

Schaffran

MODELLVERSUCHS- u. PROBEFAHRTSERGEBNISSE
der
MONOPOL-SCHLEPPER
DES RHEIN-WESER-KANALS

Von
KARL SCHAFFRAN

Berlin 1917
Zeitschrift „Schiffbau“
Buchdruckerei Strauß A.-G.

2546

G 66
17

Schiffbau

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000301638

MODELLVERSUCHS- u. PROBEFAHRTSERGEBNISSE

der

MONOPOL-SCHLEPPER

DES RHEIN-WESER-KANALS

Von

KARL SCHAFFRAN

[2.10.17]

Berlin 1917

Zeitschrift „Schiffbau“

Buchdruckerei Strauß A.-G.



x
2546

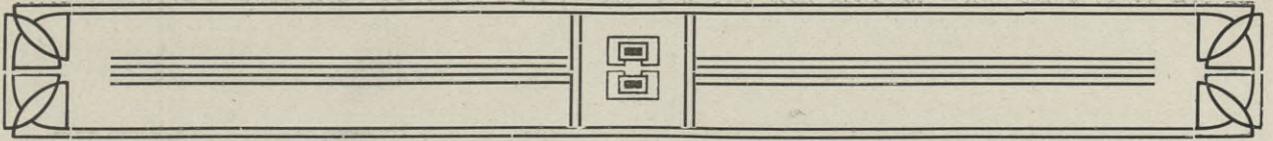
CG 54.152^a



III 16659

INHALTSANGABE

	Seite
1. Grundlagen für die Konstruktion der zu beschaffenden Schlepper	1
2. Systematische Modellversuche mit gesetzmäßig voneinander abgeleiteten Schlepperschrauben	4
3. Anwendung der Ergebnisse für ein bestimmtes vorliegendes Projekt	12
4. Vergleich der typischen Schlepperpropeller der Serie „M“ mit den gewöhnlichen Schiffsschrauben der Serie „A“ durch Standproben	27
5. Einfluß der Tauchung der Schrauben auf die Tourenzahl und den Wirkungsgrad	30
6. Auswertung der Versuchsergebnisse, Schleppermodell mit Schrauben	33
7. Die relativen Wertigkeiten der Propellerkonstruktionen und Anordnungen der ersten Versuchs-Serie	39
8. Konstruktionsverhältnisse und Probefahrtsergebnisse der ersten Serie von Monopolschleppern	57
9. Modellversuche zur Ermittlung des schädlichen Einflusses der Schrauben auf die Kanalsole bei verschiedenartigen Konstruktionen und Anordnungen	65
10. Schlußversuche mit Modellschrauben verschiedenen Systems	71
11. Hauptergebnisse der Versuche	86
12. Rentabilitätsrechnung	97



Bei der Beschaffung der sogenannten Monopolschlepper, welche nach dem Wasserstraßengesetz vom 1. April 1905 einen einheitlichen staatlichen Schleppbetrieb auf dem Rhein-Weser-Kanal aufrecht erhalten sollten, war das Bestreben der maßgebenden Stelle gleich von vorneherein darauf gerichtet, nach Erprobung verschiedenartiger Fahrzeuge dieses Typs und nach Vornahme eingehender Modellversuche möglichst bald einen den örtlichen Verhältnissen angepaßten Normal-schlepper herauszubilden, der in technischer und wirtschaftlicher Beziehung den Anforderungen des Betriebes in solchem Maße entsprach, daß eine serienweise Ausschreibung desselben vertreten werden konnte. Die Widerstandsversuche von Haack mit Schleppkähnen auf dem Dortmund-Ems-Kanal und die im Anschluß daran von Baurat Thiele in der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin ausgeführten Modellversuche hatten genügenden Aufschluß darüber gegeben, unter welchen Bedingungen ein ökonomischer Schleppbetrieb mit den üblichen Lastzügen auch im Profil des Rhein-Weser-Kanals erfolgen konnte. Hieraus ergaben sich im wesentlichen bereits die

Grundlagen für die Konstruktion der zu beschaffenden Schlepper.

Da die einzelnen Schleppzüge sich nach Möglichkeit nicht überholen sollten, so wurde eine einheitliche Geschwindigkeit von $4\frac{1}{2}$ bis 5 km/stde. festgelegt, für welche bei einem Anhang von 2 Lastkähnen mit insgesamt 1500 t Ladung ein nußbarer Trossenzug von 1450–1800 kg und eine Maschinenleistung der Schlepper von 120–150 IPS vorzusehen waren. Zu diesen Konstruktionsbedingungen traten noch die Anforderungen, die an die betreffenden Fahrzeuge mit Rücksicht auf den schädlichen Einfluß der Schraube auf die Kanalsole gestellt werden mußten. In der richtigen Erkenntnis, daß es eigentlich noch nicht die Schraube an sich, sondern erst das hinter derselben angeordnete Ruder ist, welches durch

seine ablenkende Wirkung auf den rotierenden Propellerstrahl die unerwünschte Profilveränderung der Schiffahrtskanäle verursacht, waren bekanntlich von Dr. Gebers für die Einschraubenschlepper statt der üblichen Einzelruder seitlich und hinter dem Propeller angebrachte Doppelruder empfohlen worden. Letztere hatten bei den ausgeführten Probeschleppern, von denen einer dieser Art in Abb. 1 dargestellt ist, den angestrebten Zweck auch im allgemeinen erfüllt, wiesen aber noch den Nachteil ihrer leichten Beschädigungsmöglichkeit an den Kanalböschungen auf. Anregungen von anderer Seite gingen darauf hinaus, das durch ein breites Heck gut geschützte Einzelruder beizubehalten und zur Vermeidung der Spülwirkung der Schraube die Entfernung derselben von der Kanalsole dadurch zu vergrößern, daß man bei gleichem Tiefgang des Schleppers einen Propeller von verhältnismäßig kleinem Durchmesser in einem tunnelartig ausgebauten Heck nach Art der Abb. 2 möglichst hoch lagerte, eine Anordnung, welche zwar ebenfalls im Modell untersucht wurde, gegen welche aber schon von vorneherein der zu erwartende schlechtere Schraubewirkungsgrad sprach. Ganz im Gegensatz dazu wurde auch die Ansicht vertreten, daß gerade eine möglichst große bis zur Kielsole reichende und evtl. noch in einem schwach ausgebildeten Tunnelheck eingebaute Schraube nach Art der Abb. 3 durch die kleinere Beschleunigung der bewegten Wassermasse eine geringere Beschädigung der Kanalsole verursachen und dabei den weiteren Vorteil eines besseren Wirkungsgrades zur Folge haben müßte. Der gleiche Zweck würde sich naturgemäß in noch höherem Maße bei Wahl von Doppelschrauben erreichen lassen, die an sich kleinere Durchmesser, aber zusammen ein größeres Diskareal erhalten könnten, so daß auch eine derartige Ausführung bei frei vom Schiff gelagerten oder ebenfalls tunnelartig nach Abb. 4 eingebauten Propellern in Frage kam. Letztere Anordnung schien anfangs vom rein technischen Standpunkte aus alle gestellten Anforderungen am besten zu erfüllen, besonders deswegen, weil auch

die Ablenkung des Schraubenstrahles bei einem mittschiffs angebrachten Einzelruder in ähnlicher Weise vermieden werden könnte, wie dies bei den Einzelschraubenschiffen durch die Doppelruder der Fall war. Die höheren Bau- und Betriebskosten

untersucht, die den Zweck verfolgten, den Schraubenstrahl durch mechanische Mittel von der Kanalsohle abzulenken. Die bekannte Anordnung einer Platte an der unteren Kante des Ruders von Geheimrat Flamm ist in Abb. 5 und die Anbringung

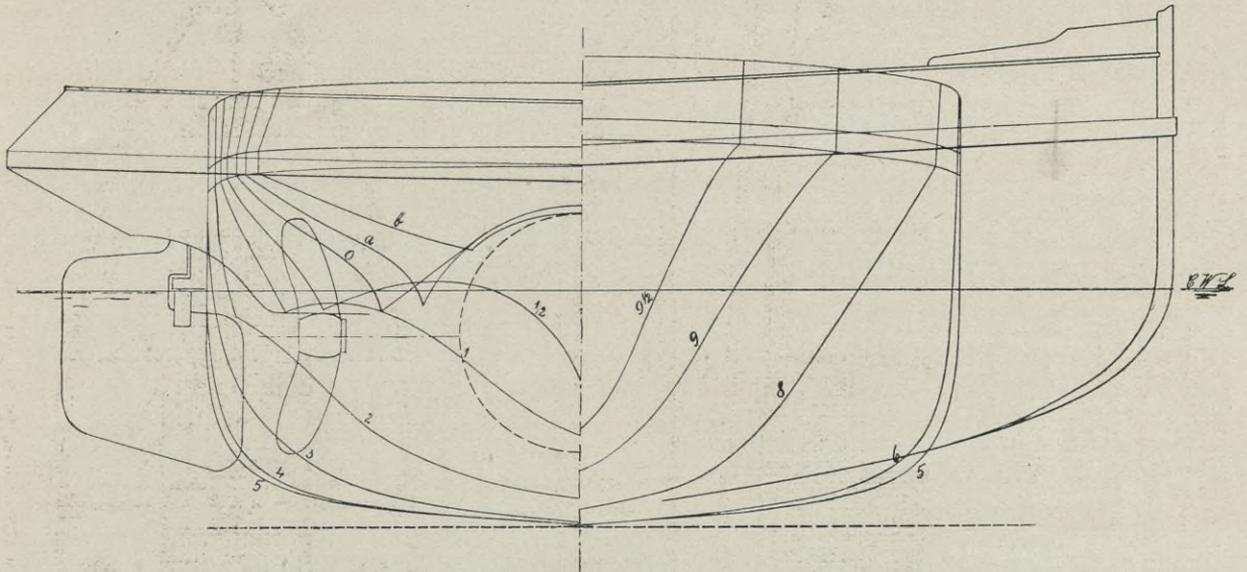


Abb. 2. Schlepper mit einer in stark ausgebildetem Tunnelheck hoch gelagerten Schraube

jedoch, welche diese Doppelschraubenschlepper infolge der Unterteilung der Maschinenanlage verursachen und die exponierte Lage der Propeller, die zu Beschädigungen an den schrägen Kanalböschungen führten, ließen es trotz ihres besse-

einer Leitschaukel unter einem Gegenpropeller von Dr. Wagner in Abb. 6 zur Darstellung gebracht.

Wenn die in obigem erörterten Gesichtspunkte und Bestrebungen, einen möglichst sicheren Schuß der Kanalsohle zu erreichen, für die Festlegung

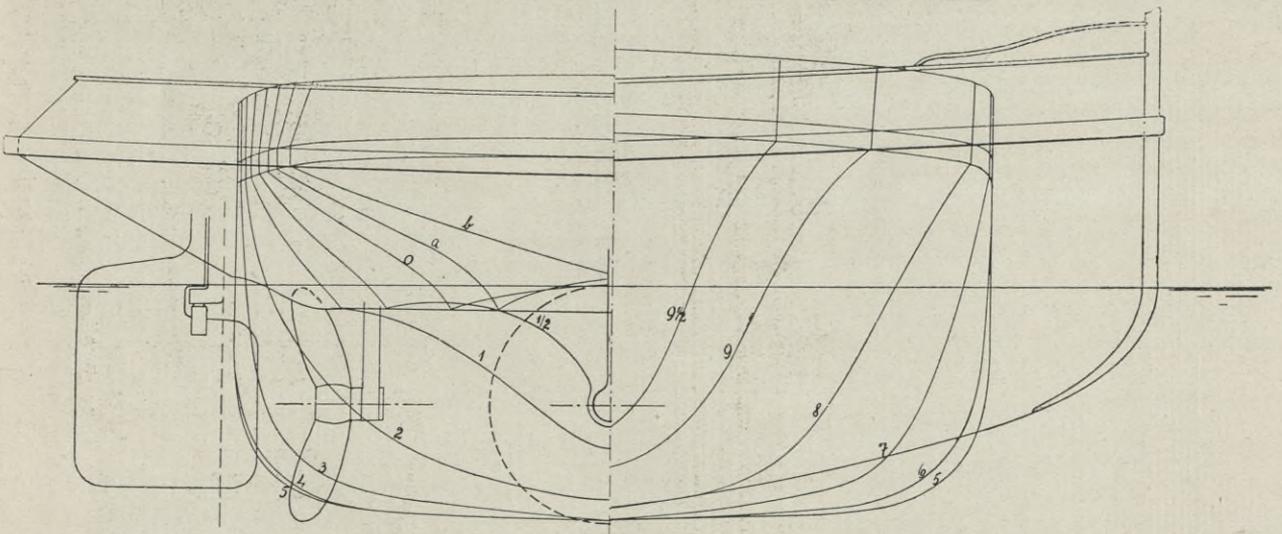


Abb. 3. Schlepper mit einer in schwach ausgebildetem Tunnelheck untergebrachten großen und bis zur Kielsohle tauchenden Schraube

ren Wirkungsgrades wünschenswert erscheinen, bei den serienweisen Ausschreibungen in erster Linie doch wieder die Einschauber zu berücksichtigen. Für diese wurden zum Schluß noch verschiedene Vorrichtungen in Vorschlag gebracht und sowohl im Modell als auch an ausgeführten Schleppern

des zu wählenden Normalschleppers auch eine große Rolle spielten, so war es neben der Betriebssicherheit in erster Linie doch die Wirtschaftlichkeit, die für die endgültige Konstruktion den Ausschlag gab. Diese Hauptfrage konnte für die verschiedenen in Betracht kommenden Typen na-

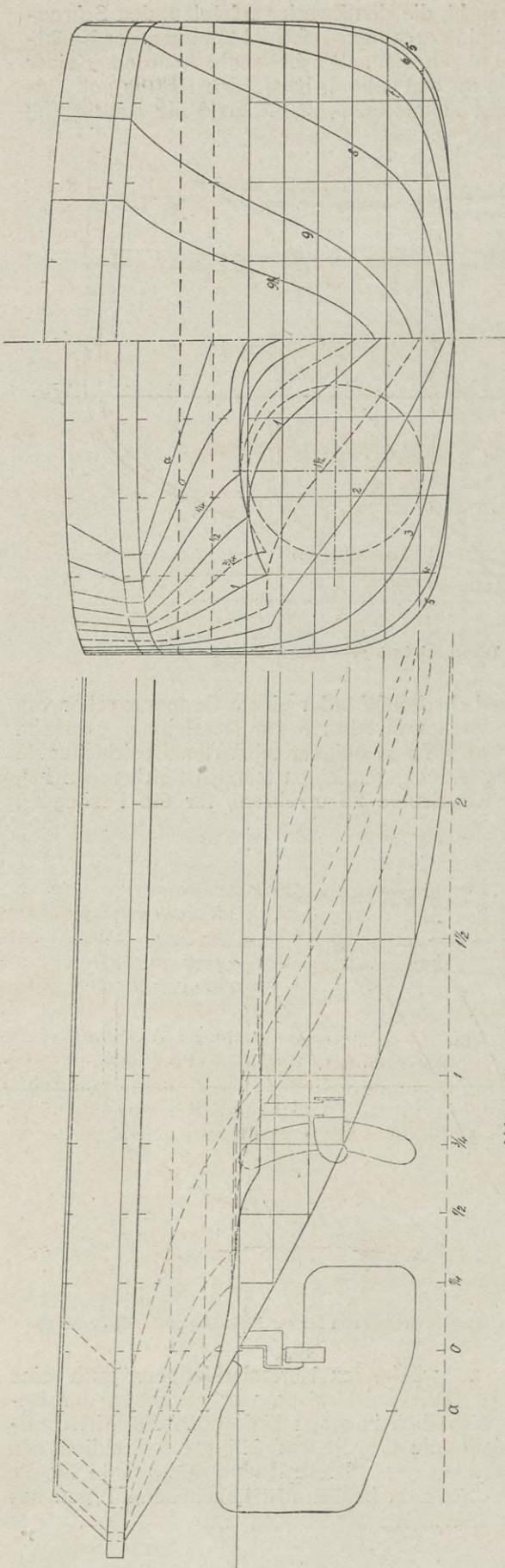


Abb. 4. Doppelschraubenschlepper mit hoch gelegenen und tunnelartig ein-ebauten Propellern

turgemäß nur dann einwandfrei entschieden werden, wenn genaue Unterlagen über die Abhängigkeit des Wirkungsgrades der Schrauben einerseits von ihren Hauptdimensionen, insbesondere von dem statthafter Durchmesser, andererseits von der Art ihres Einbaus am Schiff als freiliegende Einzelschraube, hoch oder tief angebrachte Tunnel-schraube, Doppelschraube, Schraube mit Gegenpropeller oder mit Leitblechen für den Sohlen-schuß usw. zur Verfügung standen. Um hierfür die erforderlichen Vergleichsdaten zu gewinnen, wurden daher, gemäß dem Grundsatz der Versuchs-technik, jedes Element zunächst für sich allein zu prüfen, in der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin eingehende

Systematische Modellversuche mit gesezmäßig voneinander abgeleiteten Schlepperschrauben

bewährter Konstruktion vorgenommen, die in folgendem erörtert werden sollen. Aus den Ergebnissen mit gewöhnlichen dreiflügeligen Schiff-schrauben einer Serie „A“, welche auch für die besonderen Zwecke von Schlepperpropellern aus-gewertet und veröffentlicht worden waren*), ließen sich bereits die Schlußfolgerungen ziehen, daß für die hohen Belastungsgrade, wie sie für die betreffenden Monopolschlepper vorlagen, Schrauben von großem Durchmesser, kleinem Steigungsverhältnis und hohem Verhältnis des projizierten Flügelareals zur Diskfläche A_p/A die günstigsten Wirkungsgrade erwarten lassen müßten. Die Propeller der Serie „A“ waren mit Rücksicht auf ihren Zweck in ihrem Flächenver-hältnis aber noch nicht über $A_p/A = 60\%$ gesteigert worden, so daß Ergebnisse über die in der Praxis vielfach üblichen ganz völligen Schlepperschrauben noch nicht vorlagen. Infolgedessen wurde bei den in Frage kommenden Versuchen von einer den sogenannten Buckauer Schrauben nachgebildeten Serie „M“ ausgegangen, deren Grundpropellermodell Nr. 7, aus welchem alle übrigen gesezmäßig abgeleitet wurden, in Abb. 7 dargestellt ist.

Dasselbe hatte, auf die Einheit von 1 m Durch-messer bezogen, folgende Konstruktionsverhältnisse:

D = äußerer Durchmesser . . . = 1 000 mm

d = Nabendurchmesser . . . = 200 „

H = (konstante) Steigung . . . = 1 200 „

$h = \frac{H}{D}$ = Steigungsverhältnis . . = 1,2

A_a/A = Verhältnis des abgewickelten Flügelareals zur Diskfläche . = 0,872

A_p/A = Verhältnis des projizierten Flügelareals zur Diskfläche . = 0,756

z = Anzahl der Flügel . . . = 3

δ_a = größte Flügeldicke am Umfang = 7,5 mm

*) Vergl. „Systematische Propeller-Versuche 1916“ des Verfassers (Verl. Strauß-Berlin).

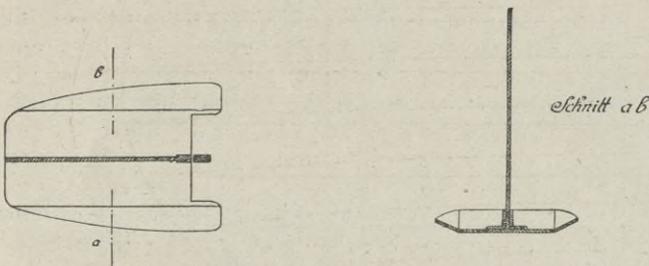
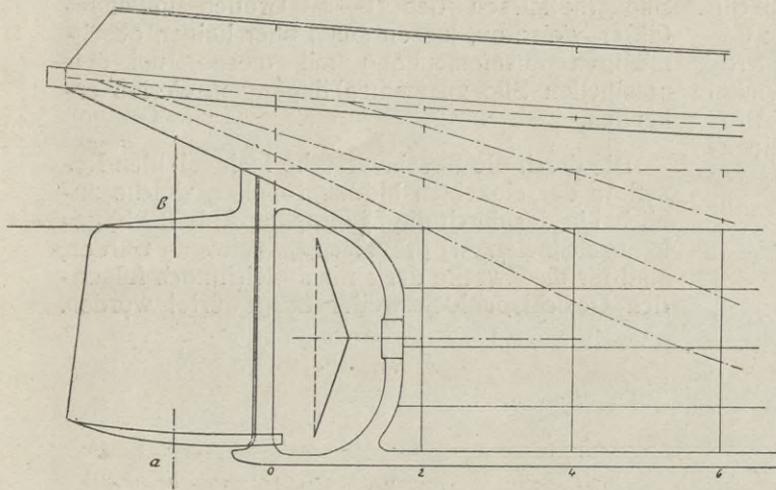


Abb. 5. Schlepper mit Sohlenschußplatte am Ruder

Die Erzeugende der Propellerdruckseite war geradlinig und unter 8° zur Drehachse nach hinten geneigt.

Aus diesem Grundpropellermodell Nr. 7 wurden unter genauer Einhaltung aller sonstigen Konstruktionsverhältnisse, insbesondere der Flügelform und des abgewickelten Flügelareals weitere Propeller mit anderen (ebenfalls konstanten) Steigungen systematisch abgeleitet und nach der in der Königl. Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau, Berlin, üblichen Methode, welche bereits in den „System. Prop.-Vers. 1916“ S. 2 ausführlich dargestellt worden ist, zunächst für sich

allein, d. h. ohne Schiffsmodell in einer Tiefe der Wellenmitte unter der Wasseroberfläche gleich dem Propellerdurchmesser $D = 150$ mm bei der konstanten Fahrgeschwindigkeit von $0,83$ m/sec. unter Einhaltung verschiedener Tourenzahlen untersucht. Die Diagramme der Ergebnisse sind (nur beispielsweise) für die Propeller 7, 8 und 9 in Abb. 8—10 in Form der Schubkonstanten

$$c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^2},$$

der Momentenkonstanten

$$c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3}$$

und des Propellerwirkungsgrades

$$\eta_p = \frac{S \cdot V_e}{2 \pi n M}$$

als Funktion des nominellen (tatsächlichen Slips)

$$s_n = \frac{nH - V_e}{nH}$$

graphisch aufgetragen.

