

Teil 3

Linienentwurf und Antrieb von seegehenden Binnenschiffen

3.1 Modellversuche im Glattwasser

Es waren zwei Schiffstypen zu entwerfen, nämlich Motorgüterschiffe und unbemannte Leichter, jeweils in zwei Größen: Der kleinere Leichter sollte in seinen Abmessungen etwa dem Typ EUROPA IIa [12] entsprechen, bei der Dimensionierung der größeren Einheiten wurde Rücksicht genommen auf die zu erwartenden Entwicklungen in der westeuropäischen Binnenschifffahrt für die nähere Zukunft. Für alle Entwürfe ist die Möglichkeit gegeben, uneingeschränkt auf nicht staugeregelten Binnenwasserstraßen zu fahren, weitgehend aber auch Schleusen im Europamaß zu passieren. Außerdem können die Leichter in einem Verband aus bis zu vier oder sechs Einheiten im Binnenland durch eines der jetzt vorhandenen Stromschubboote befördert werden.

Im Unterschied zu den bisher im Übergangsverkehr eingesetzten Küstenmotorschiffen mit Seeschiffsformgebung und relativ geringer Tragfähigkeit ging man im vorliegenden Fall von Binnenschiffsformen mit hoher Völligkeit aus, die aber dennoch sowohl die Fahrt in leichtem bis mittlerem Seegang erlauben als auch gegenüber konventionellen Ausführungen Vorteile im Leistungsbedarf durch Widerstandsverminderung und Verbesserung des Propulsionsgütes erbringen sollten.

Aus Mitteilungen der VBD [10] und aus Veröffentlichungen über russische Binnenschiffe [11] wurden zunächst Vorschiffsformen ausgewählt, die von vorneherein für mäßigen Seegang geeigneter erschienen als die EUROPA-Leichterform mit dem flachen Boden in der vorderen Gillung. (Anzumerken ist hier, daß auch mit diesen Leichtern schon erfolgreich Fahrten mit Verbänden aus vier Einheiten bei Windstärken von 7 bis 8 vor der Küste stattgefunden haben [9], selbstverständlich jedoch sind die nicht für einen derartigen Einsatz gedachten Entwürfe nicht optimal und auch für Glattwasserfahrt unter den heute gegebenen Bedingungen verbesserungsfähig.)

Es wurden also zwei Vorschiffsformen konzipiert gemäß den hier gewünschten Anforderungen und Abmessungen, sie werden weiterhin als „Keilspant“- (Abb. 1) und als „Ellipsenbug“ (Abb. 2) gekennzeichnet. (Die Kennzeichnung SEE I und SEE II bezieht sich nicht auf die Form, sondern nur auf die Größe des jeweiligen Transportsystems).

Die Hinterschiffe der angetriebenen Einheiten sind für Zwei- oder Dreischraubenbetrieb ausgelegt, durch die Eintunnelung ergeben sich Propellerdurchmesser, die bei See I (Abb. 3) als sinnvollem Grenzwert die Installation von etwa 1500 kW erlauben, bei dem durch drei Propeller angetriebenen Entwurf SEE II (Abb. 4) sind maximal 2300 kW möglich.

Um die bei einem Drei-Schrauber besonders hohe Nachstromziffer am Ort des Mittelpropellers auszunutzen, wurde dieser mit einer Düse versehen. Die Wasserlinien des Hecks sind stark eingezogen, um bei diesem relativ breiten Schiff Ablösungs- und Wirbelverluste, wie sie bei einem Spiegelheck mit Sicherheit in beträchtlicher Größenordnung auftreten würden, weitgehend zu reduzieren.

