1	1.03	3	0.625	660.4	1270			No
Michigan Wheel Corporation	MAXIMA 4	GawnAEW	1	1.03	4	0.83	660.4	1270			No
Michigan Wheel Corporation	M-P (L)	GawnAEW	1	1.03	3	0.45	1574.8	2438.4	0.042	0.30	No
Michigan Wheel Corporation	M-P (S)	GawnAEW	1	1.03	3	0.495	203.2	1524	0.036	0.33	No
Michigan Wheel Corporation	PAC-MASTER	GawnAEW	1	1.05	4	0.675	508	762	0.06	0.326	Yes
Michigan Wheel Corporation	Sailer 2	GawnAEW	1	1.03	2	0.30	254	508	0.05	0.21	No
Michigan Wheel Corporation	TRAWLER	GawnAEW	1	1.03	4	0.43	1016	1828.8	0.036	0.21	No
Michigan Wheel Corporation	WORKHORSE (L)	GawnAEW	1	1.05	4	0.605	1574.8	2438.4	0.042	0.30	No
Michigan Wheel Corporation	WORKHORSE (S)	GawnAEW	1	1.05	4	0.70	609.6	1524	0.036	0.33	No
Rice Propellers	Crucero 3	GawnAEW	1	1.03	3	0.495	508	1524	0.045	0.306	No
Rice Propellers	Crucero 4	GawnAEW	1	1.03	4	0.67	508	1524	0.045	0.306	No
Rice Propellers	DELFIN (3)	BSeries	0.97	1	3	0.50	762	3657.6	0.05	0.306	No
Rice Propellers	DELFIN (4)	BSeries	0.97	1	4	0.50	762	3657.6	0.045	0.228	No
Rice Propellers	DELFIN (5)	BSeries	0.97	1	5	0.50	762	3657.6	0.045	0.182	No
Rice Propellers	FLOR	GawnAEW	1	1.03	3	0.50	762	3657.6	0.045	0.306	No
Rice Propellers	KAPLAN [3]	Kaplan19A	1	1	3	0.50	762	3657.6	0.045	0.306	No
Rice Propellers	KAPLAN [4]	Kaplan19A	1	1	4	0.50	762	3657.6	0.045	0.228	No
Rice Propellers	KAPLAN [5]	Kaplan19A	1	1	5	0.50	762	3657.6	0.045	0.182	No
Rice Propellers	TITAN [4]	GawnAEW	1	1.03	4	0.67	762	3657.6	0.033	0.283	No
Rice Propellers	TITAN [5]	GawnAEW	1	1.03	5	0.67	762	3657.6	0.045	0.244	No

Tab. A 7: Fortsetzung

5

## Commercial Propeller Specifications (compiled by HydroComp)

Manufacturer	Model	Series	KtMult	KqMult	Blades	EAR	Min D mm	Max D mm	BTF	MWR	Skew?
Sound Propeller Services, Inc.	ANSWER	GawnAEW	1	1.03	4	0.67	762	3962.4	0.05	0.299	No
Sound Propeller Services, Inc.	CRUISER	GawnAEW	1	1.03	4	0.70	635	1778	0.053	0.34	Yes
Sound Propeller Services, Inc.	DOMINATOR	GawnAEW	1	1.03	4	0.81	762	3962.4	0.053	0.39	No
Sound Propeller Services, Inc.	KAPLAN	Kaplan19A	1	1	4		711.2	3962.4	0.053		No
Sound Propeller Services, Inc.	PUSHER	GawnAEW	1	1.03	4	0.70	762	3962.4	0.05	0.306	No
Sound Propeller Services, Inc.	SOUND B	BSeries	1	1	5	0.62	762	3962.4	0.05		Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aqualipse 100	BSeries	1	1	3	1.00	406.4	1016	0.05	0.655	No
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquapoise 45	BSeries	1	1	3	0.45	254	1016	0.048	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquapoise 55	BSeries	1	1	3	0.55	254	1016	0.05	0.36	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquapoise 65	BSeries	1	1	3	0.65	304.8	1016	0.046	0.425	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquaquad 60	BSeries	1	1	4	0.60	406.4	1016	0.045	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquaquad 73	BSeries	1	1	4	0.73	406.4	1016	0.05	0.36	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquaquad 87	BSeries	1	1	4	0.87	406.4	1016	0.046	0.425	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquaquin 75	BSeries	1	1	5	0.75	406.4	1016	0.04	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquarace	BSeries	1	1	2	0.25	254	1016	0.05	0.245	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquasail	BSeries	1	1	2	0.30	254	1016	0.05	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastar 33	BSeries	0.97	1	3	0.33	762	2438.4	0.05	0.216	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastar 45 [3]	BSeries	0.97	1	3	0.45	762	2438.4	0.05	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastar 45 [4]	BSeries	0.97	1	4	0.45	762	2438.4	0.048	0.221	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastar 60 [4]	BSeries	0.97	1	4	0.60	762	2438.4	0.048	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastar 75	BSeries	0.97	1	5	0.75	762	2438.4	0.046	0.295	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Aquastream	BSeries	1	1	2	0.25	254	1016		0.245	Yes
Teignbridge Propellers Ltd.	Kaplan 60	Kaplan19A	1	1	4	0.60	762	2438.4	0.048	0.296	No

List compiled by HydroComp per manufacturer's specifications.

12/2001