Hierin bedeuten:

S = Propellerschub in kg;

M = Propellerdrehmoment in mkg;

n = Tourenzahl pro Sekunde;

D = Durchmesser in m;

H = nominelle (konstante) Steigung der Flügeldruckseite in m;

V_e = Fahrgeschwindigkeit des Propellers in m/sec. gleich nomineller Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller beim Arbeiten desselben hinter dem Schiff, gleich Schiffsgeschwindigkeit, vermindert um den Nachstrom.

Außer den bereits erwähnten Konstanten sind in den Diagrammen Abb. 8—10 noch die Werte von $(1 - s_n)$ eingetragen, welche einen ungefähren Maßstab für die Beurteilung des Wirkungsgrades eines bei hohen Slipverhältnissen arbeitenden Pro-

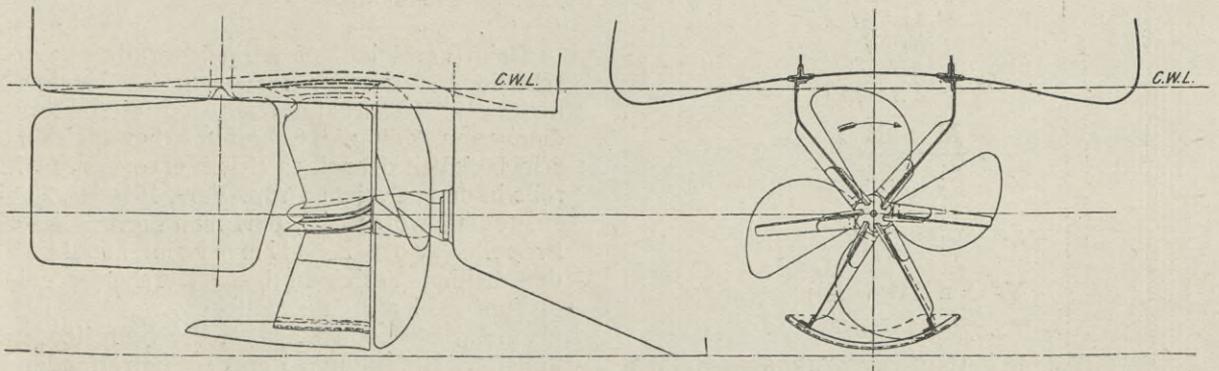


Abb. 6. Sohlenschußplatte am Gegenpropeller

pellers liefern würden, wenn die vielfach übliche (fälschliche) Annahme begründet wäre, daß die Beziehung zwischen Drehkraft am Radius 1 zum Propellerschub S bei großem Zustrom-(Slip-)Winkel des eintretenden Wassers zur Ebene des Propellerblattes unter Vernachlässigung des Eigenwiderstandes des letzteren und jedweder anderen Verluste, durch einfache Kräftezerlegung annähernd mit dem Verhältnis $\frac{H}{2\pi}$ eingesetzt werden darf:

Slipverhältnissen den $(1-s_n)$ -Graden in ungefährer Weise an, lassen sonst aber keinen gesetzmäßigen Zusammenhang mit diesen, mit dem nominellen Slip zusammenhängenden Werten erkennen.

Die durch die Bassinversuche festgestellten Resultate der einzelnen Modellpropeller, welche zunächst in der durch die Diagramme Abb. 8–10 gekennzeichneten Art graphisch aufgetragen wurden, sind für die Zwecke der Praxis gleich nach folgenden Gesichtspunkten weiter ausgewertet worden.

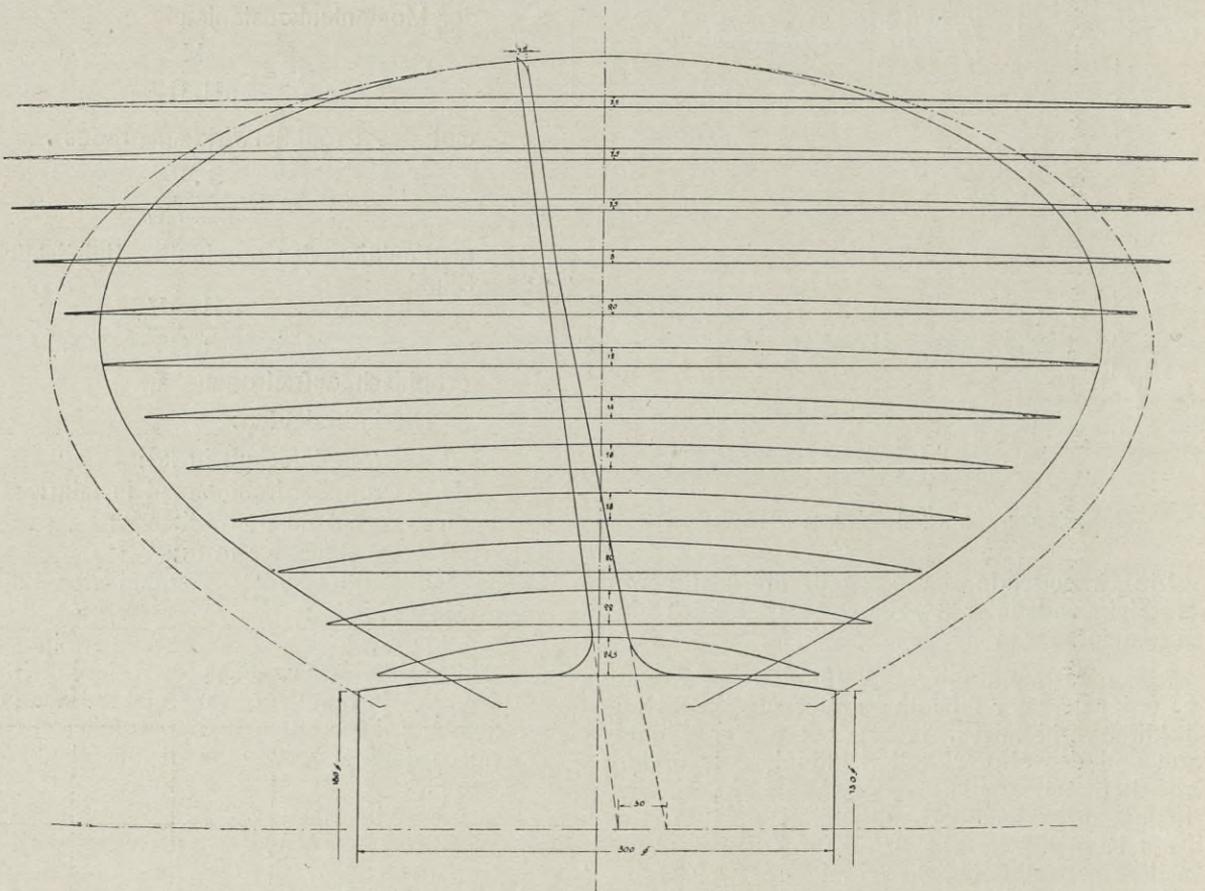


Abb. 7. Dreiflügliges Grundpropellermodell Nr. 7 der Serie „M“

$D = 1000$
 $H/D = 1,2$
 $A_a/A = 0,872$
 $A_p/A = 0,755$

$$\eta_D = \frac{S \cdot V_e}{2 \pi n M};$$

$$\frac{M}{S} = \frac{H}{2\pi};$$

$$\eta_D = \frac{V_e}{n H};$$

$$V_e = n H (1 - s_n);$$

$$\therefore \eta_D = 1 - s_n.$$

Wie aus dem Verlauf der Wirkungsgradkurven η_D zu ersehen, passen sich jene nur bei den hohen

Beim Vergleich der Wirkungsgrade zweier verschiedener Propeller für einen bestimmten vorliegenden Konstruktionsfall sind die ersten Bedingungen, daß die Schrauben bei gleicher Geschwindigkeit denselben Schub erzeugen. Wie bereits in den „System. Prop.-Vers. 1916“ S. 28 näher ausgeführt worden ist, darf man hierbei bei einem Propeller von bestimmtem Modell von den beiden Variablen $D =$ Durchmesser und $n =$ Turenzahl nur eine festlegen, womit die andere eindeutig bestimmt ist, d. h. der betreffende Propellerschub S kann bei der betreffenden Geschwindigkeit V_e sowohl mit einer Schraube von

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

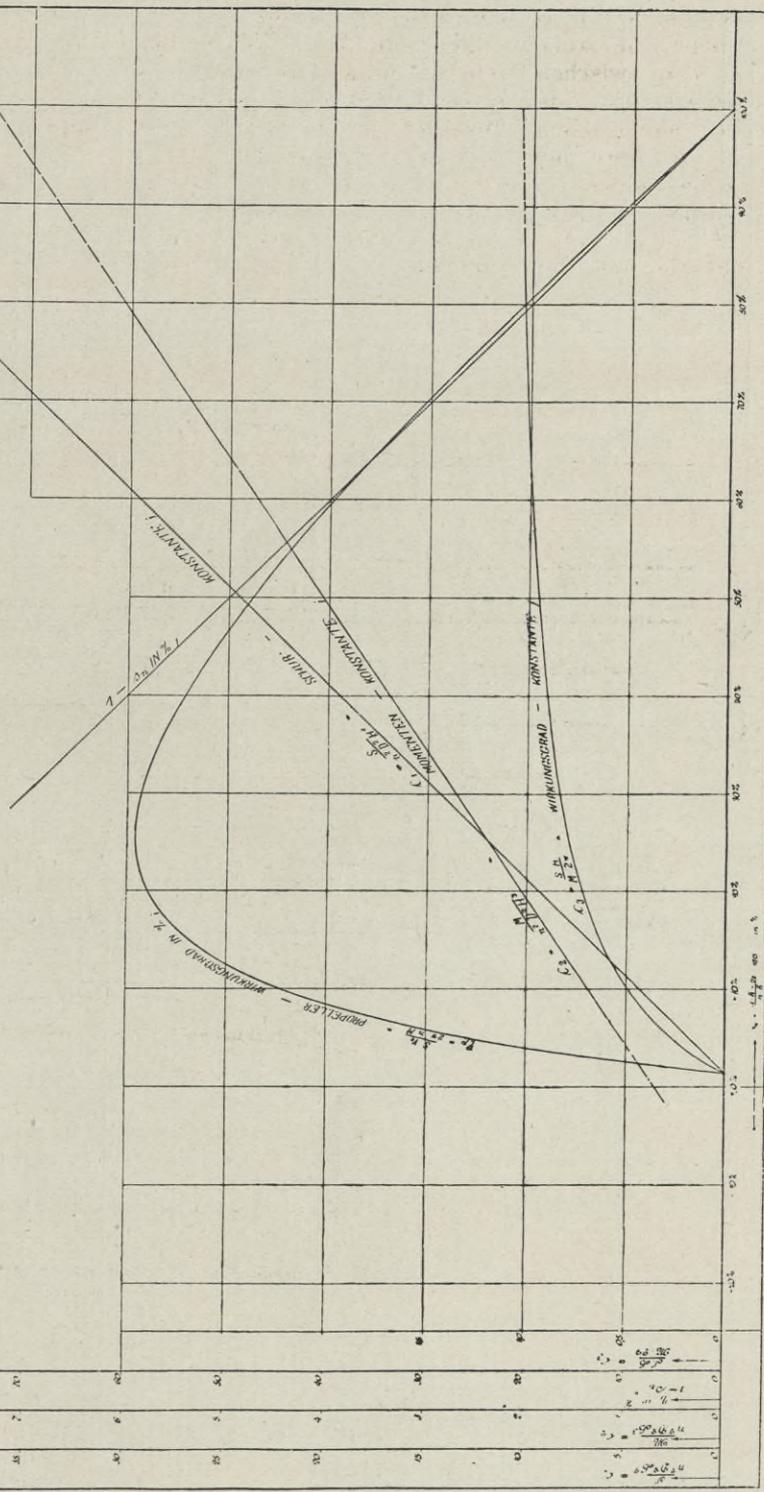
Propeller-Modell 7
Haupt-Modell 30
Hilfsmaschine Essen

Versuche mit freiführendem Modell-Propeller.

Schritzfrequenz konstant, 0,83 m/sec.
Wasser Tiefe 1,80 m, 1/3 D unter Wasser

Drehzahl des Modells-Propellers Nr. 7.

D. äußerer Durchmesser	180 mm	70
d. innerer Durchmesser	102	92
H/D mittlere Steigung (Blatt) / Spindelmesser	77	77
H/D äußere Steigung	0,785	
H/D abgewinkeltes Blatt-Endprofil - axial	0,872	
H/D propellerartiges Blatt-Endprofil - axial	0,755	
S. Anzahl der Blätter	3	



großem Durchmesser und niedriger Turenzahl wie mit einer solchen von kleinem Durchmesser und hoher Turenzahl erzielt werden.

Ist der Propellerdurchmesser gegeben (beschränkt), so liegt in obigem Falle ein ganz bestimmter Wert für den sogenannten Durchmesserbelastungsgrad

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$$

fest.

Führt man daher für die Versuchsergebnisse sämtlicher Modellpropeller der Serie „M“ mit den verschiedenen Steigungsverhältnissen $H/D = 0,6$ bis $1,4$ eine Auswertung bei gleichen Werten von

Abb. 8.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

Propeller-Modell Nr. 8 Versuch Nr. 102
 Aufgabe: Kanalbauströmung Essen

Versuche mit freiführendem Modell-Propeller.

Schiffschwindigkeit konstant, 0,83 m/sec.

Wichte Wasser 150 $\gamma_m = \frac{1}{4}$ D unter Wasser,

Daten des Modell-Propellers Nr. 8.

D , äußerer Durchmesser	150 mm	7)
d , innerer Durchmesser	102	12)
B , mittlere Breite	69	13)
A , Querschnitt	5,785	14)
A_1 , abgewinkeltes Fläch-Maß	5,772	15)
A_2 , projektiertes Fläch-Maß	6,810	16)
S , Anzahl der Flügel	3	17)

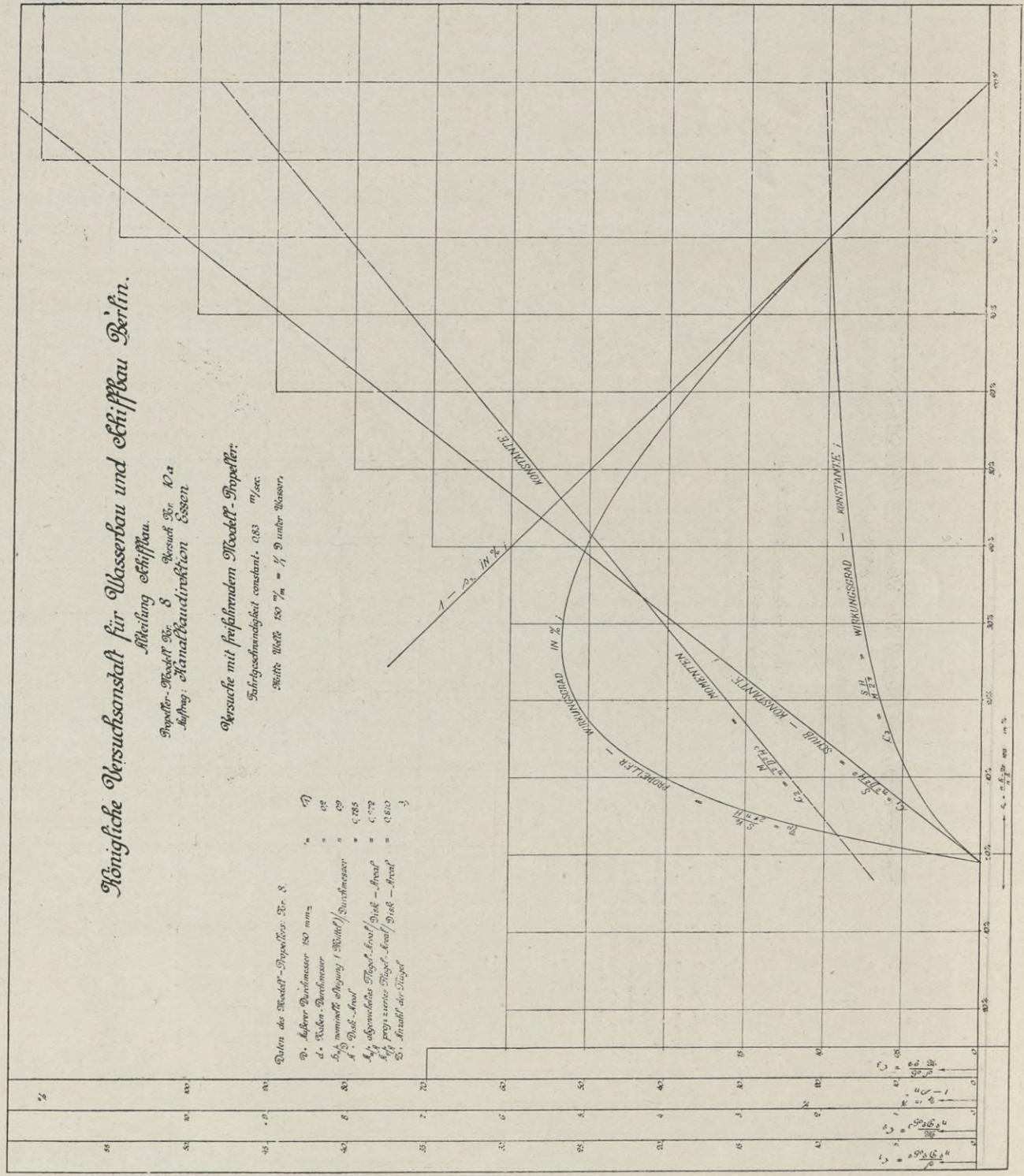


Abb. 9.

\sqrt{S} durch und trägt die Resultate, insbesondere $D \cdot V_e$ die Wirkungsgrade η_D und den nominellen Slip s_N , wie dies in den Diagrammen Abb. 11 geschehen ist, als Funktion dieses Durchmesserbelastungsgrades graphisch auf, so hat man einen un-

mittelbaren Vergleich der ganzen Propellerserie bei gleichem Schub S , gleicher Geschwindigkeit V_e und gleichem Durchmesser D und kann das für einen bestimmten Fall zweckmäßigste Steigungsverhältnis aus den Wirkungsgradkurven unmittelbar entnehmen. Außer dem Slip ist in den betreffenden Diagrammen noch

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

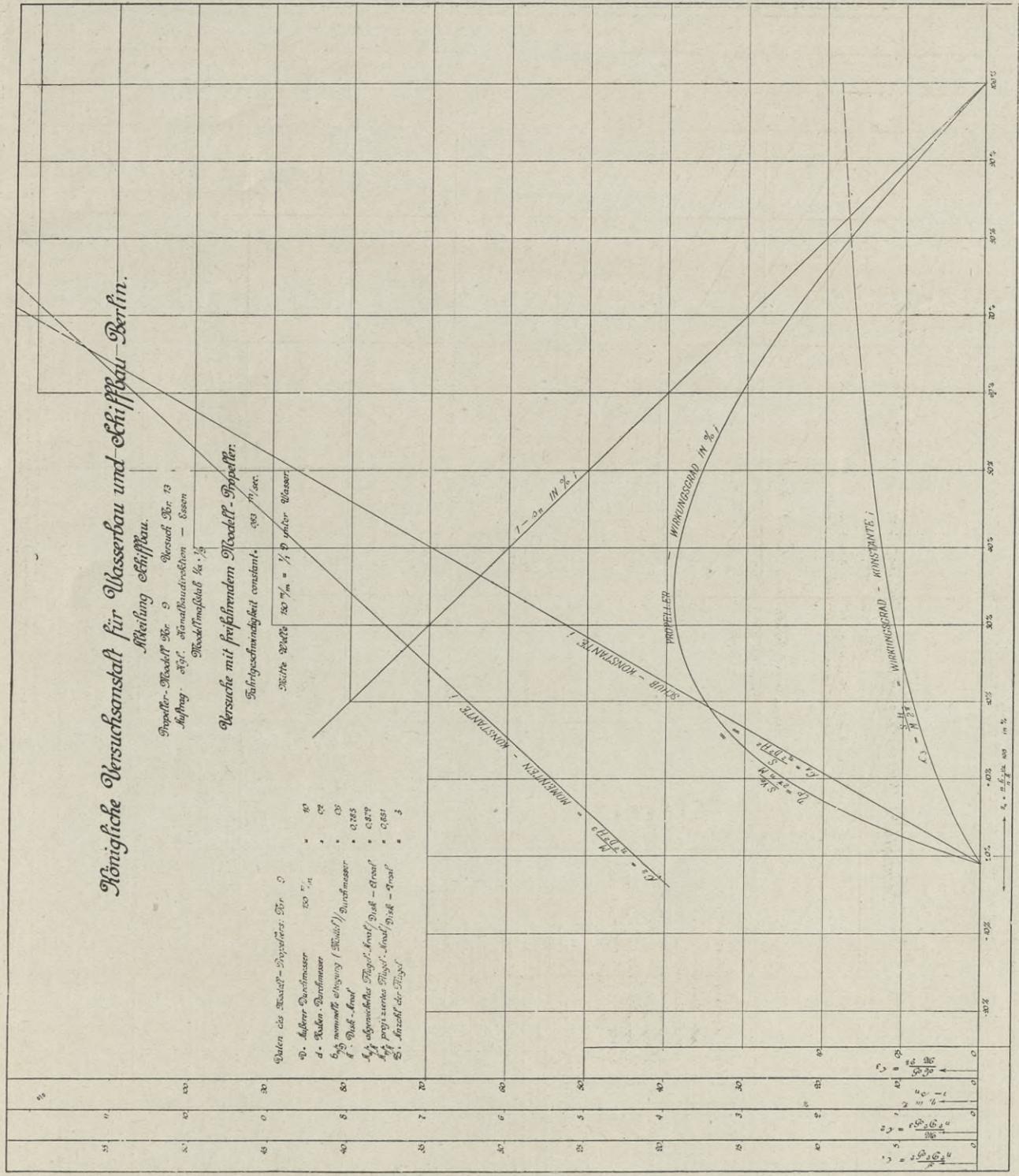
Propeller-Modell Nr. 9 Versuch Nr. 13
 Aufzug: 400 l. Stomachdruckrohr - Eisen
 Modellmaßstab $\frac{1}{4}$.