Abb. 1: Leichter, „SEE I“ mit Keilspant-Bug

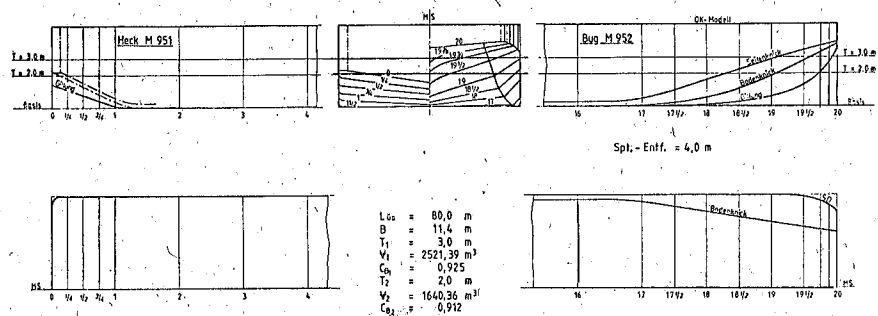


Abb. 2: Leichter, „SEE I“ mit Ellipsenbug

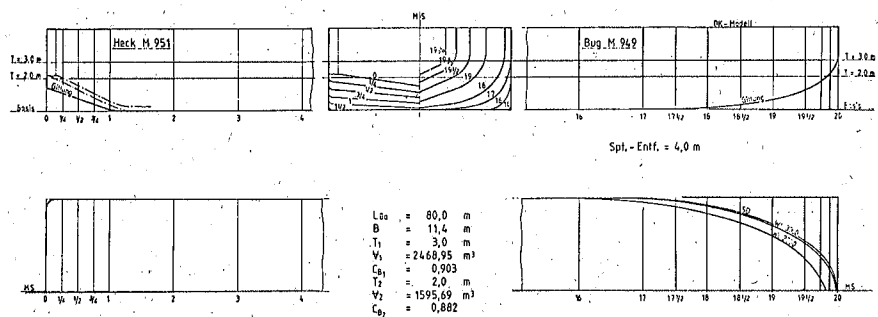


Abb. 3: Motorgüterschiff „SEE I“, 2-Schrauber, Ellipsenbug

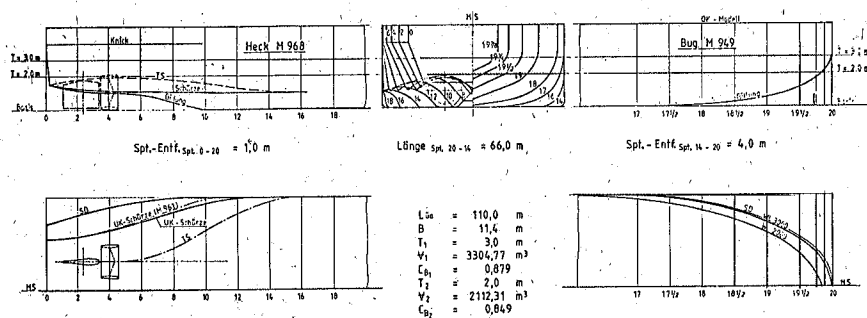


Abb. 4: Motorgüterschiff „SEE II“, 3-Schrauber, Ellipsenbug

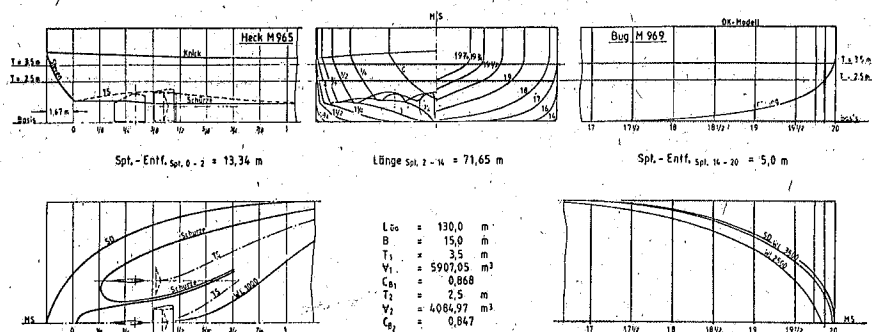
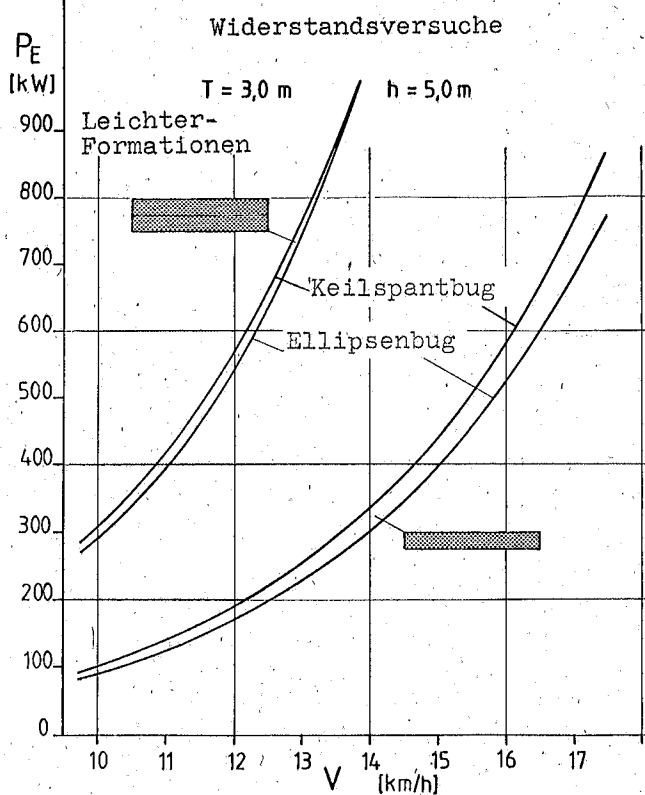


Abb. 5: Leichter: Vergleich der Bugformen



Die folgende Tabelle gibt einen Überblick der wesentlichen Hauptabmessungen:

	Leichter		Motorschiff	
	SEE I	SEE II	SEE I	SEE II
Länge über Alles (m)	80,0	100,0	110,0	130,0
Breite auf Spanten (m)	11,4	15,0	11,4	15,0
Größter Tiefgang (m)	3,0	3,5	3,0	3,5

Nach diesen Ergebnissen wurden Modelle im Maßstab 1 : 18 angefertigt. Einige Vorversuche ließen erkennen, daß das Verhalten in mäßigem Seegang gut sein würde. In gleicher Weise wurden die Erwartungen hinsichtlich der Kursstetigkeit beim Schleppen eines Leichters an einer 100 m-langen Trosse, das bei Fahrt über See unter Umständen notwendig werden kann, erfüllt.

Danach wurden hauptsächlich Widerstands- und Propulsionsmessungen ausgeführt unter Variation der Wassertiefe mit korrespondierenden Werten zwischen 3,5 m und 18 m und des Tiefgangs mit entsprechend 2 m, 2,5 m und 3 m bei SEE I und 2,5 m und 3,5 m bei SEE II.

Die Widerstandsmessungen zeigten einen um 12 % geringeren Schleppleistungsbedarf des Einzeleichters mit Ellipsenbug gegenüber der Keilspantausführung. Allerdings geht dieser Unterschied zurück und verschwindet bei höheren Geschwindigkeiten völlig (Abb. 5), wenn die Leichter nebeneinander geschoben werden sollen; durch das zwischen den Vorschiffen zwangsläufig entstehende Keilstück geht hier der Vorteil der besseren Linienführung verloren.

Auch bei den Propulsionsfahrten mit dem Motorschiff SEE I ergab sich eine Einsparung an Antriebsleistung durch den Ellipsenbug um 12 %. Darüber hinaus konnte eine weitere Verminderung des Leistungsbedarfs um 14 % erreicht werden, nachdem Ablösungserscheinungen an der hinteren Schulter durch Korrektur der Linienführung beseitigt wurden.

Nachdem nun die Entwürfe mit den Versuchsergebnissen Vertretern von Werften und Reedereien vorgestellt worden waren, ergaben sich aus den Diskussionen für die als hydrodynamisch optimal erkannte Bugform, den Ellipsenbug, folgende Einschränkungen:

- Die Baukosten werden wegen der immer noch relativ komplizierten Form unverhältnismäßig hoch sein.
- Die konstruktive Ausbildung der benötigten Schubplattform bereitet Schwierigkeiten, da durch derartige Bauteile das ansonsten ausgezeichnete Seeverhalten nicht beeinträchtigt werden darf.

Bei der weiteren Durchführung des Forschungsvorhabens wurde also die Aufgabe darin gesehen, eine Vorschiffsform zu finden, die die konstruktiven und hydrodynamischen Vorteile der bis dahin untersuchten Varianten miteinander verbindet. Diese Aufgabe konnte durch den Entwurf des „V-Spant-Buges“ gelöst werden (Abb. 6), die Ergebnisse von Widerstands- und Propulsionsmessungen decken sich mit denen des Ellipsenbuges.

"SEE I"
Motorgüterschiff, 2-Schrauber, V-Spant-Bug

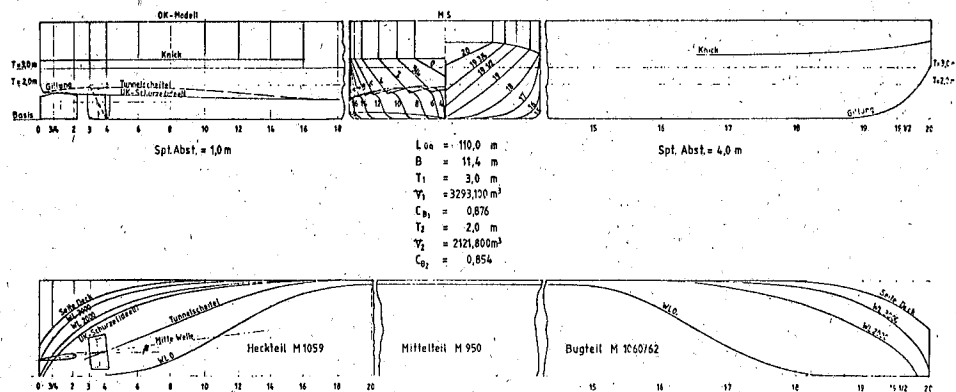


Abb. 6: Motorgüterschiff „SEE I“

Im nächsten Schritt, in Abb. 10 dokumentiert, wurde das Heck von Motorschiff SEE I optimiert.