Versuche mit freifühendem Modell-Propeller:

Fortbewegungsgeschwindigkeit constant, 0,93 m/sec.
 Mittlere Tiefe 180 mm = $\frac{1}{4}$ D unter Wasser.

Daten des Modell-Propellers Nr. 9

- D. Äußerer Durchmesser 180 mm = 40
- d. Innerer Durchmesser 180 mm = 40
- b_1 vordere Legetiefe (Wahl) Durchmesser 0,05
- b_2 hintere Legetiefe (Wahl) Durchmesser 0,05
- h Blatt-Höhe 0,265
- h_1 vordere Legetiefe (Wahl) Blatt-Höhe 0,277
- h_2 hintere Legetiefe (Wahl) Blatt-Höhe 0,281
- z Anzahl der Blätter 3



eine Serie von Kurven der Werte $C_s = \frac{nD}{V_c}$ verzeichnet, welche den sogenannten Slipgrad darstellen und einen relativen Maßstab für das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit des Propellers zur Fortschrittgeschwindigkeit ergeben.

Aus dem Slipgrad kann schließlich auch bei dem betreffenden Belastungsgrad die Tourenzahl des gewählten Propellers pro Sekunde zu

$$n = C_s \cdot \frac{V_c}{D}$$

rechnerisch ermittelt werden.

Abb. 10.

Systematische Propellerversuche Serie III

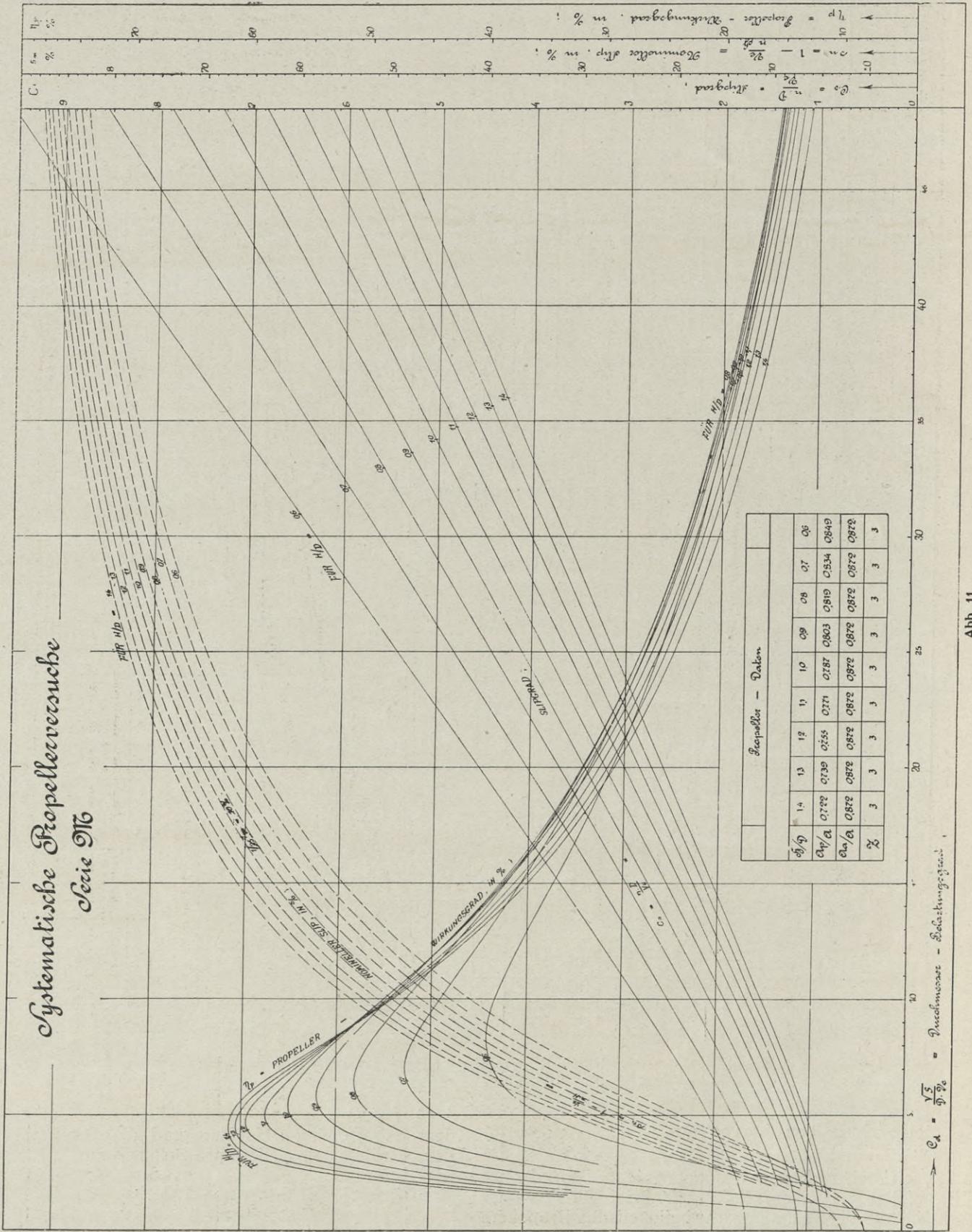


Abb. 11

Systematische Propellerversuche Serie III

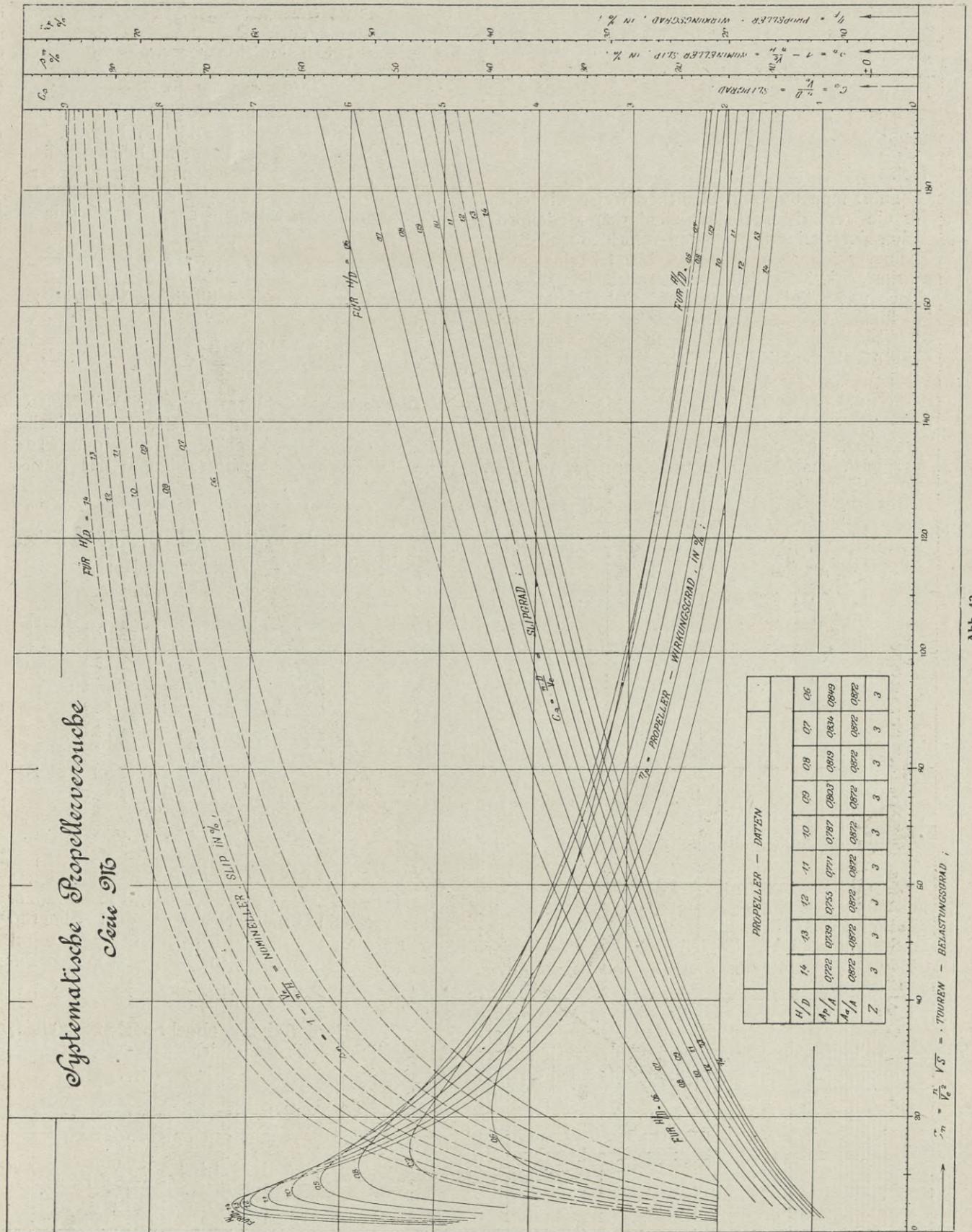


Abb. 12

Ist andererseits die Propellerturenzahl n gegeben, der Durchmesser D dagegen noch freigestellt, so liegt nach den Ausführungen in den „System. Prop.-Vers. 1916“ S. 42 ein ganz bestimmter Wert für den sogenannten Turenbelastungsgrad

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2}$$

fest.

Führt man daher in ähnlicher Weise wie oben für die Versuchsergebnisse sämtlicher Modellpropeller der Serie „M“ mit den verschiedenen Steigungsverhältnissen $H/D = 0,6$ bis $1,4$ eine Auswertung bei gleichen Turenbelastungsgraden durch und trägt die Resultate, insbesondere die Wirkungsgrade η_p , den nominellen Slip s_n sowie den Slipgrad C_s nach Maßgabe der Diagramme Abb. 12 als Funktion der Werte von

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2}$$

graphisch auf, so hat man einen unmittelbaren Vergleich der ganzen Propellerserie für gleichen Schub S , gleiche Geschwindigkeit V_e und gleiche Turenzahl n und kann das zweckmäßige Steigungsverhältnis H/D aus den Wirkungsgradkurven unmittelbar entnehmen. Durch den zugehörigen Slipgrad

$$C_s = \frac{nD}{V_e}$$

ist schließlich auch der Propellerdurchmesser zu

$$D = C_s \cdot \frac{V_e}{n}$$

eindeutig bestimmt.

Anwendung der Diagramme Abb. 11 und 12 bei einem vorliegenden Projekt.

Fall a: Ein Einschrauben-Dampfschlepper von 19 m Länge, 5,3 m Breite und 1,5 m Tiefgang soll bei einer Schleppegeschwindigkeit von 5 km/stde. einen nutzbaren Trossenzug $Z = 1460$ kg leisten. Es sei die Bedingung gestellt, daß die Schraube nicht unter die Kielsohle schlägt und die Ausführung eines Tunnelhecks aus konstruktiven Gründen zu vermeiden ist.

Verlangt sei die Dimensionierung des zweckmäßigsten Propellers durch Auswertung der Versuchsdiagramme Abb. 11 und 12 der systematisch voneinander abgeleiteten Modellpropeller der Serie „M“ mit den verschiedenen Steigungsverhältnissen von $H/D = 0,6$ bis $1,4$. Ferner sollen für die gestellten Bedingungen die Turenzahl sowie die erforderliche Leistung der Maschine zu bestimmen sein.

Zunächst ergibt sich aus konstruktiven Gründen, daß der größte zulässige Schraubendurchmesser, den man in diesem Falle bei der großen

Belastung wählen muß, wegen des beschränkten Tiefganges des Schleppers von 1,5 m nicht über 1,35 m betragen darf. Der Eigenwiderstand des Schleppers bei 5 km/stde Geschwindigkeit sei durch einen Schleppversuch zu $W = 40$ kg ermittelt, so daß der tatsächliche Gesamtwiderstand, welchen die Schraube beim Schleppen überwinden muß, gleich $Z + W = 1460 + 40 = 1500$ kg beträgt. Infolge des Soges, den der Propeller beim Arbeiten hinter dem Schlepper ausübt, muß der erforderliche Schraubenschub S um einen gewissen Betrag größer sein als der Gesamtwiderstand, nämlich

$$S = \frac{Z + W}{1 - t}; *)$$

t = Sogziffer, auf Grund ähnlicher Versuche zu 0,10 angenommen.

$$\therefore S = \frac{1500}{0,90} = 1670 \text{ kg.}$$

Die verlangte Schleppegeschwindigkeit V_s soll 5 km/stde $= V_m = 1,39$ m/sec. sein. Die nominelle Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den Propeller beträgt unter Berücksichtigung des Nachstroms

$$V_e = V_m (1 - w); *)$$

w = Nachstromziffer, auf Grund ähnlicher Versuche zu 0,15 angenommen.

$$\therefore V_e = 1,39 \cdot 0,85 = 1,180 \text{ m/sec.}$$

Mithin ergibt sich der vorliegende Durchmesserbelastungsgrad der Schraube zu

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e} = \frac{\sqrt{1670}}{1,35 \cdot 1,180} = 25,63.$$

Hierfür bestimmen die Diagramme Abb. 11 den besten Wirkungsgrad $\eta_p = 0,262$ für ein Steigungsverhältnis $H/D = 0,8$ und einen diesem letzteren zugeordneten Slipgrad

$$C_s = \frac{nD}{V_e} = 4,50.$$

Die zweckmäßigste Steigung H müßte demnach gleich $D \cdot h = 1,35 \cdot 0,8 = 1,08$ m betragen. Die Turenzahl ergibt sich aus dem Slipgrad

$$C_s = \frac{nD}{V_e} = 4,50 \text{ zu } n = 4,50 \cdot \frac{1,180}{1,35} = 3,933 \text{ pro Sekunde} = n_s = 236 \text{ pro Minute.}$$

Die erforderlichen abgebremsten Wellenpferdestärken würden gleich

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p}$$

sein. SPS = Propellerschubpferdestärken

$$= \frac{S \cdot V_e}{75} = \frac{1670 \cdot 1,180}{75} = 26,3 \text{ PS.}$$

*) Vergl. „System. Prop. Vers. 1916“ S. 6

$$\therefore \text{WPS} = \frac{26,3}{0,262} = 100,3.$$

Die indizierten Pferdestärken betragen daher bei einem angenommenen Wirkungsgrad der Maschine von $\eta_m = 0,85$:

$$\text{IPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_m} = \frac{100,3}{0,85} = 118.$$

Schließlich ergibt sich als sogenannten Schleppgütegrad, d. h. als Verhältnis des nutzbaren Trossenzuges in kg zu den indizierten Pferdestärken:

$$\text{Z/IPS} = \frac{1460}{118} = 12,38 \text{ kg/PS.}$$

Führt man unter Einhaltung der gleichen Konstruktionsbedingungen ähnliche Rechnungen bei Wahl der anderen Steigungsverhältnisse von $H/D = 0,6$ bis $1,4$ durch, so ergeben sich für den durchweg gleichen Durchmesserbelastungsgrad $C_d = 25,63$ die in Tabelle 1 zusammengestellten Resultate. Wie daraus zu ersehen, erreichen die reinen Propellerwirkungsgrade η_p bei Steigungsverhältnissen von $H/D = 0,8 - 0,9$ ihren Maximalwert von $0,262$. Bei Wahl des Steigungsverhältnisses von $H/D = 0,6$ fällt der Wirkungsgrad bis auf $\eta_p = 0,247$ und bei Wahl von $H/D = 1,4$ bis auf $\eta_p = 0,234$, d. h. im ersten Falle um etwa 6 Prozent, im anderen um etwa 11 Prozent gegenüber dem günstigsten. Die gleichen relativen Unterschiede weisen naturgemäß auch die in Spalte 6 der Tabelle eingetragenen Werte für den Schleppgütegrad Z/IPS auf.

Tabelle 1.

Einschraubendampfschlepper.

Resultate für $Z = 1460$ kg Trossenzug bei 5 km/stde. Schleppgeschwindigkeit und beschränktem Propellerdurchmesser von $D = 1,35 \text{ m.}$

	1	2	3	4	5	6
	H/D	η_p	C_s	n_s (min)	IPS	Z/IPS
1	0,6	0,247	5,53	290	125,3	11,65
2	0,7	0,259	4,91	258	119,4	12,22
3	0,8	0,262	4,50	236	118,0	12,38
4	0,9	0,262	4,17	218	118,0	12,38
5	1,0	0,258	3,93	206	119,8	12,18
6	1,1	0,253	3,70	194	122,3	11,93
7	1,2	0,247	3,50	184	125,2	11,67
8	1,3	0,241	3,34	175	128,4	11,37
9	1,4	0,234	3,19	167	132,2	11,04

Es dürfte besonders interessant sein, daß hiernach bei dem vorliegenden hohen Belastungsgrad, wie er durch den verlangten großen Trossenzug bei dem im Maximum statthafter kleinen Propellerdurchmesser und der niedrigen Schleppgeschwindigkeit bedingt wird, gerade ein

Propeller von verhältnismäßig kleinem Steigungsverhältnis den besten Wirkungsgrad erreicht, und daß Steigungsverhältnisse über $H/D = 1$ entschieden ungünstiger arbeiten müssen, und zwar in einem um so höheren Grade, je größer dieselben gewählt werden. Ein weiterer Nachteil, der in diesem Fall bei Wahl von Propellern mit großen Steigungsverhältnissen verbunden ist, besteht darin, daß mit denselben, wie durch einen Vergleich der Werte in Spalte 1 und 4 ersehen werden kann, niedrigere Turenzahlen einzuhalten sind, die ihrerseits wieder eine schwerere und daher teure Antriebsmaschine erforderlich machen. Die Verhältnisse liegen daher bei diesen Schleppern gerade umgekehrt wie bei freifahrenden, d. h. nicht durch Trossenzüge belasteten Schiffen, bei welchen fast durchweg bei Wahl niedrigerer Turen und der dadurch bedingten Propeller mit höheren Steigungsverhältnissen eine Verbesserung des Propellerwirkungsgrades erreichbar ist. Der Grund hierfür mag darin gesucht werden, daß die Propeller gewöhnlicher Schiffe eben unter bedeutend geringeren Durchmesserbelastungsgraden

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$$

arbeiten, d. h. bei größeren (nicht durch den Tiefgang beschränkten) Durchmessern und höheren Fahrtgeschwindigkeiten einen nur zur Ueberwindung des Schiffseigenwiderstandes erforderlichen, verhältnismäßig viel kleineren Schub auszuüben brauchen. Die Richtigkeit dieser Schlußfolgerung, auf welche an dieser Stelle der Einheitlichkeit des behandelten Gegenstandes wegen nicht weiter eingegangen werden soll, läßt sich aber schon aus dem Verlauf der in den Diagrammen Abb. 11 aufgelagerten Wirkungsgradkurven der Propeller der Serie „M“ nachweisen, die wegen ihrer großen Flächenverhältnisse zwar nicht für freifahrende Schiffe geeignet sind, aber trotzdem doch bei kleinen Belastungsgraden C_d eine deutliche Ueberlegenheit der höheren Steigungsverhältnisse erkennen lassen. Allerdings kann unter Umständen auch bei Schleppern, besonders Bugsierdampfern, deren Dienstbereich sich auf ein ausgedehntes Arbeitsgebiet erstreckt, der Wunsch bestehen, die Propeller nicht allein im Hinblick auf einen im Maximum erreichbaren guten Propellerwirkungsgrad für den Schleppzustand zu dimensionieren, sondern dabei außerdem auch noch zwecks Erzielung einer guten Bewegungsmöglichkeit verlangt sein, die Verhältnisse bei Freifahrt entsprechend zu berücksichtigen, in welchem Falle zwischen den beiden auseinander strebenden Anforderungen notwendigerweise ein Kompromiß gezogen werden muß.

Fall b: Der betreffende Dampfschlepper soll unter Einhaltung der ad a gestellten Konstruktionsbedingungen als Doppelschrauber ausgeführt werden.

Auch in diesem Falle wird man, wie vorhin, wegen des vorliegenden hohen Belastungsgrades bestrebt sein, die Propeller mit dem aus konstruktiven Gründen größtmöglichen Durchmesser von $D = 1,35$ m auszubilden. Da jedoch der zur Ueberwindung des Gesamtwiderstandes erforderliche Propellerschub $S = 1670$ kg von beiden Schrauben gleichzeitig zusammen ausgeübt werden kann und infolgedessen auf eine derselben nur die Hälfte des früheren entfällt, so hat der Durchmesserbelastungsgrad den Wert von

$$C_d = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} S}}{D \cdot V_e} = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} \cdot 1670}}{1,35 \cdot 1,180} = 18,14.$$

Hierfür ergeben die Diagramme Abb. 11 einen günstigsten Wirkungsgrad $\eta_p = 0,338$ für ein Steigungsverhältnis von $H/D = 0,9$ und einen diesem letzteren zugeordneten Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V_e} = 3,16,$$

so daß die erforderliche Turenzahl $n = C_s \cdot \frac{V_e}{D}$
 $= 3,16 \cdot \frac{1,180}{1,35} = 2,764$ pro Sekunde $= n_s = 166$

pro Minute beträgt. Unter Annahme gleicher Sog- und Nachstromverhältnisse und demzufolge gleicher Propellerschubpferdestärken wie beim Einschrauber müßten beide Maschinen zusammen eine abgebremste Wellenleistung von

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p} = \frac{26,3}{0,388} = 77,9$$

hergeben und

$$IPS = \frac{WPS}{\eta_m} = \frac{77,9}{0,85} = 91,7 \text{ Pferdestärken}$$

indizieren. Der Schleppgütegrad Z/IPS schließlich beträgt für diesen Fall

$$\frac{1460}{91,7} = 15,93 \text{ kg/IPS.}$$

Derselbe ist dem beim Einschrauber unter günstigsten Verhältnissen erreichbaren von 12,38 kg/IPS also um etwa 29 Prozent überlegen, wofür allerdings folgende Nachteile mit in Kauf genommen werden müssen.

Abgesehen von der Zweiteilung der Maschinenanlage und der damit verbundenen höheren Kosten für Anlage, Betrieb und Unterhaltung wird außerdem noch das Gewicht derselben namentlich deswegen wesentlich größer als beim Einschrauber sein, weil statt der günstigsten hohen Turenzahl von $n_s = 236$ pro Minute die niedrige von 166 einzuhalten ist, so daß diese Nachteile bei kleinen Maschinenleistungen die entschiedene Ueberlegenheit der Propulsion teilweise wieder aufheben können, wenn nicht gerade ganz besonderer Wert

auf möglichste Brennstoffersparnis unter allen Umständen gelegt wird.

Es läßt sich nun allerdings, wie in folgendem näher ausgeführt werden soll, für den Doppelschrauber bis zu einer gewissen Grenze auch ein Kompromiß zwischen den beiden auseinanderstrebenden Anforderungen: möglichst hohe Turenzahl bei noch günstigem, dem Einschrauber überlegenem Propellerwirkungsgrad schließen. Zu diesem Zweck sind in Tabelle 2 zunächst die Ergebnisse von Auswertungen ähnlicher Art auf Grund der Diagramme Abb. 11 für sämtliche Steigungsverhältnisse von $H/D = 0,6-1,4$ unter Einhaltung sonst gleicher Konstruktionsbedingungen zusammengestellt, wobei durchweg mit demselben

Tabelle 2.

Doppelschraubendampfschlepper.
 Resultate für $Z = 1460$ kg Trossenzug bei 5 km/stde. Schleppgeschwindigkeit und beschränktem Propellerdurchmesser von $D = 1,35$ m.

	1	2	3	4	5	6
	H/D	η_p	C_s	n_s (min)	IPS	Z/IPS
1	0,6	0,307	4,21	221	100,8	14,48
2	0,7	0,329	3,74	196	94,1	15,51
3	0,8	0,336	3,41	179	92,1	15,85
4	0,9	0,338	3,16	166	91,7	15,93
5	1,0	0,335	2,95	155	92,4	15,80
6	1,1	0,332	2,77	145	93,2	15,66
7	1,2	0,324	2,62	138	95,6	15,27
8	1,3	0,317	2,50	131	97,7	14,94
9	1,4	0,312	2,40	126	99,2	14,72

Propellerdurchmesser von $D = 1,35$ m und infolgedessen mit dem gleichen Durchmesserbelastungsgrad von

$$C_d = \frac{\sqrt{\frac{1}{2} S}}{D \cdot V_e} = 18,14$$

gerechnet worden ist.

Die Tabelle zeigt, daß die Wahl höherer Steigungsverhältnisse über $H/D = 0,9$ hinaus unpraktisch wäre, da hierbei mit immer kleiner werdenden Turen und daher schwereren Maschinen gerechnet werden muß und trotzdem keine Verbesserung, sondern im Gegenteil sogar noch eine Verschlechterung des Wirkungsgrades der Propulsion zu erwarten ist. Kleine Steigungsverhältnisse wiederum lassen zwar den Vorteil höherer Turen bis zu $n_s = 221$ bei $H/D = 0,6$ erreichen, haben aber ebenfalls einen Abfall des Schleppgütegrades bis zu $Z/IPS = 14,48$ zur Folge, der nur noch etwa 17 Prozent höher ist als derjenige, welcher mit $n_s = 236$ Turen unter günstigsten Verhältnissen mit dem Einschrauber erzielt werden kann. Bei einem Kompromiß und Wahl eines Steigungsver-

hältnisses von $H/D = 0,8$ beträgt die Ueberlegenheit bei $n_s = 179$ Turen und Z/IPS 15,85 sogar etwa 28 Prozent. Es geht aus diesen Untersuchungen hervor, daß bei so hohen Belastungsgraden, wie sie in dem betreffenden Fall vorliegen, die Doppelschraubenausführung zwar unter allen Umständen eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Propulsion dem Einschrauber gegenüber zur Folge haben wird, inwieweit die dabei in Kauf zu nehmenden niedrigeren (ungünstigeren) Turen jedoch den erzielbaren Vorteil wieder herabdrücken, ist in erster Linie eine Frage des Verhältnisses des Anlagekapitals, bzw. dessen Verzinsung und Amortisation zu den Brennstoff- und sonstigen Betriebskosten und kann versuchstechnisch nicht entschieden werden. Wohl aber geben die betreffenden Versuchsdiagramme dem Konstrukteur die erforderlichen Unterlagen dafür, um in einem bestimmten vorliegenden Fall ein Bild über die zu erwartenden Verhältnisse zu gewinnen und den notwendigen Kompromiß mit Sicherheit schließen zu können.

Bei der Beschaffung von Schleppern für den Rhein-Weser-Kanal wurde nach anfänglichen Versuchen mit Doppelschraubern dieser kleinen Maschinenleistungen von $IPS = 120$ indizierten Pferdestärken von der Wahl der Zweischraubenanordnung aus dem Grunde Abstand genommen, weil Befürchtungen vorlagen, daß die seitlich angebrachten exponiert liegenden Propeller an den Böschungen Beschädigungen erfahren könnten. Um jedoch den Vorteil des beim Doppelschrauber erreichbaren kleineren Belastungsgrades und die damit verbundene Wirkungsgradverbesserung auch beim Einschraubenschlepper wenigstens teilweise zu erreichen, entschied man sich dazu, für das Fahrzeug einen größeren Tiefgang zuzulassen, so daß bei geringer Tunnelausbildung des Hecks die Wahl eines Propellers von $D = 1,63$ m Durchmesser ermöglicht wurde.

Fall c: Für den betreffenden Einschraubendampfschlepper soll unter Einhaltung der ad a gestellten Konstruktionsbedingungen die Wahl eines Propellerdurchmessers von $D = 1,63$ m statt-haft sein. Hierbei liegt nach obigem ein Durchmesserbelastungsgrad

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e} = \frac{\sqrt{1670}}{1,63 \cdot 1,180} = 21,24$$

vor. Der günstigste Propellerwirkungsgrad ergibt sich unter diesen Verhältnissen nach den Diagrammen Abb. 11 zu $\eta_p = 0,302$ für das Steigungsverhältnis $H/D = 0,8$, wobei der diesem letzteren zugeordnete Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V_e} = 3,87$$

beträgt, so daß man mit einer Turenzahl von

$$n = C_s \cdot \frac{V_e}{D} = 3,87 \cdot \frac{1,180}{1,63} = 2,80 \text{ pro Sekunde} \\ = n_s = 168 \text{ pro Minute}$$

zu rechnen hat. Unter Annahme gleicher Sog- und Nachstromverhältnisse wie im Fall a und demzufolge gleicher Propellerschubpferdestärken müßte die Maschine eine abgebremste Wellenleistung von

$$WPS = \frac{SPS}{\eta_p} = \frac{26,3}{0,302} = 87,3$$

hergeben und

$$IPS = \frac{WPS}{\eta_m} = \frac{87,3}{0,85} = 102,4 \text{ Pferdestärken}$$

indizieren. Der sogenannte Schleppegütegrad schließlich beträgt

$$Z/IPS = \frac{1460}{102,4} = 14,25 \text{ kg/PS}$$

d. h. nur noch etwa 12 Prozent weniger als beim Doppelschrauber unter günstigsten Verhältnissen bei ungefähr denselben Turen, und annähernd 15 Prozent mehr als bei dem Einschraubenschlepper mit dem Propeller von bestem Steigungsverhältnis, aber dem kleineren Durchmesser von nur 1,35 m. Allerdings muß bei Wahl der großen Schraube mit der niedrigen Turenzahl von $n_s = 168$ pro Minute gerechnet werden, während dieselbe bei der kleinen $n_s = 236$ betragen darf. Für die anderen Steigungsverhältnisse des großen Propellers vom Durchmesser $D = 1,63$ sind die auf ähnliche Weise wie oben ermittelten Werte in Tabelle 3 zusammengestellt.

Es geht daraus hervor, daß ebenso wie beim Doppelschrauber größere Steigungsverhältnisse

Tabelle 3.

Einschraubendampfschlepper.

Resultate für $Z = 1460$ kg Trossenzug bei 5 km/stde. Schleppegeschwindigkeit und beschränktem Propellerdurchmesser von $D = 1,63$ m.

	1	2	3	4	5	6
	H/D	η_p	C_s	n_s (min)	IPS	Z/IPS
1	0,6	0,279	4,75	206	110,9	13,17
2	0,7	0,297	4,23	184	104,2	14,02
3	0,8	0,302	3,87	168	102,4	14,25
4	0,9	0,301	3,58	155	102,8	14,22
5	1,0	0,298	3,36	146	103,8	14,07
6	1,1	0,294	3,15	137	105,3	13,86
7	1,2	0,288	2,99	130	107,5	13,58
8	1,3	0,281	2,85	124	110,1	13,26
9	1,4	0,275	2,72	118	112,5	12,93

als $H/D = 0,8$ für praktische Zwecke nicht in Betracht kommen, da mit denselben schlechtere Schleppegütegrade und dabei außerdem noch niedrigere (ungünstigere) Turen verbunden sind. Sucht man andererseits die letzteren durch Wahl der kleineren Steigungsverhältnisse von $H/D = 0,7$ und $H/D = 0,6$ zu vergrößern, so daß sie nach Spalte 4 auf $n_s = 184$ bzw. 206 kommen, so ist

hierbei wiederum ein Abfall des Schleppgütesgrades auf $Z/IPS = 14,02$ bzw. $13,17$ kg/PS in Kauf zu nehmen. Für einen Kompromiß würde in diesem besonderen Falle aber nicht das absolut günstigste Steigungsverhältnis von $H/D = 0,8$, sondern eher das von $H/D = 0,7$ in Frage kommen, mit welchem sich die höhere Turenzahl von $n_s = 184/\text{min.}$ und ein Schleppgütegrad von $Z/IPS = 14,2$ kg/PS erzielen läßt, der dem mit der kleinen Schraube von $D = 1,35$ m im Maximum erreichbaren von $Z/IPS = 12,38$ kg/PS immer noch um mehr als 13 Prozent überlegen ist.

F a 11 d: Der betreffende Einschraubenschlepper soll wie vorhin bei 5 km/stde Schleppgeschwindigkeit einen nutzbaren Trossenzug $Z = 1460$ kg ausüben. Dabei sei mit Rücksicht auf die Bauausführung, insbesondere das Gewicht der Maschine eine Turenzahl $n_s = 200/\text{min.}$ einzuhalten, die Wahl des Durchmesser dagegen nicht durch Tiefgangsverhältnisse beschränkt.

Für diesen Fall eignen sich die in Abb. 12 als Funktion des Turenbelastungsgrades

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2}$$

aufgetragenen Diagramme der Propellerserie „M“ zur bequemen Auswertung.

Die Turenzahl n pro Sekunde beträgt $3,33$, mithin bei Annahme gleicher Sog- und Widerstandsverhältnisse wie ad a bis c,

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2} = \sqrt{1670} \cdot \frac{3,33}{1,180^2} = 97,7.$$

Durch diesen Wert des Turenbelastungsgrades C_n wird nach den Diagrammen Abb. 12 der beste Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,286$ für das Steigungsverhältnis $H/D = 0,7$ und ein diesem zugeordneter Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V_e} = 4,37$$

bestimmt. Aus letzterem ergibt sich der erforderliche Propellerdurchmesser zu

$$D = C_s \cdot \frac{V_e}{n} = 4,37 \cdot \frac{1,180}{3,33} = 1,549 \text{ m}$$

und mithin die Steigung zu $H = h \cdot D = 0,7 \cdot 1,549 = 1,084$ m. Die abgebremste Wellenpferdestärke beläuft sich auf

$$\text{WPS} = \frac{\text{SPS}}{\eta_p} = \frac{26,3}{0,286} = 92$$

und die indizierte Leistung der Maschine auf

$$\text{IPS} = \frac{\text{WPS}}{\eta_p} = \frac{92}{0,85} = 108,2,$$

so daß sich ein Schleppgütegrad

$$Z/IPS = \frac{1460}{108,2} = 13,50 \text{ kg/PS}$$

ergibt.

Für die anderen Steigungsverhältnisse von $H/D = 0,6-1,4$ sind die auf gleiche Weise aus den Diagrammen Abb. 12 ermittelten Werte unter Einhaltung derselben Konstruktionsbedingungen, insbesondere der gleichen Turenzahl $n_s = 200/\text{min.}$ und infolgedessen auch des gleichen Turenbelastungsgrades

$$C_n = \sqrt{S} \cdot \frac{n}{V_e^2} = 97,7$$

in Tabelle 4 zusammengestellt.

Ein Vergleich der Werte Spalte 4 und 6 ergibt ein anschauliches Bild über den Abfall des Schleppgütesgrades Z/IPS mit Verkleinerung des Propellerdurchmessers D . In ähnlicher Weise, wie

Tabelle 4.

Einschraubendampfschlepper.

Resultate für $Z = 1460$ kg Trossenzug bei 5 km/stde Schleppgeschwindigkeit und verlangter Turenzahl von $n_s = 200/\text{min.}$

	1	2	3	4	5	6
	H/D	η_p	C_s	D (m)	IPS	Z/IPS
1	0,6	0,283	4,67	1,655	109,3	13,35
2	0,7	0,286	4,37	1,549	108,2	13,50
3	0,8	0,281	4,16	1,475	110,1	13,26
4	0,9	0,272	4,00	1,417	113,8	12,83
5	1,0	0,260	3,85	1,364	119,0	12,27
6	1,1	0,249	3,74	1,325	124,3	11,74
7	1,2	0,233	3,63	1,286	130,0	11,23
8	1,3	0,227	3,54	1,249	136,3	10,71
9	1,4	0,216	3,45	1,222	143,3	10,18

sich jedoch in den früheren Fällen bei gegebenem bzw. gewähltem Durchmesser eine ganz bestimmte Turenzahl als die günstigste herausstellte, ist in dem zuletzt untersuchten, d. h. bei gegebenem Turenzahl, ein ganz bestimmter Durchmesser, nämlich $D = 1,549$ m als der vorteilhafteste anzusehen, dessen Vergrößerung, nach dem Resultate Zeile 1 zu urteilen, keine weitere Verbesserung des Gütesgrades mehr mit sich bringt.

Durch die obigen Zahlenbeispiele sollte in erster Linie nur die Methode veranschaulicht werden, nach welcher eine Auswertung der Versuchsdiagramme Abb. 11 u. 12 der systematisch für sich allein, d. h. ohne Schiffsmodell untersuchten Propeller der Serie „M“ in einem bestimmten vorliegenden Konstruktionsfall ausgeführt werden kann. Dabei ist zunächst die stillschweigende Annahme gemacht worden, daß die Verhältnisse trotz Sog- und Nachstrombeeinflussung, die allerdings auch bereits in den betreffenden Rechnungen zum Teil berücksichtigt worden sind, absolut oder doch wenigstens relativ genommen dieselben bleiben, wenn der Propeller hinter dem Fahrzeug arbeitet. Um hierüber genaueren Aufschluß zu gewinnen,

wurden dieselben Modellpropeller von 150 mm Durchmesser, auch zusammen mit dem im Maßstabe 1 : 9 ausgeführten Modell Nr. 386 a eines passenden Schraubenschleppers, dessen Linien in Abb. 13 dargestellt sind, untersucht.

Zu diesem Zweck wurde das Schleppermodell zunächst ohne Schraube in einem gewissen Bereich von Geschwindigkeiten geschleppt, um die Eigenwiderstände W des Schleppers zu bestimmen. Darauf wurde ein weiterer Versuch: Schleppermodell mit dem einzelnen Modellpropeller Nr. 7 von $H/D = 1,2$ und 150 mm Durchmesser (im Maßstabe $1/\alpha = 1/9$, einem Schiffsschraubendurchmesser von 1,35 m entsprechend) ebenfalls für eine Reihe von Geschwindigkeiten in der Weise ausgeführt, daß man einen bestimmten Trossenzug Z

des Schleppers (im Modellmaßstab α , $\frac{Z}{\alpha^3}$), durch

Belastung des Widerstandsdynamometers von vorneherein markierte und die Tourenzahl des Propellers bei der betreffenden Fahrgeschwindigkeit so regulierte, daß die Schraube einen gemessenen Schub S ausübte, der gleich dem, um den Sog vermehrten Eigenwiderstand W des Schleppers zusätzlich des Trossenzuges Z war. Bei diesem Verfahren befindet sich das Modell genau in dem gleichen schleppenden Zustande wie der Schlepper selbst, der durch Kähne mit dem betreffenden Trossenzug belastet wird.

Die Ergebnisse des Versuchs, der bei einem markierten konstanten Trossenzug von $Z = 1460$ kg ausgeführt wurde, sind in Abb. 14 dargestellt. Es läßt sich daraus entnehmen, daß für $V_s = 5$ km/stunde Schleppgeschwindigkeit etwa $n_s = 181$ Touren pro Minute Schleppgeschwindigkeit etwa $n_s = 181$ Touren bei $WPS = 107$ abgebremsten Wellenpferdestärken oder unter Annahme eines Maschinenwirkungsgrades von

$$\eta_m = 0,85, \text{IPS} = \frac{WPS}{\eta_m} = \frac{107}{0,85}$$

= 126 indizierten Pferden festgestellt worden sind, ein Resultat, welches sich mit dem in Tabelle 1 Zeile 5 aufgeführten des für sich allein untersuchten Modellpropellers Nr. 7 annähernd deckt.

Aehnliche Versuche, auf die später noch näher eingegangen werden soll, wurden mit den Propellern Nr. 8 und 9 von $H/D = 0,9$ bzw. $0,6$ und $D = 1,35$ m Durchmesser zusammen mit demselben Schleppermodell für den gleichen konstanten Trossenzug von $Z = 1460$ kg ausgeführt. Auch in diesen beiden Fällen konnte eine genügend genaue relative Uebereinstimmung mit den Ergebnissen der für sich allein gefahrenen Modellschrauben nachgewiesen werden, ebenso wie bei denjenigen Versuchen, die mit dem betreffenden Schleppermodell als Doppelschrauber und Propellern Nr. 7 von $D = 1,35$ m Durchmesser und schließlich auch noch mit demselben als Einschrauber, aber vergrößertem Propellermodell

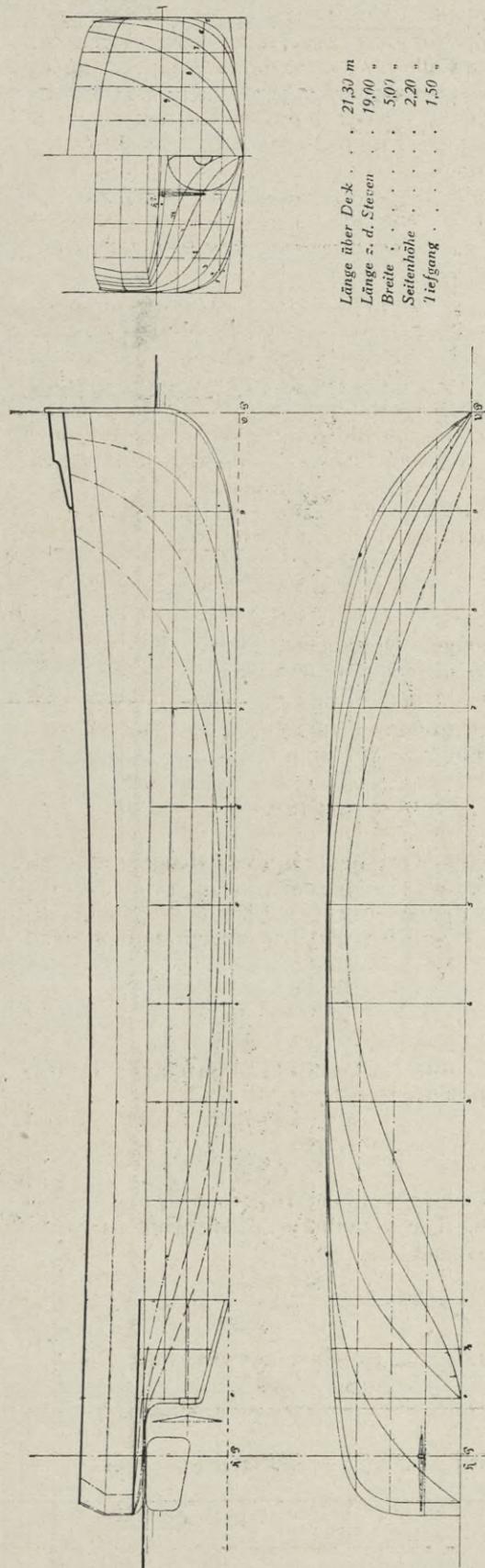


Abb 13 Einschrauben-Schlepper-Modell Nr. 386a mit flachem Heck und Doppelrudern

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386^a, Versuch Nr. 47 (Schlepper mit 1460 kg Frossenzug)