Diese Änderung war hauptsächlich gekennzeichnet durch Einführen einer Konvergenz der Propellerwellen von $\beta = 7,5^\circ$ gegenüber bisher parallelen Wellen. Dadurch wurde einmal erreicht, daß das aus den Düsen abströmende Wasser sich am schmalen keilförmigen Spiegel vereinigt, es wird ein einwandfreier Abriß erzeugt. Zum anderen wird der Nachteil der wegen der Fahrt im Seegang verhältnismäßig eng zusammenstehenden Propeller ausgeglichen, bei großem Tiefgang auf kleinen Wassertiefen wird so das Ansaugen des Wassers von der Seite her gefördert, die Achslage der Propeller paßt sich besser dem Verlauf der Tunnelscheitellinie an.

Die Konvergenz wurde später auf $\beta = 4^\circ$ zurückgenommen, da sich sonst Schwierigkeiten bei der Aufstellung der Hauptmaschinen ergeben hätten.

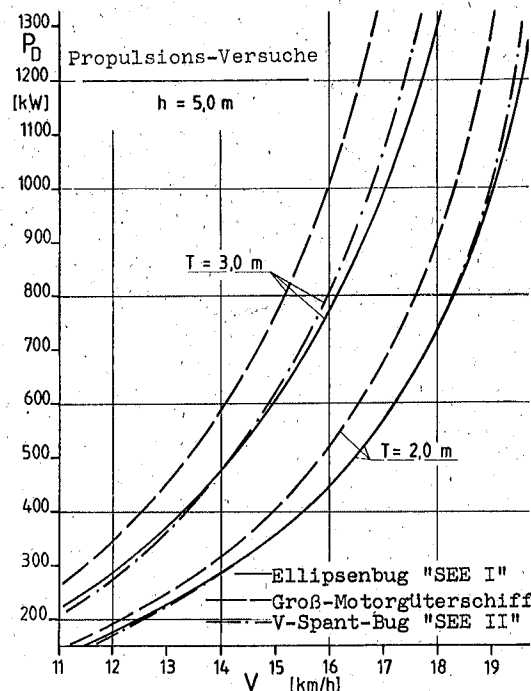


Abb. 7: Vergleich mit einem herkömmlichen Groß-Motorgüterschiff

Mit dieser Ausführung wurden in Ergänzung des normalen Versuchsprogramms auch Manövrierversuche durchgeführt. Sinn dieser Tests war, festzustellen, ob ein derartiges Schiff trotz der ungewöhnlichen Antriebsanordnung auch nach dem Ausfall einer Maschine noch sicher auf Kurs zu halten ist und Ausweichmanöver fahren kann. Die Ergebnisse zeigten, daß die Verkehrssicherheit selbst in diesem Extremfall gewährleistet bleibt. Der Geradeauskurs konnte mit Anstellung beider Ruder zwischen 15° und 20° gehalten werden, das Ausweichen nach beiden Seiten war ohne Schwierigkeiten möglich und Zig-Zag-Tests wurden bei 10° Stützwinkel und 40° Ruderwinkel ausgeführt.

Der beispielhafte Vergleich eines großen Binnen-Motorgüterschiffes, das für die Neubauten der letzten Jahre als repräsentativ angesehen werden kann, mit dem Entwurf SEE I von etwa gleichen Hauptabmessungen spricht für sich selbst (Abb. 7), die Tendenz bei größeren Wassertiefen geht sogar zu einer noch stärkeren Verbesserung.

Die Unterschiede werden geringer, wenn die hier gegebenen Absolutwerte über den

$$\text{TRANSPORTGÜTEGRAD} \quad G_{TV} = \frac{V \cdot V}{P_B} \left[\frac{\text{m}^3 \times \text{km}}{\text{kW} \times \text{h}} \right]; \quad G_{TL} = \frac{L \cdot V}{P_B} \left[\frac{\text{tons} \times \text{km}}{\text{kW} \times \text{h}} \right]$$

objektiviert werden.

Unter Einbeziehung der Versuchsergebnisse mit der größeren Variante SEE II entstehen Transportgütegrade G_{TV} , die unter gleichen Randbedingungen erheblich höher, d.h. günstiger als bei bisherigen Großmotorschiffen liegen. Bei der wegen bisher fehlender Gewichtsrechnungen noch nicht möglichen Bestimmung der ladungsbezogenen Transportgütegrade G_{TL} werden die Vorteile voraussichtlich geringer sein.

Selbst bei vorsichtiger Abschätzung dürfte jedoch auch der mehr praxisgerechte Bewertungsvergleich über G_{TL} eindeutig zugunsten der neuen Entwürfe SEE I und SEE II ausfallen.

3.2 Modellversuche im Flachwasser-Seegang

Die im vorangegangenen Beitrag vorgestellten Fahrzeuge brachten erfreulicherweise gute Widerstands- und Propulsionswerte in glattem Wasser, sowohl alleinfahrend als auch im Verband.

Eine Ausdehnung der Fahrtgebiete solcher Schiffe in küstennahe Seegebiete wird von vielen Reedereien in jüngerer Zeit immer stärker in Betracht gezogen.

Im großen Flachwassertank der VBD sind mehrere Versuchsreihen in regelmäßigen Wellen durchgeführt worden, mit deren Hilfe herausgefunden werden sollte, welche Wellenhöhen und -längen den modifizierten Binnenschiffen zugemutet werden können.

Unter besonderer Berücksichtigung der Spritzwasserbildung am Vorschiff und der Slamming-Effekte wurden Vor- und Achterschiffsformen für die Fahrt im Seegang entwickelt.

Versuche in Wellen wurden zunächst nur mit den als Typ SEE I bezeichneten Fahrzeugen durchgeführt und hier wiederum überwiegend mit dem Motorgüterschiff. Der Schwerpunkt der Entwicklung wurde auf die Keilspantform und deren Weiterentwicklung, die V-Spantform, gelegt.

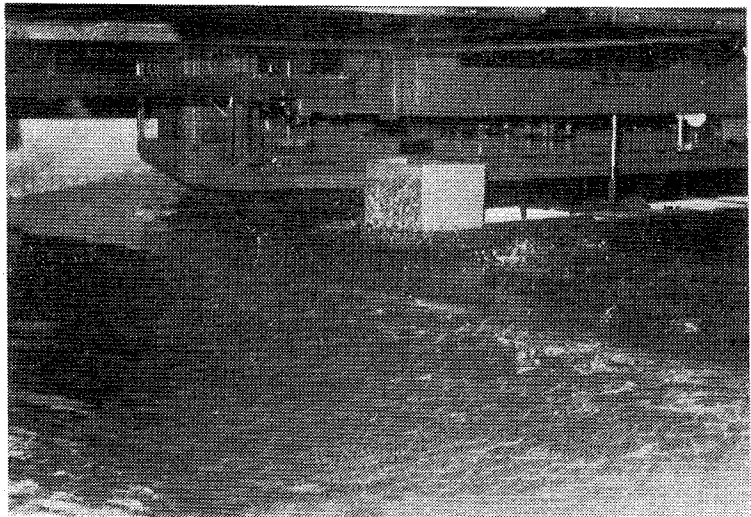


Bild 8: Spritzwasserbildung an der breiten Schubplatte (Zusätzliches Schanzkleid)

Bei den Vorschiffsänderungen war zu berücksichtigen, daß ein Motorschiff auf Binnenwasserstraßen häufig einen Leichter schiebt. Voraussetzung dafür ist das Vorhandensein einer Schubfläche. Wie die Widerstandsversuche in Glattwasser zeigten, empfiehlt es sich, eine Schubplatte in das Vorschiff zu integrieren. Da die Wasserlinienbreite vorn zur Erreichung guter Widerstandswerte in Verbandsfahrt nicht stark vermindert werden sollte, ergibt sich zwangsläufig eine große Breite der Schubplatte. Hydrodynamisch wirken Motorschiff und geschobener Leichter dann fast als Einheit. Die große Schubplattenbreite wirkt sich jedoch negativ auf die Seefähigkeit des Schiffes aus.