Auftrag: Kanalbauabsaktion, Essen

Wendelmaßstab $\frac{1}{100}$

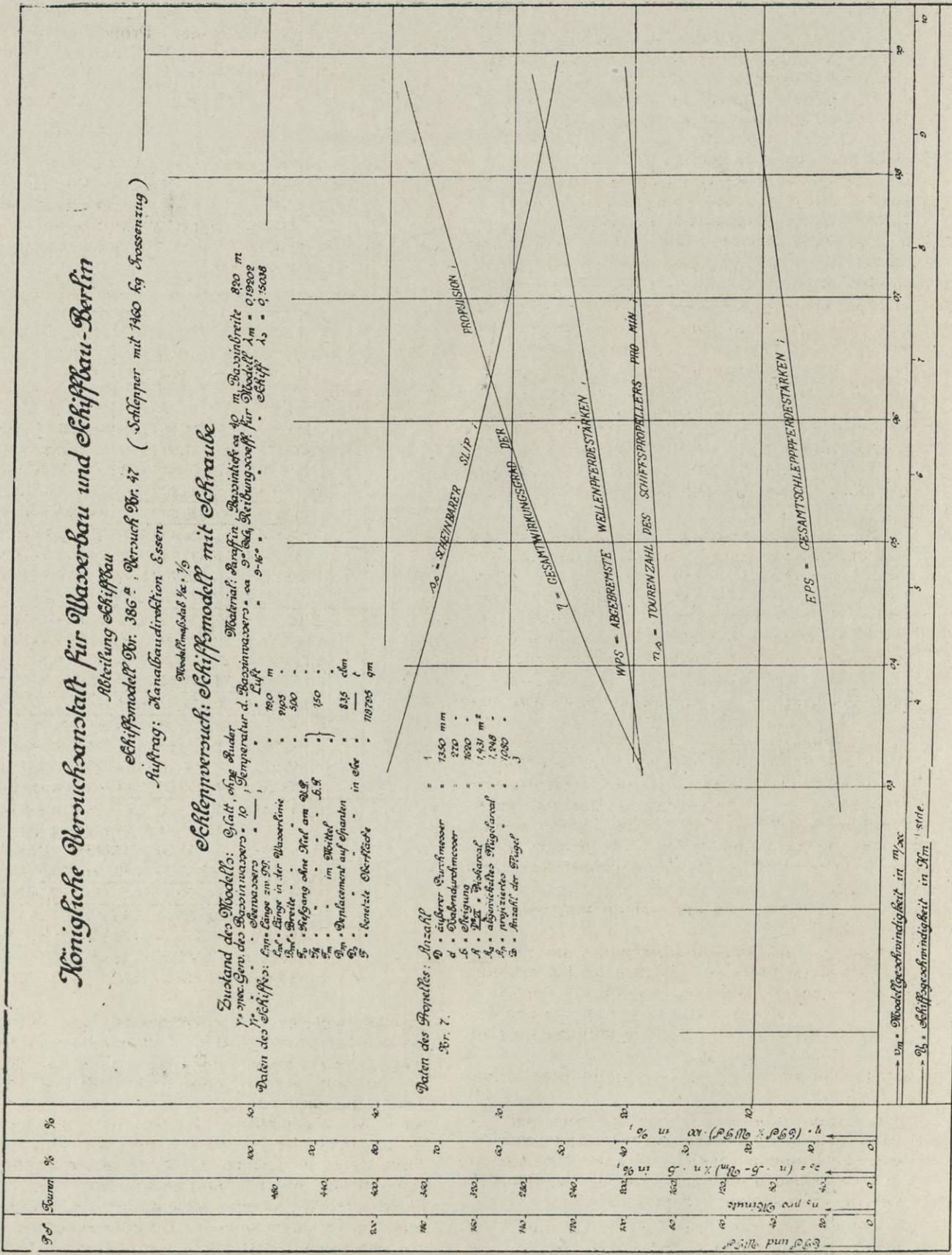
Schlepperversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Kalt, ohne Ruder

γ = spec. Gew. des Wasserwaassers = 10; Temperatur d. Wasserwaassers = ca 19 m, Wassbreite 820 m
 γ_1 = spec. Gew. des Wasserwaassers = 10; Temperatur d. Wasserwaassers = ca 19 m, Wassbreite 820 m
 Material: Messing, Propeller ca 40 m, Wassbreite 820 m
 Modell $\lambda_m = 0,19302$
 Schiff $\lambda_s = 0,15038$

Daten des Schiffes:
 L = Länge im Wasserlinie = 190 m
 B = Breite = 500
 H = Tiefgang ohne Kiel am Q.P. = 150
 H_1 = im Mittel = 835 cm
 Δ = Displacement auf scharfen in t = 108785 gm
 σ = konstante Oberfläche

Daten des Propellers: Anzahl Nr. 7.
 \varnothing = äußerer Durchmesser = 1350 mm
 d = Durchmesser = 220
 β = Steigung = 1630
 β_1 = β = 1630
 β_2 = abgemessenes Steigungswinkel = 1,848
 β_3 = registriertes = 1,880
 β_4 = Anzahl der Flügel = 3



v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec
 v_s = Schiffgeschwindigkeit in Km/h

Nr. 7 von $D = 1,63$ m Durchmesser vorgenommen wurden.

Alle diese Versuche: Schleppermodell mit Schrauben wurden ferner nicht allein für den bezeichneten konstanten Trossenzug von $Z = 1460$ kg, welcher durch die Konstruktion gegeben war, sondern auch bei dem kleineren von 1165 kg und größeren von 1750 kg ausgeführt, um hierdurch Daten über das Arbeiten der Propeller bei niedrigeren und höheren Belastungsgraden zu gewinnen. Von den zugehörigen Ergebnissen werden in Abb. 15 und 16 nur beispielsweise noch die mit dem kleineren Propeller Nr. 8 und 9 von $1,35$ m Durchmesser für $Z = 1460$ kg Trossenzug ermittelten in Form von Diagrammen gebracht, während weitere der besseren Uebersicht wegen in folgendem gleich zahlenmäßig zusammengestellt sind. Die zunächst in Tabelle 5 aufgeführten Versuchsergebnisse beziehen sich auf den Einschraubenschlepper, Modell Nr. 386 a mit Propellern Nr. 7, 8 und 9 von $D = 1,35$ m Durchmesser und Steigungsverhältnissen $H/D = 1,2, 0,9$ und $0,6$ bei Schleppegeschwindigkeit $V_s = 4$ und 5 und 6 km/stde. und Trossenzügen von $Z = 1165, 1460$ und 1750 kg. Aus denselben lassen sich folgende Schlußfolgerungen ziehen.

Bei ein und demselben Propeller und gleichen Schleppegeschwindigkeiten fällt der in diesem Falle mit Schleppegütegrad bezeichnete Wert von Z/IPS , d. h. der nußbare Trossenzug pro indizierte Pferdestärke mit der Erhöhung des Trossenzuges in der aus Spalte 11 zahlenmäßig zu entnehmenden Weise ebenso wie der sogenannte Gesamtwirkungsgrad

der Propulsion $\eta_i = \frac{EPS}{IPS}$ (Spalte 10). Unter den

EPS sind hierbei die nußbaren Trossenzugpferdestärken ZPS, vermehrt um die effektiven Eigenwiderstandspferdestärken PS_e des Schleppers zu verstehen. Bei der Errechnung der indizierten Pferdestärken IPS aus den beim Versuch festgestellten abgebremsten WPS ist in gleicher Weise wie früher wieder ein Maschinenwirkungsgrad

$\eta_m = \frac{WPS}{IPS}$ von 85% angenommen worden.

Bei ein und demselben Propeller und gleichen Trossenzügen findet mit Steigerung der Schleppegeschwindigkeit zwar auch ein Abfall der Werte von Z/IPS statt, im Gegensatz zum vorigen Fall aber wachsen hierbei die Gesamtwirkungsgrade

der Propulsion $\eta_i = \frac{EPS}{IPS}$ im günstigsten Sinne,

was darauf zurückgeführt werden muß, daß entsprechend den früheren Ausführungen auch bei gleichen Propellerschüben mit einer Verringerung des Belastungsgrades zu rechnen ist, wenn die Fahrtgeschwindigkeit erhöht wird.

Von den drei in Tabelle 5 zum Vergleich herangezogenen Schrauben ist im vor-

liegenden Konstruktionsfall, d. h. für $V_s = 5$ km/stde Schleppegeschwindigkeit und $Z = 1460$ kg Trossenzug der Propeller Nr. 8 mit dem Steigungsverhältnis $H/D = 0,9$ infolge des geringsten Aufwandes an Maschinenleistungen als der günstigste anzusehen, ein

Tabelle 5.

Versuchsergebnisse des Einschraubenschleppermodells Nr. 386a mit Propellern Nr. 7, 8 und 9 von $D = 1,35$ m Durchmesser und $H/D = 1,2-0,9-0,6$ Steigungsverhältnissen für verschiedene Trossenzüge Z in kg und Schleppegeschwindigkeiten V_s in km/stde.

Propeller Nr.	H/D	V_s km/std.	Z (kg)	n_s (min.)	WPS	$\frac{ZPS}{WPS}$ in %	Z/WPS	IPS	$\frac{ZPS}{IPS}$ in %	Z/IPS			
											1	2	3
1	7	1,2	5	1 165	157,0	73,0	24,14	15,96	85,8	20,54	13,58		
2			4	1 460	173,8	100,0	21,89	14,60	117,6	18,62	12,41		
3			6	1 750	188,2	127,9	20,54	13,68	150,5	17,50	11,63		
4		7	1,2	5	1 165	163,8	78,0	28,30	14,94	91,7	24,07	12,71	
5				4	1 460	180,4	106,5	25,80	13,71	125,3	21,93	11,65	
6				6	1 750	193,8	135,0	24,45	12,96	158,8	20,78	11,02	
7			7	1,2	5	1 165	170,4	84,3	31,78	13,82	99,2	27,00	11,74
8					4	1 460	187,4	113,5	29,20	12,86	133,5	24,81	10,93
9					6	1 750	198,4	141,1	27,60	12,40	166,0	23,45	10,54
10	8			0,9	5	1 165	188	69,5	24,99	16,77	81,8	21,23	14,24
11					4	1 460	206,8	94,5	22,99	15,45	111,2	19,55	13,13
12					6	1 750	224,4	121,0	21,53	14,46	142,3	18,30	12,29
13		8		0,9	5	1 165	195,6	74,8	29,38	15,58	88,0	24,96	13,24
14					4	1 460	215,6	100,9	27,02	14,47	118,7	22,96	12,30
15					6	1 750	231,8	128,4	25,56	13,63	151,0	21,72	11,58
16			8	0,9	5	1 165	203,6	80,0	33,16	14,57	94,1	28,18	12,38
17					4	1 460	223,8	107,6	30,70	13,57	126,5	26,09	11,54
18					6	1 750	239,6	136,3	29,00	12,84	160,4	24,65	10,91
19	9			0,6	5	1 165	247,6	72,5	23,90	16,07	85,3	20,31	13,66
20					4	1 460	272,0	95,8	22,71	15,24	112,8	19,30	12,94
21					6	1 750	293,0	121,6	21,20	14,38	143,0	18,02	12,23
22		9		0,6	5	1 165	258,6	78,3	27,79	14,88	92,1	23,61	12,65
23					4	1 460	282,0	103,2	26,52	14,15	121,3	22,54	12,03
24					6	1 750	303,6	129,8	25,01	13,48	152,7	21,26	11,46
25			9	0,6	5	1 165	270,4	85,0	31,19	13,70	100,0	26,51	11,65
26					4	1 460	293,0	111,2	29,60	13,13	130,8	25,16	11,16
27					6	1 750	314,6	138,9	28,20	12,60	163,4	23,97	10,71

Resultat, welches sich ebenfalls mit dem bereits aus den Diagrammen Abb. 11 abgeleiteten in Tabelle 1 verzeichneten nicht nur relativ, sondern auch absolut ziemlich genau deckt. Da eine ähnliche Uebereinstimmung auch noch für den Propeller Nr. 7 mit $H/D = 1,2$ und schließlich auch für den Propeller Nr. 9 mit $H/D = 0,6$ zutrifft, so dürfte damit in genügender Weise gekennzeichnet sein, daß die aus den Diagrammen Abb. 11 und 12 abgeleiteten Werte keine wesentlichen Veränderungen mehr erfahren, wenn die Beeinflussung, welche der hinter dem Schiff arbeitende Propeller infolge

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386 a; Versuch Nr. 51 (Schlepper mit 1400 kg Trossenzug.)

Auftrag: Kanalbauinspektion - Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

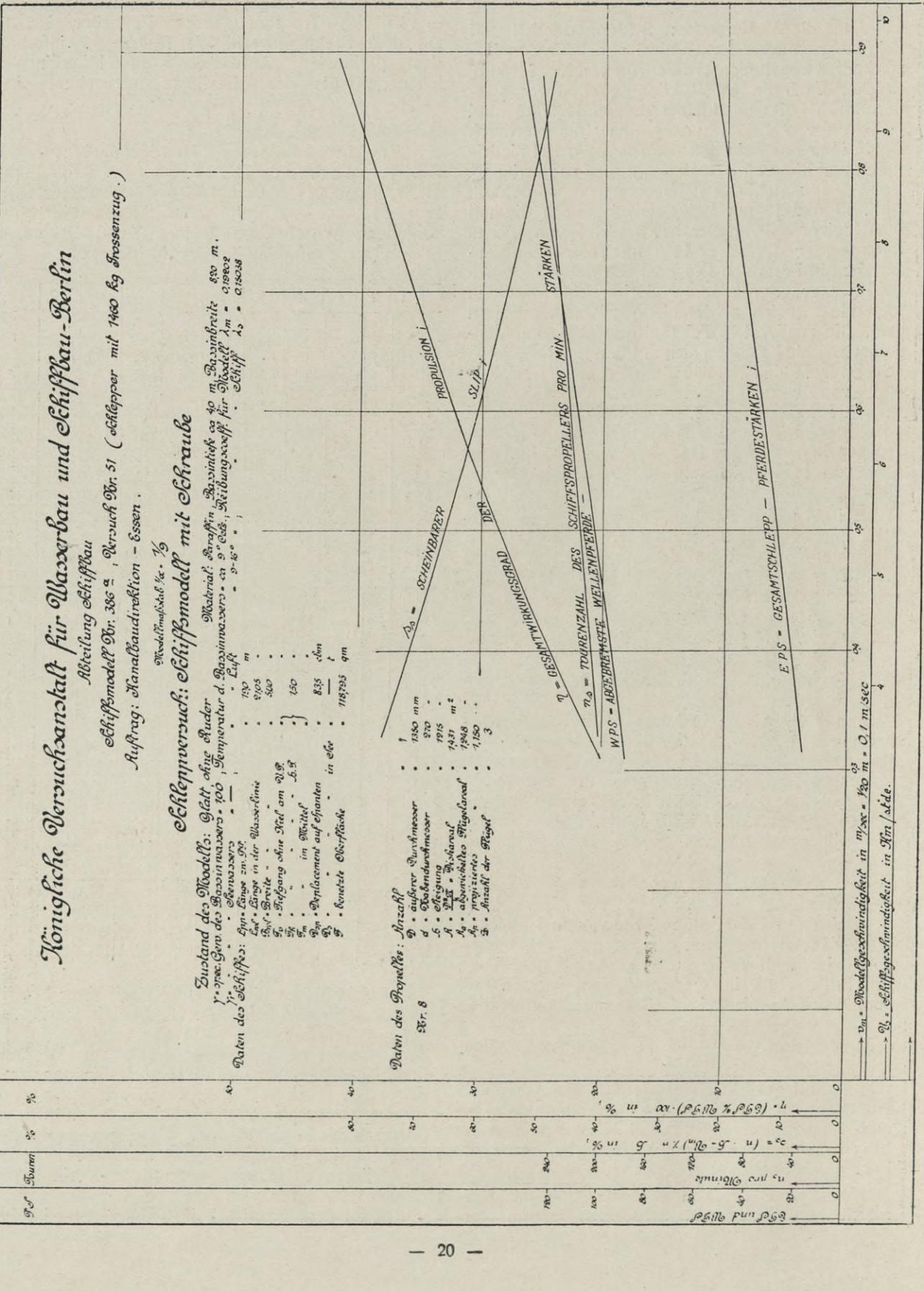
Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Stalt, ohne Ruder
 Material: Graffin, Baumstärke 20 m, Baumbreite 800 m.
 Y-spec. Grav. des Baustoffes = 100, Temperatur d. Baustoffes = 15,9°C, Reibungskoeff. für Modell $\lambda_m = 0,19802$
 Daten des Schiffes: Längs-Länge 20,0 m, Längs-Breite 2,0 m, Längs-Tiefe 1,50 m, Längs-Displacement auf eisernen 835 cbm, Längs-Kontakte Oberfläche 118703 qm

- 1. Anzahl 3
- 2. äußerer Durchmesser 1350 mm
- 3. Hubhöhe 970
- 4. Leistung 1975
- 5. abgewinkeltes Flügelrad 1437 m²
- 6. Propellerdrehzahl 1788
- 7. Anzahl der Flügel 3

Daten des Propellers:

- 1. Anzahl 3
- 2. äußerer Durchmesser 1350 mm
- 3. Hubhöhe 970
- 4. Leistung 1975
- 5. abgewinkeltes Flügelrad 1437 m²
- 6. Propellerdrehzahl 1788
- 7. Anzahl der Flügel 3



v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec = $\frac{1}{50} m = 0,1 m/sec$
 v_s = Schiffgeschwindigkeit in Km/Std.

Abb. 15

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 386^a Versuch Nr. 55 (Schlepper mit 1460 kg Fressenzug.)

Auftrag: Kanalbauirrektion Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{4} \times \frac{1}{5}$

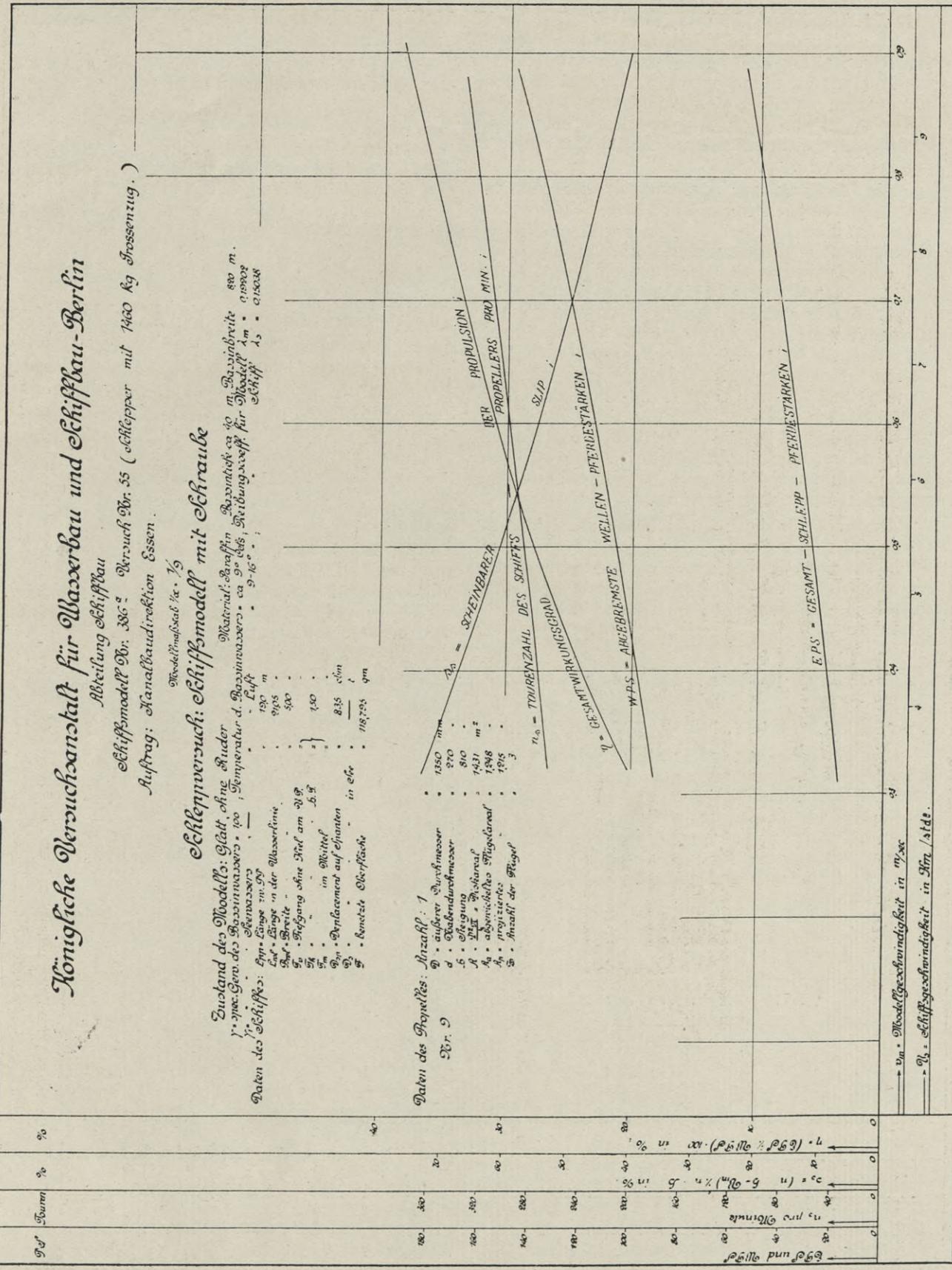
Schlepperversuch: Schiffmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Statt ohne Ruder
 Material: Zerstoffen, Baumstärke 40 m, Baumbreite 880 m.
 Temperatur d. Wasser = 10°; Temperatur d. Luft = 9° 16' 50".
 Modell für Schiff A₃ = 015032
 Modell für Schiff A₅ = 015038

- Daten des Schiffes:
- l = Länge in m 130
 - b = Breite 925
 - h = Höhe in der Wasserrinne 500
 - g = Gefälle ohne Ruder am Ruder 1:30
 - g_1 = Gefälle im Mittel 1:30
 - Q_{ver} = Verdrängung auf spannen in cbm 835
 - Q = Gewicht oberhalb 118755 gm

Daten des Propellers: Anzahl: 1

- Nr. 9
- d = äußerer Durchmesser 1350 mm
 - d_1 = innerer Durchmesser 970
 - d_2 = Durchmesser 810
 - A = Fläche 1431 m²
 - A_1 = Fläche 1388
 - A_2 = Fläche 1915
 - z = Anzahl der Flügel 3



v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec
 v_s = Schiffgeschwindigkeit in km /std.

Abb. 16

Sog und Nachstrom offenbar noch erleidet, nicht nur auf Grund von schätzungsweisen Annahmen derselben, sondern auch durch einen Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben nachgeprüft wird. Geringe Unterschiede, die dabei in den Turenzahlen zutage treten, können auf die Veränderlichkeit des bei verschiedenen Steigungsverhältnissen nicht konstanten Nachstroms zurückgeführt werden.