Die vordersten Spanten der Keil-Form verlaufen flach, d.h. der Kielungswinkel ist sehr gering. Dazu trägt auch eine gegenüber der leichtertypischen Pontonform nur wenig geänderte Mittschiffslinie bei. Die Spantneigung im Vorschiff wurde in Hinblick auf die im flachen Wasser widerstandsgünstige Pontonform für Leichter zunächst absichtlich nur wenig geändert. Seegangsversuche mit der Keilspantform zeigten aber, daß bei Fahrt gegen die Wellen das Wasser stark nach vorn gedrückt wird, wodurch an der Schubplatte ein kräftiger Stau entsteht, der zu erheblicher Widerstandsbildung führt. Bei kurzen Wellen kommt eine starke Spritzwasserbildung hinzu (Bild 8).

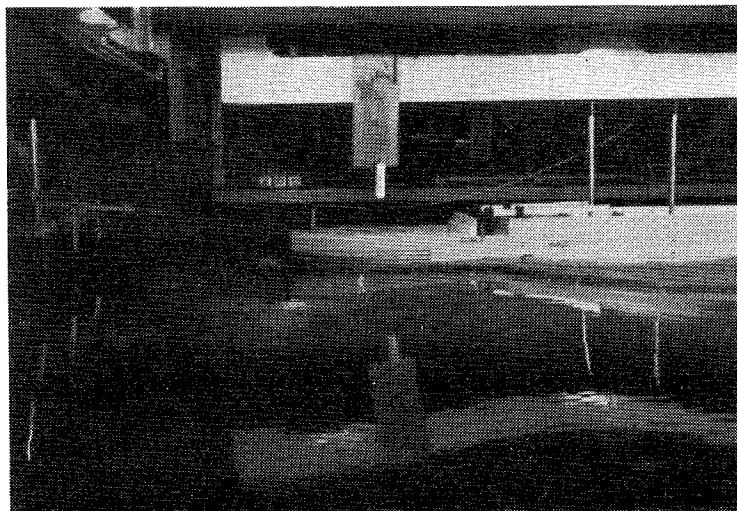


Bild 9: Schiff mit schmaler Schubplatte in Wellen

Um bessere Seegangseigenschaften zu erreichen, mußte der Kielungswinkel vergrößert werden, was nur durch ein stärkeres Herunterziehen der Mittschiffslinie im Bugbereich erfolgen konnte. So entstand die V-Spantform.

Das durch die breite Schubplatte bedingte Spritzwasser im Vorschiff konnte nicht akzeptiert werden. Es wurde nach Rücksprache mit mehreren Reedereien die Schubplattenbreite auf ca. $\frac{1}{3}$ der Schiffsbreite verringert. Das führt zwar sicherlich zu einer Erhöhung des Widerstandes bei Verbandsfahrt in Glattwasser, die Spritzwasserbildung ist

aber erwartungsgemäß stark zurückgegangen, wie durch Versuche nachgewiesen wurde (Bild 9).

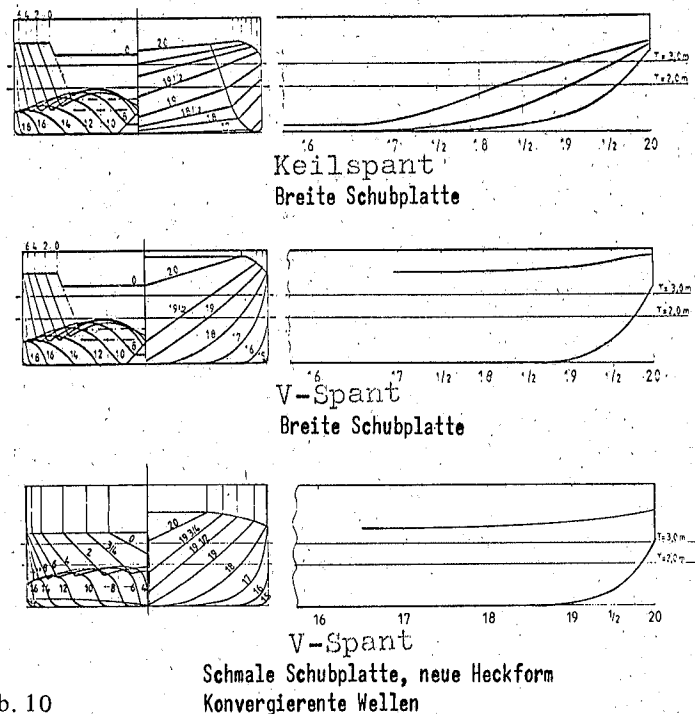


Abb. 10

Eine Gegenüberstellung der Vorschiffsänderungen wird in Abb. 10 gegeben.

Mit der elliptischen Vorschiffsform ist nach einigen Vorversuchen nicht weiter gearbeitet worden, da für die Verbandsfahrt auf Binnenwasserstraßen an diesem Vorschiff Schubhörner angebracht werden müssen, durch welche wiederum die Seegangseigenschaften des Schiffes stark beeinträchtigt werden (Bild 11).

Die Hinterschiffslinien wurden oberhalb der Tunnelaußenkante gegenüber der herkömmlichen Form etwas völliger gestaltet. Die Tunnelgestaltung ist ebenfalls geringfügig geändert worden. Weiterhin wurde das Totholz gekürzt.

Der befürchtete Slamming-Effekt trat bei den untersuchten Tiefgängen, Wellenhöhen und -längen weder im Vor- noch im Achterschiff ein.

Beachtenswert ist noch, daß das Hinterschiff mit entsprechender Tunnelform auch für Einschraubenausführung gestaltet werden kann, wobei erwartungsgemäß keine Verschlechterung der Seegangseigenschaften eintritt.

Alle Modellversuche wurden auf einer korrespondierenden Wassertiefe von $h = 10$ m durchgeführt bei korrespondierenden Wellenhöhen $\xi_W = 1$ m und 2 m, Wellenlängen $L_W = 1/3 L \div L$ und Geschwindigkeiten gegen die See von $v = 0$; 10 km/h; 16 km/h = 0; 5,4 kn; 8,6 kn. Außer den Stampf- und Tauchbewegungen wurde auch das Manövrierverhalten ermittelt.

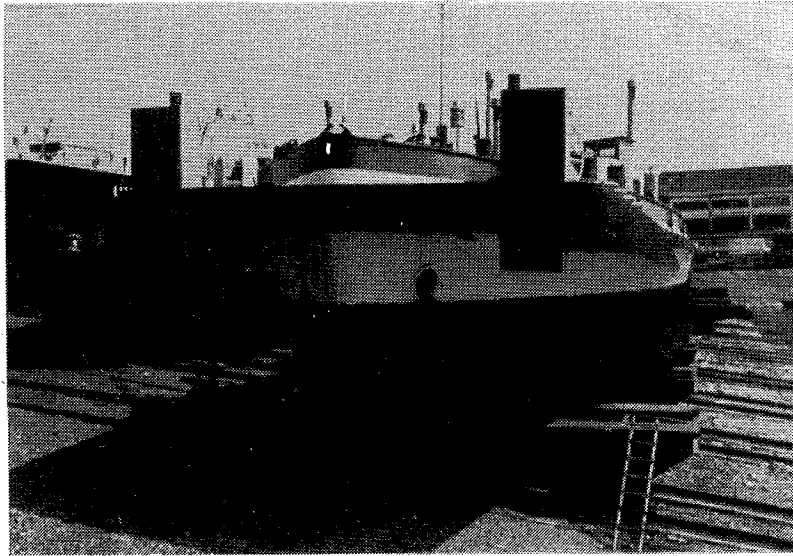


Bild 11: Schubhörner an einem Gütermotorschiff

Abb. 12 zeigt die mit der Wellenamplitude ξ_A normierten Tauch- und Stampfbewegungen des Gütermotorschiffes, aufgetragen über der Wellenfrequenz, bzw. dem Verhältnis Wellenlänge zu Schiffslänge L_W/L [13].

Für eine Gesamtwellenhöhe von $\xi_W = 2 \cdot \xi_A = 2$ m lassen sich danach folgende Vertikalbewegungen des Schiffes ermitteln

Tauchamplitude z [m]						
V	L_W	L	$0,75 L$	$0,6 L$	$0,5 L$	$0,4 L$
10 km/h		$\approx 0,05$	0,22	0,25	0,12	0,07
16 km/h		$\approx 0,13$	0,25	0,26	0,12	0,05

Stampfamplitude Θ_A [m]						
V	L_W	L	$0,75 L$	$0,6 L$	$0,5 L$	$0,4 L$
10 km/h		$\approx 0,91$	0,58	0,37	0,66	0,4
10 km/h		$\approx 1,27$	0,55	0,21	0,54	0,26

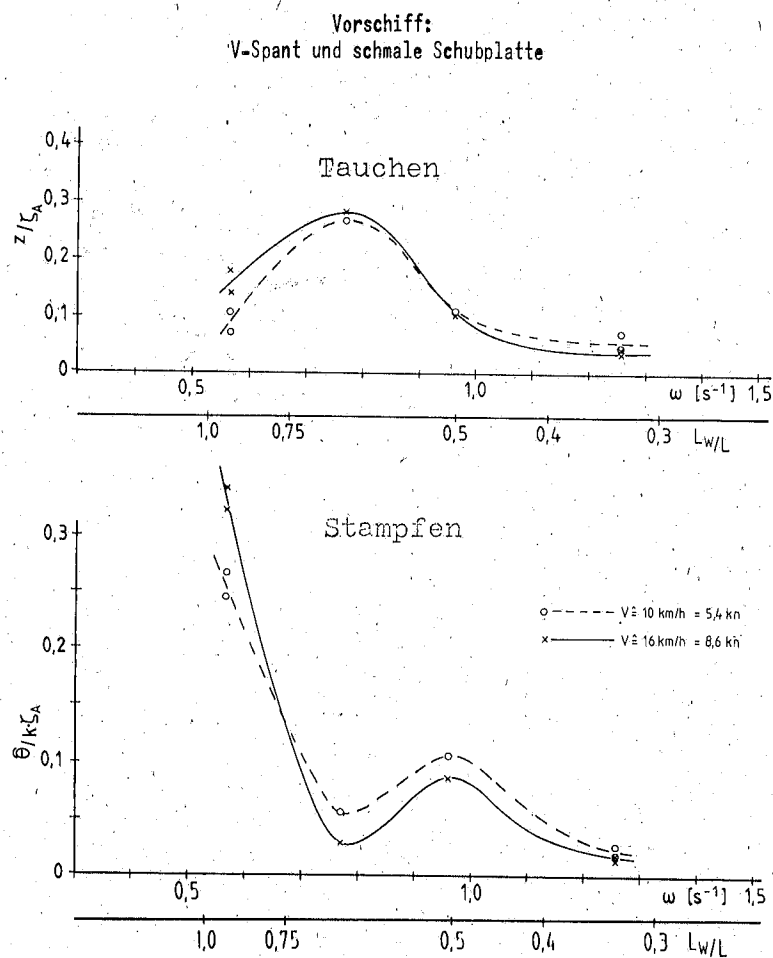


Abb. 12:
 Binnenschiff $L \approx 110 \text{ m}$; $T \approx 3,0 \text{ m}$
 Wassertiefe $h \approx 10,0 \text{ m}$
 See von vorn

Diese absoluten Größen halten sich in vertretbaren Grenzen. Das Maximum der Stampfbewegung liegt bei Wellenlängen, die größer als die Schiffslänge sind. Der genaue Punkt dafür ist jedoch noch nicht ermittelt worden.

Fazit der bisherigen Untersuchungen mit dem modifizierten Binnenschiff ist, daß die Seegangseigenschaften besser sind, als zunächst zu erwarten war.

3.3 Verwendung von Düsen

Die Heckformgebung und der Vortrieb eines für die Fahrt auf Binnengewässern ausgelegten Schiffes sind wegen der wassertiefenbedingten Begrenzung des Tiefgangs besonderen Bedingungen unterworfen. Durch den geringen Tiefgang ist es nicht möglich, die Propellergröße, auch wenn diese in konstruktionsmäßig aufwendigen Tunneln angeordnet wird, zu steigern, was dazu führt, daß die besonders bei großen- bzw. schiebenden Motorgüterschiffen erforderliche hohe Antriebsleistung über relativ kleine Propellerdurchmesser bei ungünstigen Anströmungsverhältnissen abgegeben werden muß. In der Regel ergeben sich hierdurch extrem hohe Propellerbelastungen mit dem Nachteil des geringen Propellerwirkungsgrads und der erhöhten Kavitations- und Schwingungsgefahr. Positive Auswirkungen auf Propulsionskenngrößen lassen sich bis zu gewissen Grenzen durch geeignete Formgebung der Schiffe und bei Zweischrauben-Anordnung mitunter auch durch Propellerdrehsinn, der in Abstimmung mit Heckform und Wassertiefe gewählt wird [14] erzielen. Unabhängig von diesen Maßnahmen bleiben jedoch die hohen Schubbelastungen und die damit verbundenen Nachteile meistens bestehen.

Das Problem wird weiterhin dadurch verschärft, daß stark schwankende Gewassertiefen und -breiten sowie veränderliche Schiffsgeschwindigkeiten infolge wechselnder Einsatzbedingungen eine entsprechende Anpassung der Propulsionsorgane erfordern.

Beträchtliche Vorteile in dieser Hinsicht lassen sich durch Anordnung der Propeller in Düsen erzielen. Bei gleichem Gesamtschub des Systems, Propeller und Düse, können in solchen Fällen die Antriebsleistungen gegenüber dem freien Propeller wesentlich vermindert und die Schubbelastung des Propellers günstig beeinflusst werden. Weitere Vorteile ergeben sich dadurch, daß die Düse eine Vergleichmäßigung des Nachströmfeldes bewirkt, während die Anströmungsgeschwindigkeit eines in Düse angeordneten Propellers weit weniger empfindlich gegen Änderungen der Schiffsgeschwindigkeit ist als dies bei einem freien Propeller der Fall ist. Dadurch ist auch seine Leistungsaufnahme relativ weniger abhängig von der richtigen Wahl der Propellersteigung.