Die Aufgabe zur Bestimmung der zweckmäßigsten Propellerdimensionen für einen vorliegenden Fall trifft bei Schleppern an den Konstrukteur oft in einer anderen Form heran, als sie bei den Auswertungen der Diagramme Abb. 11 und 12 erörtert wurde, insofern als für die verlangte Geschwindigkeit meistens der erreichbare Propellerschub bzw. Trossenzug noch unbekannt ist, dagegen aber der Wunsch besteht, ein bestimmtes Maschinenmodell zu verwenden, welches seine volle Leistung bei einer bestimmten Turenzahl abgeben kann, so daß nur noch die Frage zu entscheiden bleibt, mit welchem Propeller es unter diesen Umständen möglich sein wird, den besten Wirkungsgrad und demzufolge auch den größten Trossenzug zu erzielen.

Um auch für diese Verhältnisse die erforderlichen Unterlagen zu liefern, ist in den Diagrammen Abb. 17 eine weitere (andere) Auswertung der Versuchsergebnisse der Propellerserie „M“ als Funktion des sogenannten Turenmomentgrades

$$C_{nm} = n \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{V_e^5}}$$

(vergl. „S. P. V. 1916“, S. 57) vorgenommen worden.

Für einen bestimmten Wert des letzteren, d. h. gegebenes Drehmoment, gegebene Turen und Geschwindigkeit, läßt sich aus dem Verlauf der η_p -Kurven sowohl die absolute Größe des erreichbaren günstigsten Wirkungsgrades als auch das diesem zugeordnete Steigungsverhältnis H/D ohne weiteres entnehmen und aus dem entsprechenden Slipgrad

$$C_s = \frac{nD}{V_e}$$

der Propellerdurchmesser zu

$$D = C_s \cdot \frac{V_e}{n}$$

wie aus diesem die Steigung zu $H = h \cdot D$ bestimmen.

Zahlenbeispiel: Für den betreffenden Einschraubenschlepper von 5 km/stde Schleppgeschwindigkeit soll eine Maschine vorgesehen sein, welche ihre volle Leistung von $IPS = 120$ indizierten Pferdestärken gerade mit $n_s = 180$ Turen pro Minute abgeben kann.

Verlangt seien die zweckmäßigsten Propellerdimensionen sowie deren Wirkungs- und

Gütegrad durch Auswertung der Diagramme Abb. 17 der Versuchsergebnisse der Propellerserie „M“.

Unter Annahme eines Maschinenwirkungsgrades $\eta_m = 0,85$ stehen in diesem Falle

$$WPS = IPS \cdot \eta_m = 120 \cdot 0,85 = 102$$

abgebremste Wellenpferdestärken zur Verfügung. Mithin beträgt unter Vernachlässigung der Lauf- und Drucklagerreibung der Wellenleitung bei $n_s = 180$ Turen pro Minute $= n = 3$ Turen pro Sekunde das Drehmoment

$$M = \frac{WPS \cdot 75}{2 \pi n} = \frac{102 \cdot 75}{2 \pi \cdot 3} = 406 \text{ mkg,}$$

so daß für $V_s = 5$ km/stde Schleppgeschwindigkeit oder einer nominellen Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den hinter dem Fahrzeug arbeitenden Propeller von $V_e = 1,80$ m/sec (entsprechend einer Nachstromziffer von $w = 0,15$) ein Turenmomentgrad von

$$C_{nm} = n \cdot \sqrt[3]{\frac{M}{V_e^5}} = 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{406}{1,180^5}} = 16,85$$

vorliegt.

Für diesen Wert von C_{nm} bestimmen die Diagramme Abb. 17 den günstigsten reinen Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,291$ für das Steigungsverhältnis von $H/D = 0,7$ und einen diesem letzteren zugeordneten Slipgrad

$$C_s = \frac{nD}{V_e} = 4,295.$$

Hieraus läßt sich der erforderliche Propellerdurchmesser zu

$$D = C_s \cdot \frac{V_e}{n} = 4,295 \cdot \frac{1,180}{3} = 1,689 \text{ m}$$

und die Steigung zu

$$H = h \cdot D = 0,70 \cdot 1,689 = 1,183 \text{ m}$$

berechnen.

Die Propellerschubpferdestärken betragen

$$SPS = WPS \cdot \eta_p = 102 \cdot 0,291 = 29,7$$

und der effektive von der Schraube erzeugte Schub

$$S = \frac{SPS \cdot 75}{V_e} = \frac{29,775}{1,180} = 1889 \text{ kg.}$$

Letzterer ist nach früheren Ausführungen gleich der Summe aus dem nutzbaren Trossenzug Z und dem Schleppwiderstand W , vermehrt um den Propellersog:

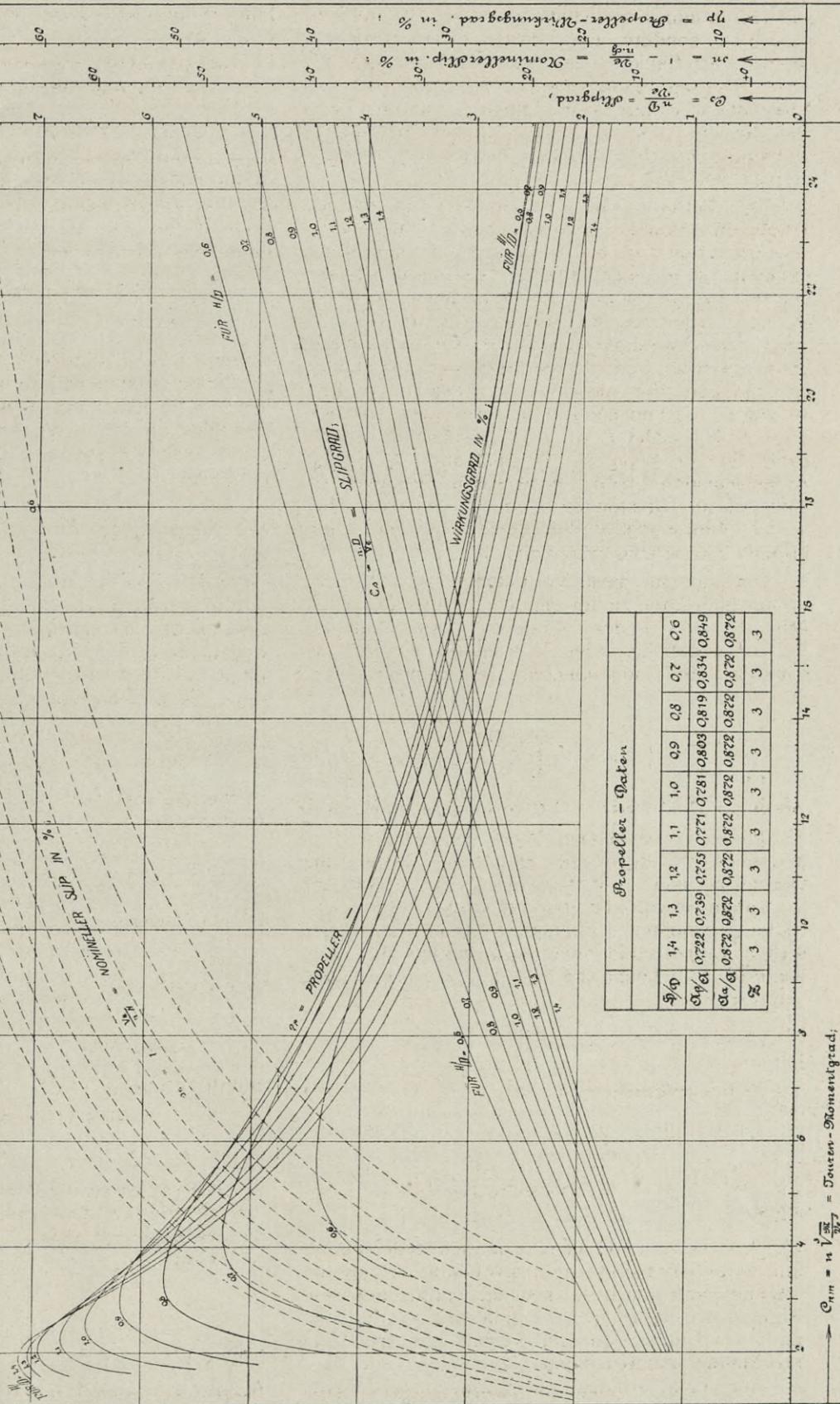
$$S = \frac{Z + W}{1 - t};$$

$$\therefore Z = S(1 - t) - W;$$

Sogziffer t wieder mit 0,10 und Schleppereigenwidersand W mit 40 kg eingesetzt, ergibt

Systematische Propelleruntersuche

Serie III



Propeller - Daten

$\frac{D}{D_0}$	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	0.9	0.8	0.7	0.6
$\frac{C_D}{C_{D0}}$	0.722	0.739	0.753	0.771	0.781	0.803	0.819	0.834	0.849
$\frac{C_Q}{C_{Q0}}$	0.822	0.822	0.822	0.822	0.822	0.822	0.822	0.822	0.822
$\frac{C_M}{C_{M0}}$	3	3	3	3	3	3	3	3	3

$C_{M0} = \frac{1}{2} \rho V^2 D^4$ = Quellen-Momentengrad

Abb. 17

$Z = 1889 \cdot 0,9 - 40 = 1660$ kg. Somit beträgt der Schleppgütegrad schließlich

$$Z/IPS = \frac{1660}{120} = 13,83 \text{ kg PS.}$$

Nimmt man eine gleiche Auswertung der Diagramme Abb. 17 für die anderen darin eingetragenen Steigungsverhältnisse von $H/D = 0,6 - 1,4$ vor, so ergeben sich die in Tabelle 8 aufgeführten Werte.

Wie daraus zu ersehen, ist unter den gegebenen Verhältnissen, d. h. bei gegebener Maschinenleistung und bestimmten Turen mit Verkleinerung des Propellerdurchmessers unterhalb $D = 1,69$ m ein immer stärker werdender Abfall des Propellerwirkungsgrades η_p und demzufolge auch ein solcher des Schleppgütegrades Z/IPS verbunden, so

Tabelle 8.

Einschraubenschlepper.

Rechnungsergebnisse für $IPS = 120$ indizierte Pferdestärken mit $n_s = 180$ Turen/Minute bei $V_s = 5$ km/stde Schleppgeschwindigkeit.

	1	2	3	4	5	6	7
	H/D	η_p	C_s	D (m)	Z+W (kg)	Z (kg)	Z/IPS (kg/PS)
1	0,6	0,288	4,57	1,80	1 631	1 641	13,68
2	0,7	0,292	4,295	1,69	1 700	1 660	13,83
3	0,8	0,286	4,075	1,60	1 669	1 629	13,58
4	0,9	0,279	3,88	1,53	1 628	1 588	13,24
5	1,0	0,270	3,73	1,47	1 575	1 535	12,79
6	1,1	0,260	3,58	1,41	1 517	1 467	12,22
7	1,2	0,250	3,45	1,36	1 464	1 424	11,87
8	1,3	0,242	3,325	1,31	1 411	1 371	11,43
9	1,4	0,231	3,20	1,26	1 348	1 308	10,90

daß umgekehrt bis zu einer gewissen Grenze die Verhältnisse um so günstiger werden, je größer die gewählten Durchmesser sind. Ueber $D = 1,69$ m hinaus findet jedoch keine weitere Verbesserung des Gütegrades, sondern im Gegenteil wieder eine Verschlechterung desselben statt.

Wenn also die betreffende Aufgabe wie im vorliegenden Fall in der Weise gestellt ist, daß eine bestimmte Maschine, die ihre volle Leistung mit einer bestimmten Turenzahl abgibt, bereits in ihren Konstruktionsverhältnissen festliegt und derjenige Propeller ermittelt werden soll, welcher unter diesen Umständen bei der verlangten Schleppgeschwindigkeit den besten Wirkungsgrad verspricht, so ergibt sich hierfür ein ganz bestimmter Durchmesser und ein diesem zugeordnetes bestimmtes Steigungsverhältnis. Läßt sich der betreffende günstigste Propellerdurchmesser aus Tiefgangsrücksichten nicht unterbringen, und ist man demzufolge genötigt, einen kleineren (beschränkter) zu wählen, so kann eine volle Ausnutzung der Maschinenleistung bei den gegebenen Turen nur durch ein höheres Steigungsverhältnis

erreicht werden, wobei jedoch, nach den in Tabelle 8 aufgeführten Rechnungsergebnissen zu urteilen, ein schlechterer Wirkungsgrad und Schleppgütegrad mit in Kauf genommen werden muß.

Bei den obigen Untersuchungen ist zunächst die Annahme gemacht worden, daß auch bei einer Dampfmaschine das zur Verfügung stehende Drehmoment konstant bleibt, was genau genommen aber nur dann zutreffen wird, wenn bei gleichem Dampfdruck immer ein und dieselbe Zylinderfüllung vorliegt. Da man es jedoch bei Dampfmaschinen im allgemeinen, besonders aber bei solchen, die für den Schleppbetrieb verwandt werden, meistens in der Hand hat, durch Einstellung anderer Füllungsgrade in gewissen Grenzen verschieden große Drehmomente zu erzeugen, so läßt sich mit diesen selbst bei an sich unrichtig dimensionierten Propellern in den meisten Fällen wenigstens eine Anpassung des Drehmomentes der Maschine an das der Schraube in der Weise erreichen, daß die volle Maschinenleistung abgegeben werden kann.

Anders dürften aber die Verhältnisse bei Verbrennungsmotoren liegen, deren Drehmomente in weit geringerem Grade veränderlich sind.

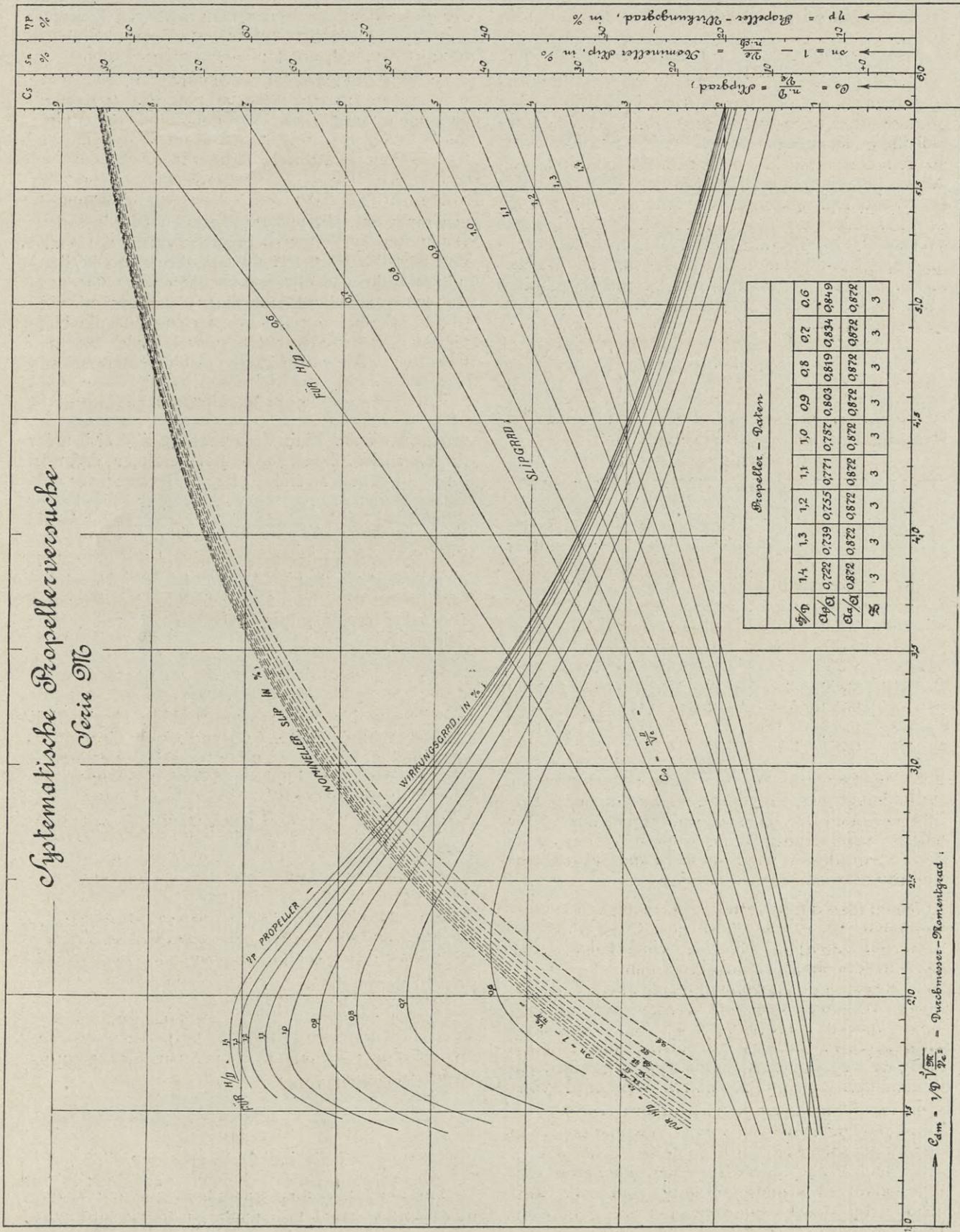
Es ist nämlich eine bekannte, auf Probefahrten oft beobachtete Erscheinung, daß bei Motorschleppern der verlangte Trossenzug bzw. die gewünschte Schleppgeschwindigkeit vielfach deswegen nicht erreicht wird, weil die Maschine infolge eines in Durchmesser und Steigung zu groß bemessenen Propellers nicht auf diejenigen Turen kommen kann, bei welcher sie ihre volle Konstruktionsleistung abzugeben imstande sein würde. Ist andererseits der Propeller zu klein dimensioniert, so wird die Konstruktionsturenzahl leicht bis zu einem gewissen Grade überschritten, die Schraube aber unter diesen Verhältnissen mit einem übermäßig hohen Slip und schlechteren Wirkungsgrad arbeiten und daher ebenfalls nicht die sonst mit richtig gewählten Propellern erreichbare Schleppleistung erzielen können. In beiden Fällen dürfte es erstrebenswert sein, eine Abänderung in den Schraubendimensionen dahin zu treffen, daß die volle Motorleistung bei der verlangten Geschwindigkeit gerade mit der Konstruktionsturenzahl der Maschine abgegeben wird. Um hierfür die erforderlichen Unterlagen zu erhalten, ist schließlich noch eine weitere Auswertung der systematischen Propellerversuchsergebnisse Serie „M“ nach der in folgendem erörterten Methode und in der durch die Diagramme Abb. 18 dargestellten Weise als Funktion des sogenannten Durchmessermomentgrades

$$C_{dm} = \frac{1}{D} \sqrt[3]{\frac{M}{V_c^2}}$$

(Vergl. „S. P. V. 1916“, S. 71) vorgenommen worden.

An Hand derselben kann man nun die Frage beantworten, ob der gewählte Propeller mit dem vorgeschriebenen Motor bei der verlangten

Systematische Propellerprobe Serie III



$C_{Dm} = 1.4 \sqrt{\frac{500}{D_m^2}}$ = Durchmesser - Momentkoeffizient

Abb. 18

Schleppgeschwindigkeit überhaupt auf die Konstruktionen der Maschine zu bringen sein wird.

Für die Durchrechnung eines Zahlenbeispiels soll sinngemäß auf den bereits oben untersuchten Fall zurückgegriffen werden, in welchem eine bestimmte Maschinenstärke, d. h. hierbei Motorleistung, an abgebremsten Wellenpferden $WPS = 102$ festgelegt ist, mit dem Unterschied, daß diese mit einer Urendzahl von $n_s = 240$ statt wie dort 180/min. abgeben werden kann. Es sei ein Propeller nach Modell Nr. 7 mit dem Steigungsverhältnis $h = H/D = 1,2$ von $D = 1,25$ m Durchmesser gewählt und an Hand der Diagramme Abb. 18 eine Auswertung der Versuchsergebnisse für $V_s = 5$ km/stde Schleppgeschwindigkeit vorzunehmen.

Das zur Verfügung stehende Motordrehmoment, welches unter Vernachlässigung der Reibungsverluste für die Lauf- und Drucklager der Wellenleitung, im günstigsten Fall auch nur zur Ueberwindung des Drehmoments des Propellers hergegeben werden kann, beträgt:

$$M = \frac{WPS \cdot 75}{2 \pi n_s} \cdot 60 = \frac{102 \cdot 75}{2 \pi \cdot 240} \cdot 60 = 305 \text{ mkg.}$$

Mithin liegt bei einer nominellen Zuflußgeschwindigkeit des Wassers in den hinter dem Fahrzeug arbeitenden Propeller von $V_c = 1,180$ m/sec. ein Durchmessermomentgrad

$$C_{dm} = \frac{1}{D} \cdot \sqrt{\frac{M}{V_c^2}} = \frac{1}{1,25} \cdot \sqrt{\frac{305}{1,180^2}} = 4,82$$

vor.

Hierfür bestimmen die Diagramme Abb. 18 einen dem Steigungsverhältnis $H/D = 1,2$ zugeordneten Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V_c} = 3,36$$

und einen entsprechenden Propellerwirkungsgrad $\eta_p = 0,255$. Der Motor wird daher nur auf

$$n = C_s \cdot \frac{V_c}{D} = 3,36 \cdot \frac{1,180}{1,25} = 3,17$$

Turen pro Sekunde = n_s 190 Turen pro Minute kommen und hierbei nicht seine volle Leistung von $WPS = 102$, sondern, bei konstant angenommenem Drehmoment, etwa nur

$$WPS \cdot \frac{190}{240} = 102 \cdot \frac{190}{240} = 81$$

abgebremste Wellenpferdestärken abgeben können, so daß bei dem für diese Verhältnisse oben ermittelten reinen Propellerwirkungsgrad von η_p

$$SPS = WPS \cdot \eta_p = 81 \cdot 0,255 = 20,7$$

effektive Propellerschubpferdestärken und ein nutzbarer Schraubenschub von

$$S = \frac{SPS \cdot 75}{V_c} = \frac{20,7 \cdot 75}{1,180} = 1,314 \text{ kg}$$

erzeugt werden.

Letzterer ist nach früheren Ausführungen wieder gleich der Summe aus dem nutzbaren Trossenzug Z und dem Schleppereigenwiderstand W mit 40 kg eingesetzt, ergibt:

$$Z = 1314 \cdot 0,9 - 40 = 1142 \text{ kg.}$$

Somit ergibt sich der Schleppgütegrad schließlich zu

$$\frac{Z}{WPS} = \frac{1142}{81} = 14,1 \text{ kg/PS.}$$

Damit dieser mit dem bereits für den Dampfschlepper von $IPS = 120$ indizierten Pferdestärken ermittelten in Vergleich gesetzt werden darf, muß das Resultat nicht auf die abgebremsten Wellenpferdestärken WPS , sondern unter Annahme desselben (nominellen) Maschinenwirkungsgrades $\eta_m = 0,85$ wie bei der Dampfmaschine auf die indizierten IPS bezogen werden, wobei sich ein (nomineller) Gütegrad für den Motorschlepper von

$$\frac{Z}{IPS} = \frac{Z}{WPS} \cdot \eta_m = 14,1 \cdot 0,85 = 11,99 \text{ kg/PS}$$

ergeben würde. Eine Verbesserung läßt sich unter diesen Verhältnissen nur dadurch erzielen, daß man für den Propeller von $D = 1,25$ m Durchmesser entweder durch Anordnung verstellbarer Flügel oder durch eine Neukonstruktion eine andere (kleinere) Steigung vorsieht, so daß der Motor „auf Turen“ kommen und infolgedessen auch seine volle Leistung abgeben kann. Damit sich dies erreichen läßt, muß die Schraube bei dem vorliegenden Durchmessermomentgrad $C_{dm} = 4,82$ mit einem Slipgrad

$$C_s = \frac{n D}{V_c} = \frac{4 \cdot 1,25}{1,180} = 4,23$$

arbeiten, wofür die Diagramme Abb. 18 ein Steigungsverhältnis $H/D = 0,95$ und einen diesem zugeordneten Wirkungsgrad $\eta_p = 40,250$ bestimmen. Unter diesen Verhältnissen könnten daher

$$SPS = WPS \cdot \eta_p = 102 \cdot 0,250 = 25,5$$

effektive Propellerschubpferdestärken und ein nutzbarer Schraubenschub von

$$S = \frac{SPS \cdot 75}{V_c} = \frac{25,5 \cdot 75}{1,180} = 1 620 \text{ kg}$$

erzielt werden, so daß sich bei sonst gleichen Annahmen wie oben ein nutzbarer Trossenzug $Z = S \cdot (1 - t) - W = 1620 \cdot 0,9 - 40 = 1420$ kg und ein Schleppgütegrad

$$\frac{Z}{WPS} = \frac{1420}{102} = 13,90 \text{ kg/PS}$$

bezogen auf die abgebremste Wellenpferdestärke, und ein solcher von

$$\frac{Z}{IPS_0} = \frac{Z}{WPS} \cdot \eta_m = 13,9 \cdot 0,85 = 11,8 \text{ kg/PS}$$

mit Bezug auf die indizierte ergeben würde.

Aus diesen Untersuchungen geht bereits zur Genüge hervor, wie wichtig es ist, bei Motorschleppern, deren Maschinen mit variablen Füllungen und verschiedenen Drehmomenten arbeiten

können, das Drehmoment des Propellers durch richtige Wahl der Steigung dem des Motors anzupassen. Eine Nachprüfung dieser Verhältnisse dürfte besonders für den besonderen Fall angebracht erscheinen, wo es sich darum handelt, mit ein und derselben Schraube nicht nur bei einer bestimmten Konstruktionsgeschwindigkeit günstige Gütegrade zu erzielen, sondern außerdem bei verschiedenen Schleppgeschwindigkeiten und schließlich auch noch in der Periode der Anfahrt, während der Lastzug erst auf eine bestimmte Schleppgeschwindigkeit gebracht werden soll, mit möglichst gutem Wirkungsgrad unter Vollaussnutzung der zur Verfügung stehenden Maschinenleistung zu arbeiten. Wie in folgendem nachgewiesen werden wird, läßt sich dies eigentlich nur durch Wahl eines Propellers mit steuerbaren Flügeln erreichen.

Stellt man die Forderung, daß unter Einhaltung aller übrigen Konstruktionsbedingungen der obige mit einer festflügligen Schraube nach Modell Nr. 7 von $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis und $D = 1,25$ m Durchmesser ausgerüstete Motorschlepper, für den ein Motor von $WPS = 102$ abgebremsten Wellenpferdestärken oder $IPS_0 = 120$ (nominell) indizierten bei $n_s = 240$ Konstruktionsstufen pro Minute vorgesehen ist, nicht nur, wie vorhin verlangt, bei der Schleppgeschwindigkeit von $V_s = 5$ km/stde, sondern auch noch bei der kleineren Geschwindigkeit von $V_s = 4$, sowie bei den größeren von 6, 7 und 8 km/stde arbeiten soll, so ergeben sich unter Annahme eines mit dem Quadrat der Geschwindigkeit anwachsenden Schleppwiderstandes W auf Grund der Diagramme Abb. 18 die in Tabelle 9 zusammengestellten Daten über die unter diesen

Tabelle 9.

Einschraubenschlepper.

Rechnungsergebnisse für Motor von $WPS = 102$ abgebremsten Wellenpferdestärken entsprechend $IPS_0 = 120$ (nominell) indizierten mit $n_s = 240$ Turen/Min. bei Konstruktionsleistung für verschiedene Schleppgeschwindigkeiten mit Propeller Modell Nr. 7 von $D = 1,25$ m Durchmesser.

	1	2	3	4	5	6	7	8
	V_s km/Std.	C_{dm}	γ_p	C_s	n_s p. Min.	Z kg	IPS	Z/IPS
1	4	5,60	0,212	4,10	185	1 175	93	12,64
2	5	4,82	0,255	3,36	190	1 141	95	12,02
3	6	4,27	0,295	2,88	196	1 109	93	11,32
4	7	3,86	0,332	2,54	201	1 089	101	10,78
5	8	3,52	0,368	2,27	206	1 055	103	10,24

verschiedenen Verhältnissen erreichbaren Turen, Trossenzüge und Gütegrade Z/IPS , wobei letztere auf die jedesmalige wirklich verbrauchte Maschinenleistung IPS (Spalte 7) an (nominellen) indizierten Pferdestärken bezogen worden sind. Paßt man dagegen die betreffende Schraube von $D = 1,25$ m Durchmesser durch Steigungsänderung den jedesmaligen Schleppgeschwindigkeiten in der Weise an, daß der Motor stets auf seine Kon-

struktionsstufen kommen und daher auch seine volle Leistung abgeben kann, so lassen sich die in Tabelle 10 aufgeführten Verhältnisse erreichen.

Tabelle 10.

Einschraubenschlepper.

Rechnungsergebnisse für Motor von $WPS = 102$ abgebremsten Wellenpferdestärken entsprechend $IPS_0 = 120$ (nominell) indizierten mit $n_s = 240$ Turen/min. bei verschiedenen Schleppgeschwindigkeiten und Wahl von Propellern mit $D = 1,25$ m Durchmessern und für die jedesmalige Geschwindigkeit zweckmäßigsten Steigungen.

	1	2	3	4	5	6	7	8
	V_s km/Std.	C_{dm}	C_s	H/D	γ_p	Z kg	IPS	Z/IPS
1	4	5,60	5,28	0,93	0,205	1 474	120	12,28
2	5	4,80	4,23	0,95	0,250	1 418	120	11,82
3	6	4,27	3,52	0,98	0,288	1 342	120	11,18
4	7	3,86	3,02	1,00	0,326	1 282	120	10,68
5	8	3,52	2,65	1,02	0,363	1 238	120	10,32

Wie aus einem Vergleich entsprechender Werte der Tabellen 9 und 10 zu ersehen ist, sind die Unterschiede besonders bei den ganz niedrigen Schleppgeschwindigkeiten in den erzielbaren absoluten Trossenzügen Z (Spalte 6) bis zu 25 % größer, so daß damit die Ueberlegenheit der Schraube mit steuerbaren Flügeln einer festflügligen gegenüber genügend im Prinzip gekennzeichnet sein dürfte.

Vergleich der typischen Schlepperpropeller der Serie „M“ mit den gewöhnlichen Schiffsschrauben der Serie „A“ durch Standproben.

Wie bereits in den „S. P. V. 1916“, S. 14 erwähnt, darf man den in der Praxis vielfach üblichen Stand- oder Pfahlproben nur einen beschränkten Wert zusprechen. Immerhin liefern dieselben aber für Schlepper, die unter hohen Belastungsgraden d. h. bei kleinen Geschwindigkeiten mit großen Trossenzügen arbeiten sollen, einen relativen Maßstab zur Beurteilung des Gütegrades der Schrauben. Aus diesem Grunde ist auch im Folgenden nach der an oben bezeichneter Stelle erörterten Methode eine Auswertung der Standversuche der drei Grundpropeller der Serie „M“ mit den Steigungsverhältnissen $H/D = 1,2 - 0,9$ und $0,6$ zwecks Vergleich mit den Propellern der Serie „A“ vorgenommen worden. In den Diagrammen Abb. 19 sind die Ergebnisse in Form des sogenannten Propellergütegrades S/WPS und der Turenkonstanten $C_n = n \cdot D$ als Funktion des Durchmesserbelastungsgrades $\frac{\sqrt{S}}{D}$ aufgetragen.

Hierin bedeutet S den Propellerschub in kg, D den Propellerdurchmesser in m; n die Turenzahl pro Sekunde und WPS die erforderliche abgebremste Pferdestärkenleistung. Soll eine dem untersuchten Modellpropeller genau ähnliche Schiffsschraube

vom Durchmesser D in Stand den Schub S erzeugen, so liegt hiermit der Durchmesserbelastungsgrad $\frac{\sqrt{S}}{D}$ fest. Der diesem bei dem be-

treffenden Steigungsverhältnis zugeordnete Wert von S/WPS liefert den Gütegrad d. h. den Schub in kg pro abgebremste Pferdestärke und gestattet die Bestimmung der erforderlichen Leistung, während der entsprechende von $C_n = n D$ zur Ermittlung der Turenzahl, auf die der Propeller dabei zu bringen ist, dienen kann. Wird z. B. von

Die Propeller der Serie „A“ hatten bei demselben Durchmesserbelastungsgrad

$$\frac{\sqrt{S}}{D} = 35$$

für die beiden im Grenzfall untersuchten Flächenverhältnisse $A_p/A = 25$ und 60% (projiziertes Flügellareal zur Diskfläche) bei den verschiedenen Steigungsverhältnissen $H/D = 0,6 - 1,2$, die in Tabelle 11, Spalte 2 und 3, aufgeführten Gütegrade S/WPS ergeben (vergl. „S. P. S. 1916“, S. 20). Wie daraus (Spalte 4) zu ersehen, waren

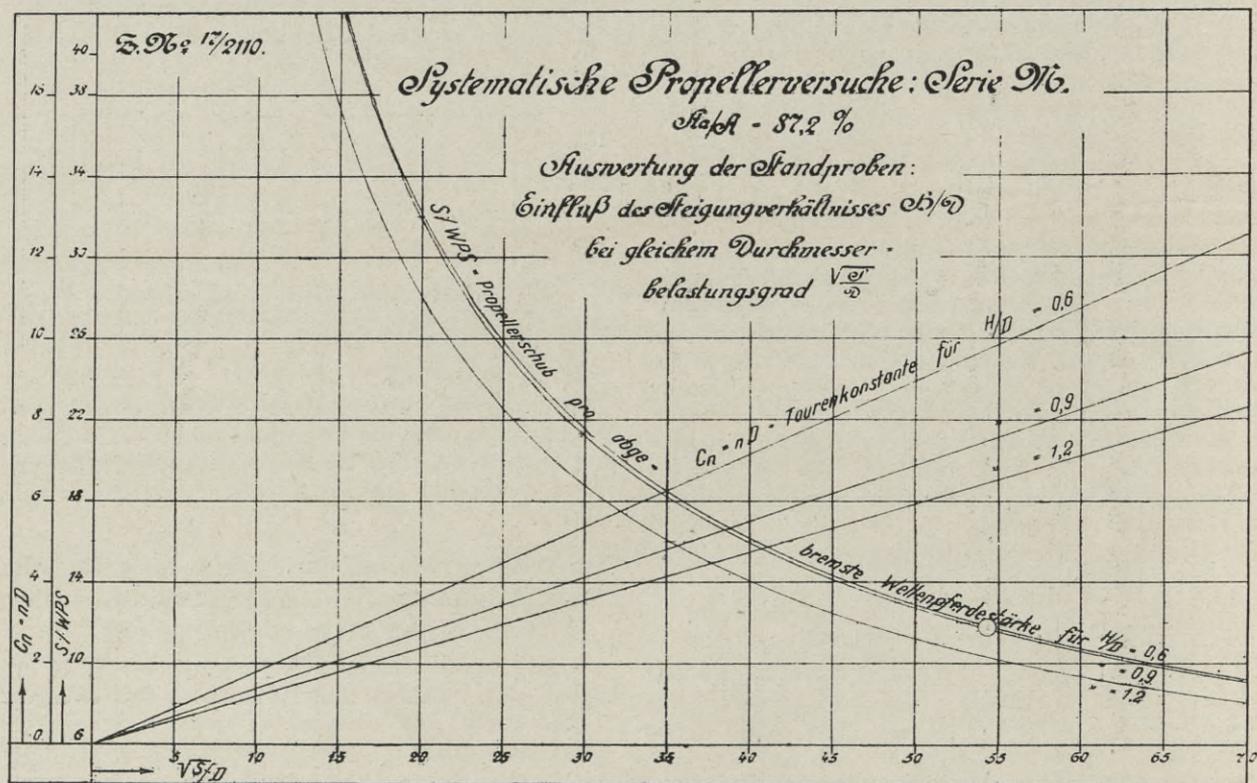


Abb. 19

einem Propeller der Serie „M“ vom Durchmesser $D = 1,35$ m mit dem Steigungsverhältnis $H/D = 0,9$ ein Schub $S = 2200$ kg verlangt, so beträgt der Durchmesserbelastungsgrad

$$\frac{\sqrt{S}}{D} = \frac{\sqrt{2200}}{1,35} = 35$$

der diesem zugeordnete Gütegrad $S/WPS = 18,2$ und die Turenkonstante $C_n = nD = 4,8$. Mithin ergibt sich die erforderliche Leistung zu

$$WPS = \frac{S}{18,2} = \frac{2200}{18,2} = 110$$

abgebremste Wellenpferdestärken und die Turenzahl zu

$$n = \frac{4,8}{D} = \frac{4,8}{1,35} = 3,55$$

pro Sekunde.

die Propeller mit dem größeren Flügellareal denen mit dem kleineren je nach dem Steigungsverhältnis um $2,9 - 16,8\%$ überlegen.

Tabelle 11.

	1	2	3	4
	Werte von S/WPS für $A_p/A = 25\%$		Werte von S/WPS für $A_p/A = 60\%$	
H/D			Ueberlegenheit in % der Werte Spalte 3 gegenüber Spalte 2	
1	0,6	17,5	18,0	2,9
2	0,8	16,5	18,0	9,1
3	1,0	15,0	17,1	14,1
4	1,2	13,6	15,9	16,8

Es war demnach zu erwarten, daß bei noch höheren Flächenverhältnissen als $60\% A_p/A$, wie

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

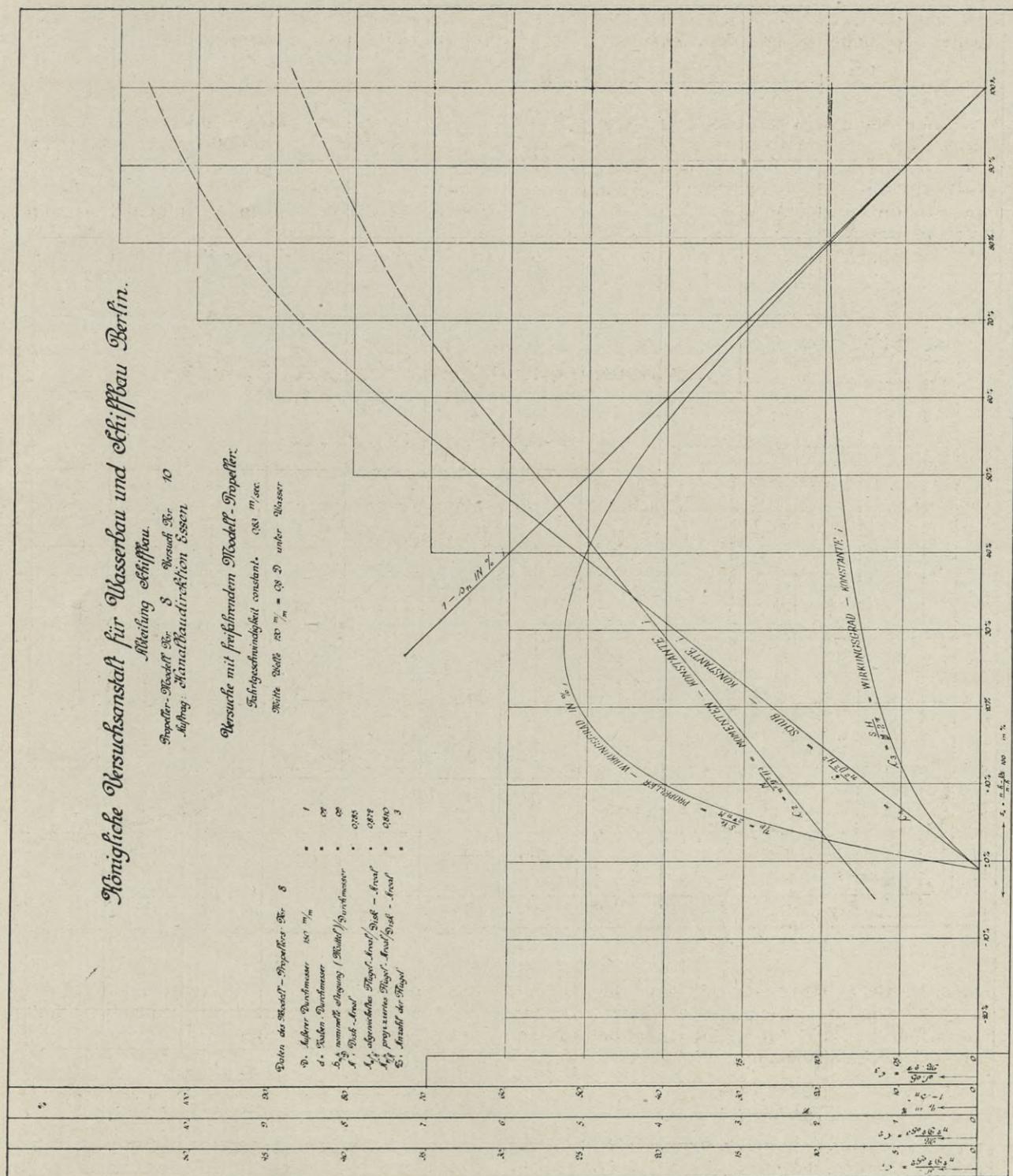
Abteilung Schiffbau.

Propeller-Modell Nr. 8 Versuch Nr. 10
Auftrag: Kanaldruckreaktion Essen

Versuche mit freiswimmendem Modell-Propeller.

Schwimmgeschwindigkeit constant. 0,81 m/sec.
Wichte des Wassers $\rho = 980 \text{ kg/m}^3$ unter Wasser

Daten des Modell-Propeller Nr. 8	1	2	3
D. äußere Durchmesser d_1 in m	0,07	0,09	0,12
d. inneren Durchmesser d_2 in m	0,05	0,06	0,08
d_1/d_2 nominelle Steigung (Kantel) Durchmesser	1,4	1,5	1,5
d_1/d_2 wirkliche Steigung (Kantel) Durchmesser	1,4	1,5	1,5
A_{p1} aufgenommene Flügelfläche/Querschnitt - Kanal	0,877	0,877	0,877
A_{p2} projizierte Flügelfläche/Querschnitt - Kanal	0,803	0,803	0,803
σ : Anzahl der Flügel	3	3	3



sie bei den Propellern der Serie „M“ gewählt wurden, ein weiterer Vorteil zu erreichen sein mußte. In Tabelle 12 sind daher für den gleichen Durchmesserbelastungsgrad $\frac{\sqrt{S}}{D} = 35$ die Ergebnisse der drei Grundpropeller mit den Steigungsverhältnissen $H/D = 0,6 - 0,9$ und $1,2$ zusammen-

Tabelle 12.

	1	2	3
H/D	0,6	0,9	1,2
Werte von S/WPS	18,5	18,2	16,1
Ueberlegenheit gegenüber 60% A_p/A in %	2,7	c. 2,1	1,1

Abb. 20

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

Abteilung Schiffbau.