Propulsionsmessungen, mit den in Abschnitt 3.1 dargestellten Einheiten als düsenlose Schiffe (mit Ausnahme von SEE II), sind bisher nicht durchgeführt worden. Genaue Angaben über Leistungsparsparnisse durch Propellerdüsen an diesen Motorgüterschiffen in verschiedenen Betriebsarten, nämlich alleinfahrend oder mit den Leichtern im Schub- bzw. Schleppverband, können daher nicht vorgelegt werden. Als Maß für die Wirksamkeit der Düse kann jedoch der Leistungsvergleich aus früheren Untersuchungen der VBD mit selbstfahrenden und schleppenden Typschiffen des Zentralvereins für Deutsche Binnenschifffahrt [15] und aus neueren Propulsionsmessungen mit Großmotorschiffen [16] benutzt werden.

Aus diesen wird beispielsweise der Vergleich für das $L \times B = 80,0 \times 9,5$ m große Typschiff „Johann Welker“ in 2-Schrauben-Ausführung, wobei als Anhang die früher im Einsatz befindlichen Rhein-Herne-Kanal-Kähne mit je 1045 t Ladefähigkeit untersucht wurden, in Abb. 13 oben gezeigt, während in Bildmitte der erzielbare Leistungsgewinn beim ($L \times B =$) 110,0 x 11,4 m Großmotorschiff wiedergegeben wird. Die Auftragungen in beiden Fällen bestätigen die bekannten Tendenzen, daß der Düsenvorteil mit steigenden Propellerbelastungen, d.h. bei steigender Leistung bzw. Anhanglast oder bei geringwerdender Bodenfreiheit auf flachem Wasser ständig zunimmt. Anhand dieser zahlenmäßigen Beispiele ist zugleich zu ersehen, daß die Leistungsersparnisse bei den üblichen Wassertiefen-Tiefgangsverhältnissen durchweg zwischen 20 und 30 % betragen und bei extremen Flachwasserbedingungen sogar noch höher liegen.

Nachdem die im vorhergehenden Abschnitt dargelegten Ergebnisse eine bedeutende Überlegenheit des Systems, Propeller und Düse, bei vergleichbaren Schiffen auf beschränkter Wassertiefe erkennen lassen, stellt sich die Frage, ob die Anwendung von Düsen an seegehenden Binnenschiffen auch bei Fahrt über See und auf tieferem Wasser günstige Resultate liefert, oder zumindest hierbei keine Schubnachteile zu erwarten sind.

Direkte Ergebnisse von Untersuchungen auf tiefem Wasser mit diesen oder ähnlichen Schiffen, bei denen die Düse im Tunnel angeordnet und dadurch nicht als Vollringdüse wirksam ist, liegen nicht vor. In Abb. 13 unten sind die bereits herangezogenen Resultate aus Propulsionsmessungen mit „Johann Welker“ und mit einem Großmotorschiff über das Wassertiefenverhältnis aufgetragen. Der Verlauf der Leistungsersparnisse zeigt erwartungsgemäß eine ständig abnehmende Charakteristik, deren angenommene Verlängerung zu tiefem Wasser hin jedoch noch erheblich positive Werte des Leistungsgewinns vermuten läßt. Mit einem Schub- oder Schlepp-Anhang dürfte der Gewinn noch höher ausfallen.

Ein weiterer vergleichbarer Fall in der Seeschifffahrt ist die Anwendung von Düsen bei großen Tankern, die Gegenstand einiger Untersuchungen gewesen ist. In [17] ist z.B. gezeigt worden, daß durch Ausrüstung solcher Tanker mit Düsen der Propulsionsgütegrad merklich verbessert wird. Die Abnahme der Wellenleistung durch diese Maßnahme gegenüber dem Schiff ohne Düse beträgt etwa 5 bis 8 % für den beladenen und 8 bis 12 % für den Ballastzustand. Eine nähere Betrachtung der einzelnen Propulsionskenngrößen zeigt, daß die Düse den Schiffseinflußgrad etwas verschlechtert, den Wirkungsgrad des Systems aber soweit erhöht, daß er nicht nur den erstgenannten Verlust kompensiert, sondern auch zu diesen Verbesserungen des summarischen Gesamtgütegrads führt. Die Verschlechterung des Schiffseinflußgrads $\eta_H = (1 - t)/(1 - w)$ ist vor allem auf die übermäßige Verringerung der Nachstromziffer durch die Düse in 1-Schrauben-Anordnung zurückzuführen.

Bei 2-Schrauben-Binnenschiffen mit Tunnelheck ist anzunehmen, daß die Verhältnisse etwas günstiger sind, weil in diesem Fall die flach ansteigenden und nach vorn geöffneten Tunnel allgemein eine gute Wasserzuführung zu den Propellern gewährleisten, so daß die Nachstromziffer und damit auch der Schiffseinflußgrad bereits ohne Düse relativ niedriger ist. Zugleich verhält sich der Schubanteil des Propellers in einer im Tunnel eingelassenen Düse anders, als wenn dieser in einer Vollringdüse arbeitet, wie z.B. im Freifahrtversuch oder an einem Tanker. In Abb. 14 werden solche Vergleichswerte sowie eine Gegenüberstellung der Wirkungsgrade am Beispiel eines 2-Schrauben-Schubboots in Tunnel-Ausführung gezeigt.

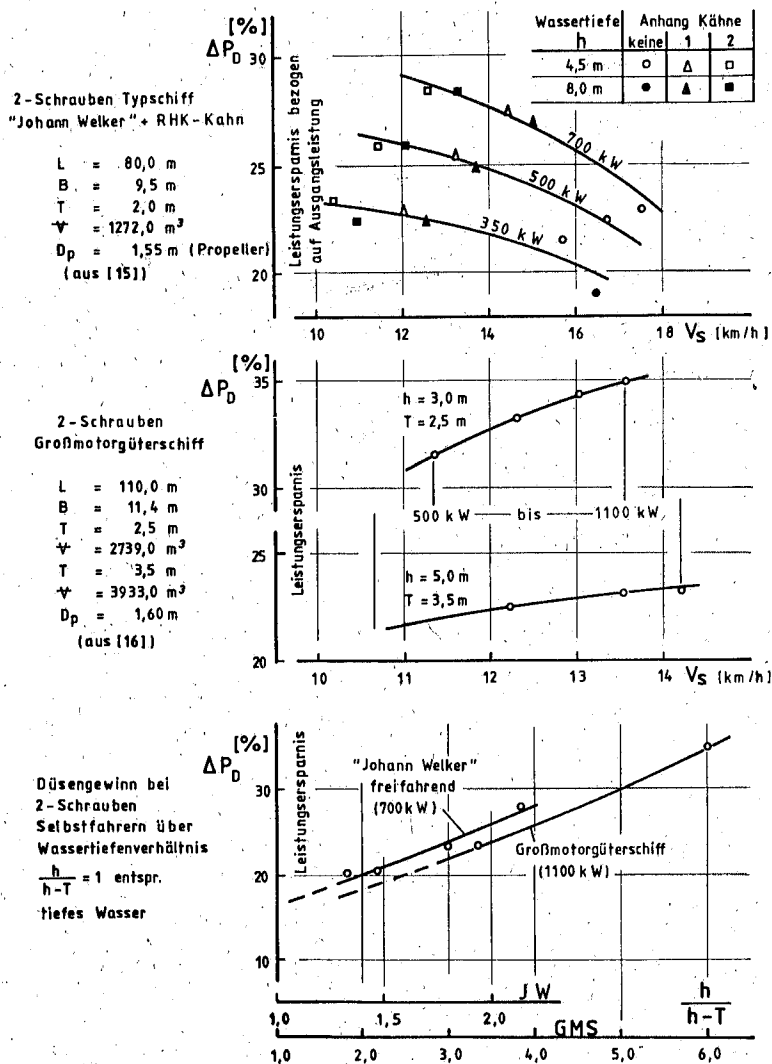


Abb. 13: Leistungsersparnisse durch Propellerdüsen

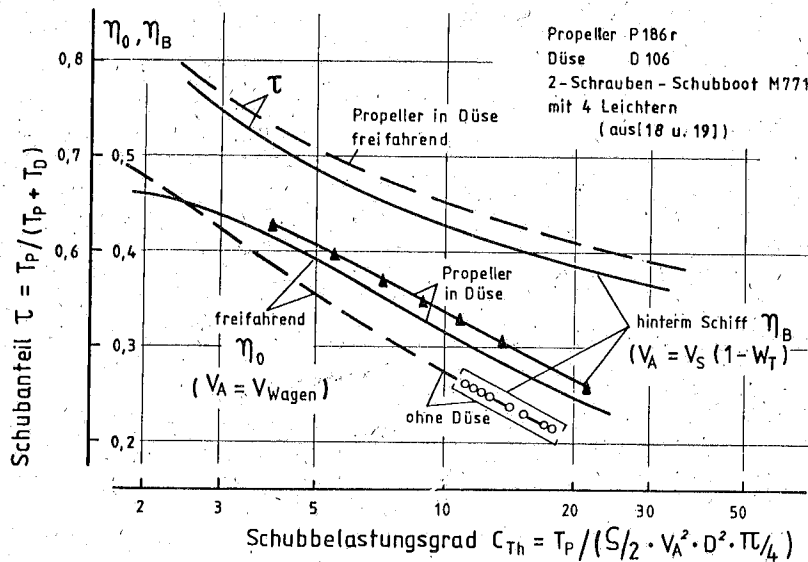


Abb. 14: Vergleich Propeller/Düse freifahrend und hinterm Schiff

Der quantitative Vergleich ist nicht ganz exakt, weil die Anströmgeschwindigkeit V_A des Düsenpropellers nicht bekannt und hier mit Hilfe des effektiven Nachstroms am Schiff ohne Düse berechnet worden ist. Qualitativ läßt sich jedoch feststellen, daß, bedingt durch den reibungsbehafteten Nachstrom, der Wirkungsgrad des Systems, Propeller und Düse, auch bei kleineren Schubbelastungen etwas günstiger ist als dies aus dem Vergleich der Freifahrtergebnisse zu entnehmen ist. Das günstige Abschneiden des Wirkungsgrads und der geringere Schubanteil des Propellers im System am Schiff ist auch in [17], dort jedoch als Funktion des abnehmenden Verhältnisses Diskfläche zu Düsenaustrittsfläche A_0/A_{EX} festgestellt worden. Im vorliegenden Fall kann hierbei der hinter dem Propeller heruntergezogene Tunnel (zur Vermeidung von Luftansaugen bei rückwärtsdrehendem Propeller) eine negative Auswirkung haben. Da die Tunnelumgebung der in Betracht gezogenen Binnenschiffe für Überseefahrt sich jedoch nicht wesentlich von den Schubbooten unterscheidet, dürften die höheren Wirkungsgrade, zumindest qualitativ, als übertragbar gelten und die in Abb. 13 unten angedeuteten Tendenzen bestätigen.

Eine weit verbreitete Anwendung der Düse ist in der Praxis trotz der damit erzielbaren Schubvorteile bisher zurückgeblieben, was damit zu begründen ist, daß bei der Fahrt auf Binnengewässern Düsen als störanfällig angesehen werden. Es besteht die Gefahr, daß sich im Wasser treibende oder von der Flußsohle aufgewirbelte Fremdkörper in die Düse hineinsaugen und zum Festklemmen des Propellers führen oder ihn beschädigen. Einen weiteren Punkt stellt der Rückwärtsschub dar, der in der Binnenschiffahrt wegen des Stoppvermögens von äußerster Bedeutung ist. Dieser wird bei einer herkömmlichen Düse

nicht so stark verbessert wie der Vorausschub. Bei seegehenden Schiffen können für den Fall des im Seegang austauchenden Hecks durch Slamming Düsen- bzw. Propellerschäden auftreten.

Die VBD hat im Rahmen eines langfristig verfolgten Themas zur Verbesserung des Düsensystems in bezug auf Rückwärtseigenschaften, einfachere Formgebung und Herstellungsmöglichkeiten sowie Erhöhung der Betriebssicherheit eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt und deren zum größten Teil positiven Ergebnisse in mehreren Mitteilungen veröffentlicht.

Als einfache Form mit hohem Rückwärtsschub hat sich die Standarddüse der VBD auch in der Praxis gut bewährt. In Abb. 15 wird so eine Düse gezeigt. Wirkungsgrad und Schub in Vorausrichtung sind weitgehend identisch mit den Werten für konventionell gestrakte Düsen. Der Wirkungsgradabfall im Maximum beträgt nur etwa 2 %. Dagegen ist der Rückwärtsschub bedeutend höher und beträgt je nach Schiffsform und Anordnung 68 – 77 % vom Vorwärtsschub.

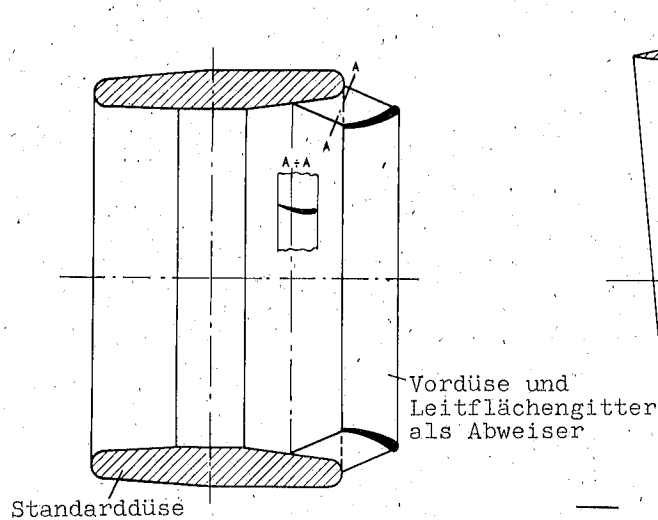


Abb. 15: VBD-Düse und Vordüse

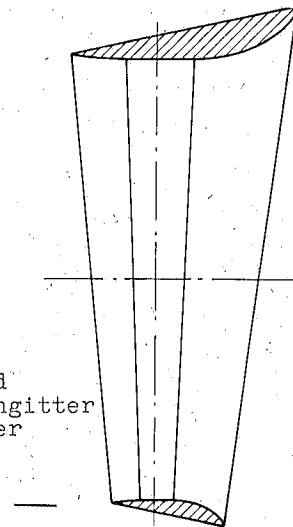


Abb. 16: Konische Düse

Zur Steigerung der Sicherheit gegen einschwimmende Fremdkörper bietet sich das in Modell- und Großausführung getestete System an [20 – 23], bei dem vor der Hauptdüse mit Propeller eine kleine Vordüse angeordnet wird (Abb. 15). Die Vordüse als sehr effektiver Abweiser, bei gleichzeitiger Erhaltung der vollen Düsenwirkung, verlängert das Düsensystem um nur etwa 20 %, ohne den Gesamtdurchmesser zu vergrößern. Mit einem Leitflächengitter, gebildet aus Befestigungsstegen im Spalt zwischen

Haupt- und Vordüse, erreicht das System im Bereich hoher Schubbelastungsgrade einen etwas höheren Wirkungsgrad als die normale Düsenausführung.

In bezug auf die Möglichkeiten zur Herabsetzung des Slamming-Effekts kann die sogenannte konische Düse mit in diesem Fall nach unten kontinuierlich gekürzter Profillänge und -dicke [20] hervorgehoben werden (Abb. 16). Der Wirkungsgrad im Bereich höherer Schubbelastungen ist naturgemäß geringer im Vergleich zu einer herkömmlichen Düse. Die Einbuße im Gewinn verhält sich etwa proportional zum fehlenden Profiltteil. Die konische Düse ist jedoch besser als z.B. die Lösungsmöglichkeit, aus dem unteren Profilring ein Segment herauszuschneiden, damit die Aufschlagfläche geringer wird [vgl. 20]. Die letzte Variante war auch kaum wirksam gegen einschwimmende Fremdkörper. Der Vorteil dieser Düse dürfte in der Vermeidung vom Ansaugen des Bodensandes liegen. Da die Enden am ausgeschnittenen Profilsegment jedoch die Gefahr von Schwingungen übermäßig erhöhen, sollte man diese Variante vermeiden. Es ist besser, für diesen Fall eine Bodenplatte als Sandabweiser anzuordnen.

S c h r i f t t u m

- [1] Siefert, W.: Über den Seegang in Flachwassergebieten. Mitteilungen des Leichtweiss-Instituts für Wasserbau der Techn. Univ. Braunschweig, 40, 1970
- [2] Rohde, H.: Die Forschungsarbeiten des KFKI. „Die Küste“, 34, 1979
- [3] Hasselmann, K. et al: Measurements of Wind-Wave Growth and Swell Decay during the Joint North Sea Wave Project (JONSWAP), Erg. Heft, Dt. Hydrogr. Z. (A) Nr. 12, 1973
- [4] Günther, H., Rosenthal, W., Weare, T. J., Worthington, B. A., Hasselmann, K. and Ewing, J. A.: A Hybrid Parametrical Wave Prediction Model. J. Geophys. Res., 84, 1979
- [5] Günther, H., Rosenthal, W. and Richter, K.: Application of a Parametrical Surface Wave Prediction Model to Rapidly Varying Wind Fields During JONSWAP 1973. J. Geophys. Res., 84, 1979
- [6] Ewing, J. A., Weare T. J. and Worthington B. A.: A Hindcast Study of Extreme Wave Conditions in the North Sea. J. Geophys. Res., 84, 1979
- [7] Golding, B. W.: A Depth Dependent Wave Model for Operational Forecasting. Proc. NATO Symposium on Turbulent Fluxes through the Sea Surface, Wave Dynamics, and Prediction. Plenum Publ. Co., New York, 1978
- [8] Shemdin, O., Hasselmann, K., Hsiao, S. V. and Herterich, K.: Nonlinear and Linear Bottom Interaction Effects in Shallow Water. Proc. NATO Symposium on Turbulent Fluxes through the Sea Surface, Wave Dynamics, and Prediction. Plenum Publ. Co., New York, 1978
- [9] Hebel, H.: „Binnenschiffahrt in Mündungs- und Küstengebieten Europas“. (Internationale Entwicklungen und ihre Auswirkungen auf den norddeutschen Küstenraum.) Zeitschrift HANSA, 113. Jahrgang, Nr. 5/1976
- [10] Schmidt-Stiebitz, H.: „Untersuchung von Ellipsoidformen zwecks Widerstandsverminderung von Flachwasserschiffen“. Forschungsbericht Nr. 1590 des Landes Nordrhein-Westfalen

- [11] Hartung, F.: „Die technische Entwicklung der Binnenschifffahrt in Rußland“. Veröffentlichung des Bundesverkehrsministeriums 1960
 - [12] „Standardisierung und Nominierung von Schubleichtern“. Stellungnahme Nr. 17 der nautisch-technischen Kommission der Arbeitsgemeinschaft der Rheinschifffahrt e.V., 1970
 - [13] Proceedings of the Fourteenth International Towing Tank Conference. Vo. 4, Ottawa, Sept. 1975
 - [14] Heuser, H.: Einfluß des Propeller-Drehsinns auf den Leistungsbedarf von 2-Schrauben-Düsen-schiffen der Binnenschifffahrt. Schiff und Hafen, Heft 10/1971
 - [15] Helm, K.: Modellversuche im Strömungskanal für schleppende Motorschiffe vom Typ „Johann Welker“ als Ein- und Zweischauber, mit und ohne Propellerdüsen. Schiff und Hafen, Heft 6/1960
 - [16] Nussbaum, W.: Modellversuche, vergleichende Auswertung und Berechnungen für den Linien-entwurf optimaler Großmotorschiffe zum Einsatz auf dem Rhein. VBD-Bericht (1. Arbeit)
 - [17] van Manen, J. D., Oosterveld, M. W. C.: Weitere Ergebnisse systematischer Versuche mit Düsen-schrauben. Schiffstechnik, Band 20/1973
 - [18] Luthra, G.: Untersuchung der Nachstromverteilung eines im Verband schiebenden Schub-bootes in Pontonform. Hansa, Nr. 18, September 1974
 - [19] Luthra, G.: Einwirkung der Ruderprofildicke und des Anstellwinkels in Vorausfahrt der an Schubbooten anzubringenden Flankenruder auf Sogziffer und Antriebsleistungsbedarf. Schiff und Hafen, Heft 19/1979
 - [20] Schmidt-Stiebitz, H., Luthra, G.: Untersuchung selbstabweisender Propellerdüsen. Schiff und Hafen, Heft 9/1970
 - [21] Luthra, G.: Untersuchungen der Maßnahmen zur Verbesserung der Betriebssicherheit von Düsenpropellern. Schiff und Hafen, Heft 6/1977
 - [22] Schäle, E.: Naturgroße Untersuchung selbstabweisender Propellerdüsen. VBD-Druck 8/1977
 - [23] Schneekluth, H., Luthra, G.: Weiterentwicklung von Düsensystemen für Flachwasserschiffe Zeitschrift für Binnenschifffahrt und Wasserstraßen, Heft 3/1977
-

Die verwendeten Symbole entsprechen – soweit nicht anders vermerkt – den ITTC-Vorschlägen.