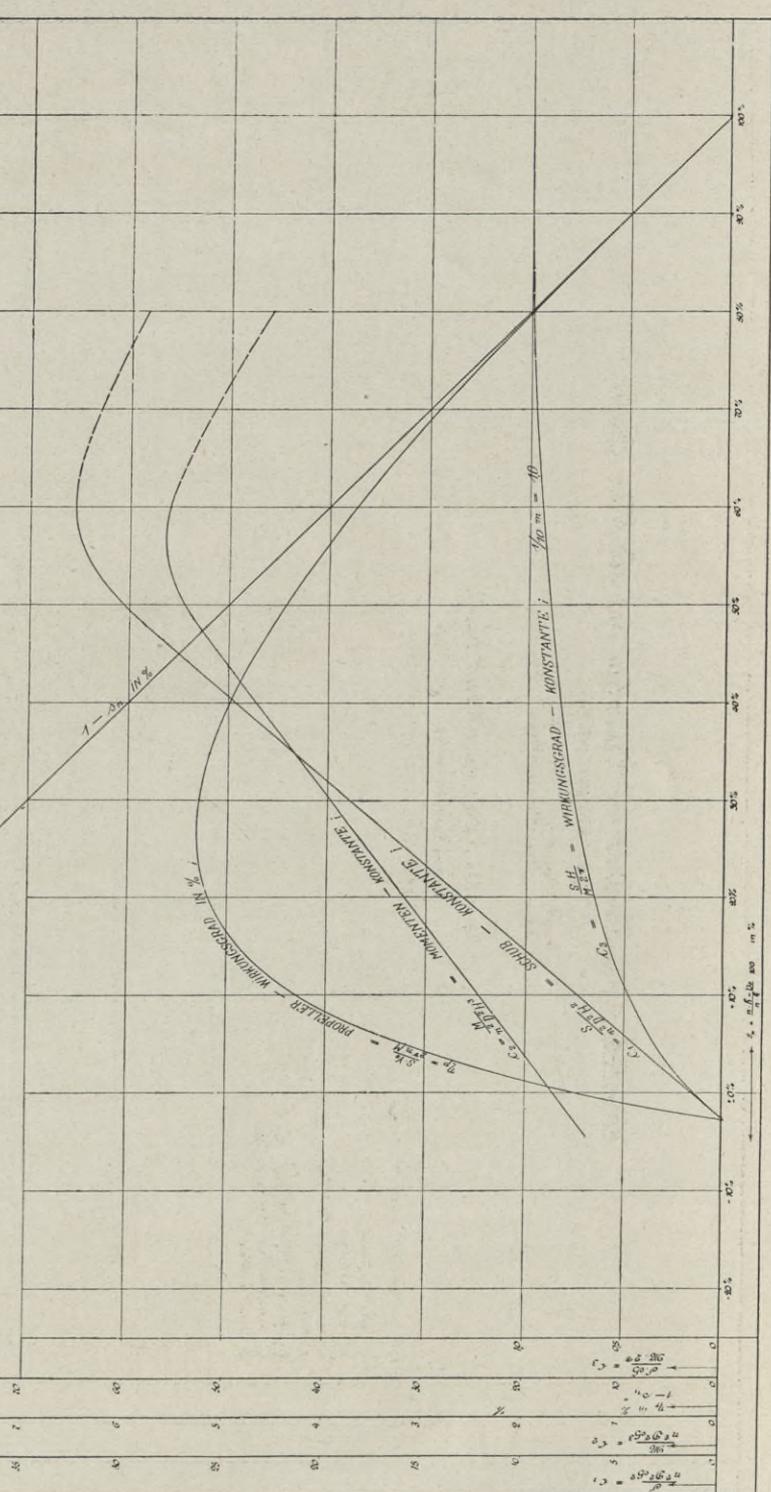
Propeller-Modell Nr. 8 Versuch Nr. 11
Auftrag: Kanalreaktion Essen.

Versuche mit freiführendem Modell-Propeller.

● Bahngeschwindigkeit constant, 0,83 m/sec.
Wichte Wafler 800 $\frac{1}{m^3}$ = 0,87 D unter Wasser.

Daten des Modell-Propellers Nr. 8.

- φ. Äußerer Durchmesser 750 $\frac{1}{m}$ = 80
- d. Huben-Durchmesser = 69
- h_{Hub} nominelle Hubhöhe (Wahl) / Schraubmesser = 69
- k Disk.-Koeff. = 0,785
- k_{H} abgemessenes Hubk.-Koeff. / Disk.-Koeff. = 0,872
- k_{H} prop. veränd. Hubk.-Koeff. / Disk.-Koeff. = 0,810
- Z Anzahl der Flügel = 3



gestellt und in Spalte 3 die Prozentsätze eingetragen, um welche diese Schrauben den entsprechenden der Serie „A“ mit einem A_D/A -Verhältnis von nur 60% überlegen sind. Danach zu urteilen, dürften so völlige Propeller wie die der Serie „M“ einen nur geringen weiteren Vorteil erwarten lassen, welcher in keinem Verhältnis zu dem

zusäßlichen Gewicht und den größeren Herstellungskosten steht.

Einfluß der Tauchung der Schrauben auf die Turenzahl und den Wirkungsgrad.

An dieser Stelle mag noch besonders darauf aufmerksam gemacht werden, daß auch diese

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau Berlin.

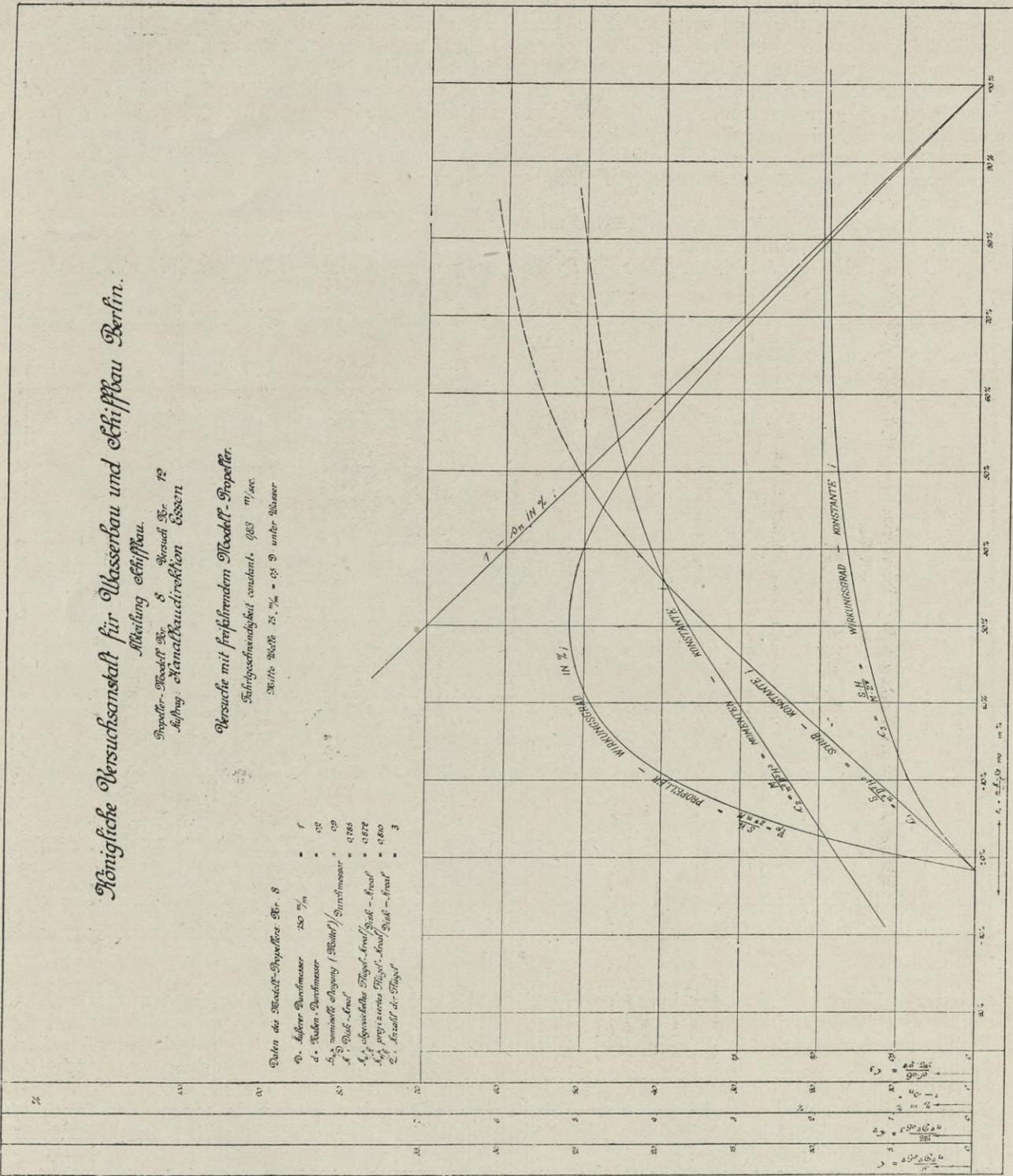
Abteilung Schiffbau.

Propeller-Modell Nr. 8 Versuch Nr. 12
 Leitung: Kanalbauabteilung Essen

Versuche mit freiführendem Modell-Propeller.

Schiffgeschwindigkeit konstant, 0,83 m/sec.
 Mittl. Wellen δ , % = 69,9 unter Wasser

Daten des Modell-Propellers Nr. 8	
D , äußere Durchmesser	150 mm
d , Nuten-Durchmesser	102
S , nominelle Steigung (Blatt)/Durchmesser	0,29
A , Querschnitt des Flügels	0,788
A_p , abgewinkeltes Flügelflächenstück - Flut	0,672
A_{p1} , prozentiges Flügelflächenstück - Flut	0,860
Z , Anzahl d. Flügel	3



Standversuchsergebnisse ebenso wie die Resultate der in Fahrt geprüften Propeller der Serie „A“ und „M“ in erster Linie nur relativen Wert beanspruchen können und auf die Verhältnisse ausgeführter Schiffsschrauben nur dann ohne weiteres übertragen werden dürfen, wenn bei letzteren in gleicher Weise wie bei

den in tiefer Lage (Mitte Welle von der Wasseroberfläche gleich dem Propellerdurchmesser) geschleppten Modellpropellern ein Luft-einsaugen nicht zu erwarten sein wird. Da nun bei hochbelasteten Schrauben von Schleppern einerseits das Bestreben vorliegt, zur Erreichung eines guten Wirkungsgrades einen möglichst gro-

Abb. 22

ßen Durchmesser zu wählen, andererseits aber bei diesen Fahrzeugen der Tiefgang meistens beschränkt ist, so müssen die Propeller oft in einer derartigen Lage arbeiten, daß über der Oberkante ihrer Flügelspitzen nur noch eine Wasserschicht von verhältnismäßig geringer Höhe übrig bleibt. Um auch für diese Verhältnisse die erforderlichen Daten zu gewinnen, wurde einer der bereits in Durchmesser- $t = 1/1 D = 150$ m/m geprüften Grundpropeller Nr. 8 der Serie „M“ noch in den weiteren Lagen von $4/5 D = 120$ m/m, $2/3 D = 100$ m/m und $1/2 D = 75$ m/m Mitte Welle unter Wasseroberfläche in Fahrt untersucht. In diesen vier ver-

setzen nach den Beobachtungen mit dem Beginn eines stärkeren Lufteinsaugens durch die Propeller zusammenfiel. Um nun noch in anschaulicherer Weise zur Darstellung zu bringen, bei welchen Belastungsgraden diese Erscheinung einsetzt, ist in den Diagrammen Abb. 23 eine weitere Auswertung der Versuchsergebnisse Abb. 9 sowie 20 bis 22 als Funktion des Durchmesserbelastungsgrades

$$C_d = \frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e}$$

vorgenommen worden. Wie aus dieser Zusammen-

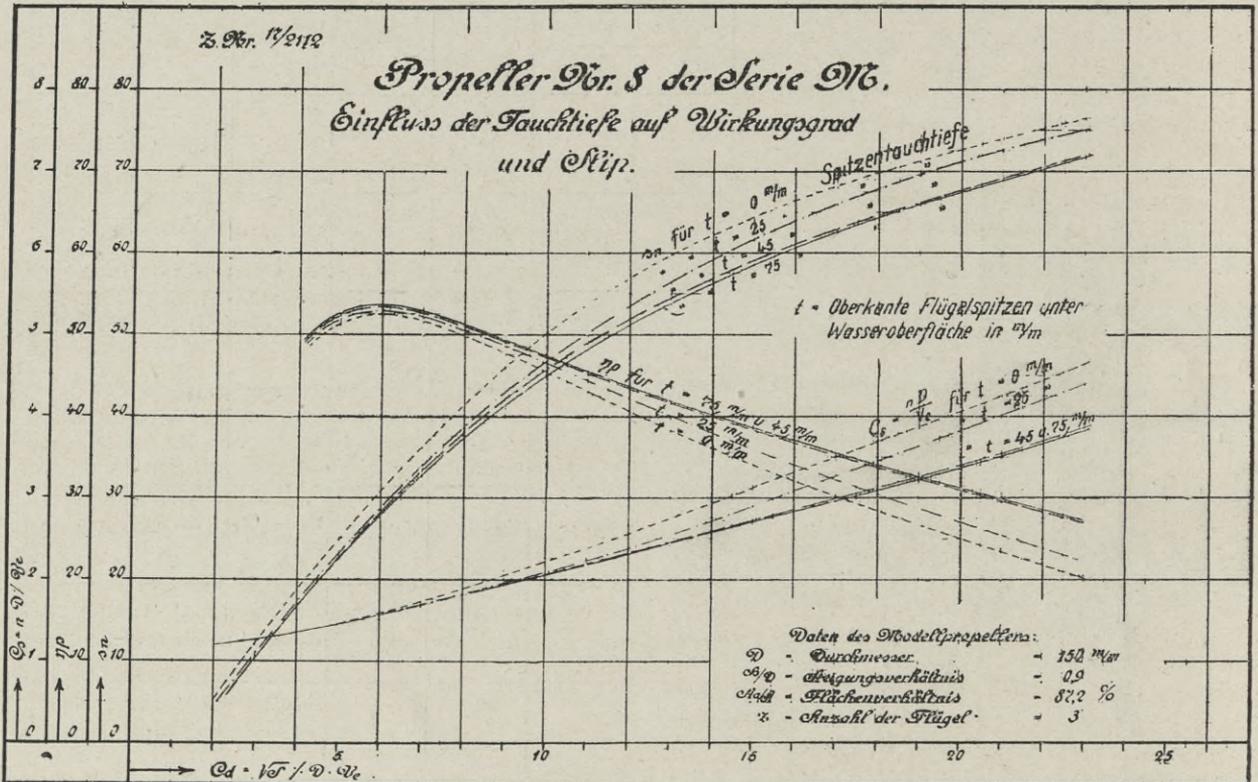


Abb. 23

schiedenen Fällen war demnach über den Flügelspitzen eine Wasserschicht von 75 m/m, 45 m/m, 25 m/m und 0 m/m oder in Prozenten des Propellerdurchmessers ausgedrückt von 50 % – 30 % – 16,7 % und 0 % D vorhanden. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in den Diagrammen Abb. 9 sowie 20–22 zunächst in der üblichen Weise als Funktion des Slips aufgetragen.

Während in den beiden ersten Fällen mit 50 % und 30 % D Wassersäule über den Flügelspitzen (s. Abb. 9 u. 20) der Verlauf der Schub- und Momentkonstanten bis zu den höheren Slipverhältnissen ein gesehmäßiger ist, tritt in den Kurven jener Werte in der Propellerlage mit nur 16,7 % D Wassersäule bei 50 % Slip und in der mit 0 % D Wassersäule bereits bei 35 % Slip eine deutlich erkennbare Diskontinuität auf, deren Ein-

stellung zu ersehen, sind für die vier verschiedenen Fälle die Turen und Wirkungsgrade nur bei den geringsten Werten von C_d mit einander identisch, während bei den höheren nicht unwesentliche Unterschiede auftreten, die bei der für Schlepperschrauben etwa in Betracht kommenden Tauchtiefe von 16,7 % D Wassersäule über den Flügelspitzen schon bei etwa

$$\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e} = 10$$

beginnen. Für die oben erörterten Monopolschlepperprojekte, welche bei $V_s = 5$ km/stde Schleppergeschwindigkeit einen nutzbaren Trossenzug von mindestens 1460 kg liefern sollten, waren nach obigem anfangs Schrauben von $D = 1,35$ m Durchmesser vorgesehen, so daß man

bei diesen unter Berücksichtigung des Schlepper-eigenwiderstandes, des Soges sowie des Nachstroms mit einem Durchmesserbelastungsgrad

$$\frac{\sqrt{S}}{D \cdot V_e} \text{ von etwa } \frac{\sqrt{1750}}{1,35 \cdot 1,25} = 24,8$$

zu rechnen haben müßte. Da dieser Wert bereits denjenigen bei weitem überschreitet, von welchem ab nach den Diagrammen Abb. 23 durch Luft-einsaugen ein Abfall des Wirkungsgrades zu befürchten war, so wurde zur Vermeidung bzw. Verringerung dieser Erscheinung für die Monopolschlepper das breite, die Schraube gut abdeckende Schlepperheck gewählt, welches in Abb. 1 und 13 dargestellt worden ist. Durch Versuche, die später noch erörtert werden sollen, konnte der Nachweis erbracht werden, daß sich hierbei der angestrebte Zweck vollkommen erreichen ließ.

Auswertung der Versuchsergebnisse Schleppermodell mit Schrauben

für einen gewissen Bereich von beliebigen Trossenzügen und Schleppegeschwindigkeiten.

Die Ergebnisse der Versuche: Schleppermodell mit Schrauben (vergl. S. 17 u. f.) sind in der Weise gewonnen worden, daß unter Einhaltung von drei ganz bestimmten (markierten) Trossenzügen die Verhältnisse bei verschiedenen Geschwindigkeiten festgestellt wurden. Da die Ermittlung der entsprechenden Werte für beliebige andere dazwischenliegende Trossenzüge mit Umständen verknüpft ist, so mag für praktische Konstruktionszwecke die in folgendem angewandte allgemeinere Auswertungsmethode erörtert werden, die gleichzeitig den weiteren Vorteil bildet, die Resultate auch, unabhängig von der Dimension, auf andere Schlepper mit ähnlichen Schrauben übertragen zu können.

Bei einem freifahrenden d. h. ohne Schiffmodell untersuchten Propeller ist der Wirkungsgrad η_p nach früherem eine Funktion von dem durch den Belastungsgrad hervorgerufenen Slip s_n , dem auch gleichzeitig bei allen genau ähnlichen Schrauben gleiche Werte der Schubkonstanten

$$c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^3}$$

und der Momentenkonstanten

$$c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3}$$

eindeutig zugeordnet sind. Durch Umformung der letzteren beiden Ausdrücke kann man die verschiedenen Propellerbelastungsgrade in folgender Weise darstellen:

$$1) \quad c_1 = \frac{S}{n^2 D^2 H^3};$$

$$nH = \frac{V_e}{1 - s_n};$$

$$\therefore c_1 = \frac{S (1 - s_n)^3}{D^2 V_e^2}$$

$$2) \quad c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3} = \frac{M (1 - s_n)^2}{D^2 H \cdot V_e^2} = k \frac{M \cdot n (1 - s_n)^2}{75 D^2 \cdot n H \cdot V_e^2}$$

$$= k \cdot \frac{WPS (1 - s_n)^3}{D^2 \cdot V_e^3}$$

oder auch:

$$c_2 = \frac{M}{n^2 D^2 H^3} = k \cdot \frac{M \cdot n}{75 \cdot n^3 \cdot D^2 H^3} = k \cdot \frac{WPS}{n^3 D^2 H^3}$$

wobei k durchweg eine Konstante bedeutet.

Es entsprechen demnach bei allen ähnlichen Schrauben einem bestimmten Wert des Slips s_n ganz bestimmte Werte der Belastungsgrade:

$$\frac{S (1 - s_n)^2}{D^2 \cdot V_e^2}, \quad \frac{WPS}{D^2 \cdot V_e^3} \cdot (1 - s_n)^3 \text{ und } \frac{WPS}{n^3 D^2 H^3},$$

des Wirkungsgrades η_p und naturgemäß auch des sogenannten Slipgrades $\frac{nD}{V_e}$. Da in diesen Aus-

drücken die Größen von $(1 - s_n)$ ihrerseits wieder durch den Slip s_n eindeutig bestimmt werden, so müssen auch bei allen ähnlichen Propellern die Werte von

$$s_n, \quad \frac{S}{D^2 V_e^2}, \quad \frac{WPS}{D^2 V_e^3}, \quad \frac{WPS}{D^2 H^3 \cdot n^3}, \quad \eta_p \text{ und } \frac{nD}{V_e}$$

einander zugeordnet sein, während bei ein und derselben Schraube eine gleiche Zugehörigkeit der Werte von

$$s_n, \quad \frac{S}{V_e^2}, \quad \frac{WPS}{V_e^3}, \quad \frac{WPS}{n^3}, \quad \eta_p \text{ und } \frac{n}{V_e}$$

bestehen würde. Trägt man daher als Funktion einer dieser Größen z. B. von $\frac{S}{V_e^2}$ alle übrigen

graphisch auf, so kann man für gegebenen Propellerschub S und gegebene Fahrtgeschwindigkeit V_e aus den zugeordneten Werten die erforderlichen Pferdestärken WPS, die Turenzahl n, den Wirkungsgrad η_p wie den Slip s_n ohne weiteres bestimmen. Bei einer arbeitenden Schlepperschraube setzt sich der erforderliche Schub S aus dem nutzbaren Trossenzug Z und dem um den Sog

vermehrten Eigenwiderstand des Schleppers zusammen. Letzterer ist nun bei Schleppern im allgemeinen, insbesondere aber bei den mit nur 5 km/stde fahrenden Monopolschleppern gegenüber dem Trossenzug so gering, daß der Belastungsgrad der Schrauben für praktische Zwecke genau genug auch schon durch den Wert von Z/V_e^2 gekennzeichnet erscheinen dürfte. Hierin bedeutet V_e zunächst noch die Fortschrittsgeschwindigkeit des Propellers im Kielwasser in m/sec. unter Berücksichtigung des Nachstroms. Da dieser für einen beschränkten Bereich aber mehr oder weniger einen konstanten Bruchteil der

graphisch aufgetragen, wobei unter n_s die Propellerturenzahl pro Minute und unter η der

Schleppwirkungsgrad $\frac{ZPS}{WPS}$ zu verstehen ist.

$$ZPS = \text{effektive Trossenzugpferdestärken} = \frac{Z \cdot V_m}{75}$$

WPS = abgebremste Wellenpferdestärken.

Als Beispiel für die Richtigkeit und Genauigkeit dieser Auswertungs- und Darstellungsmethode

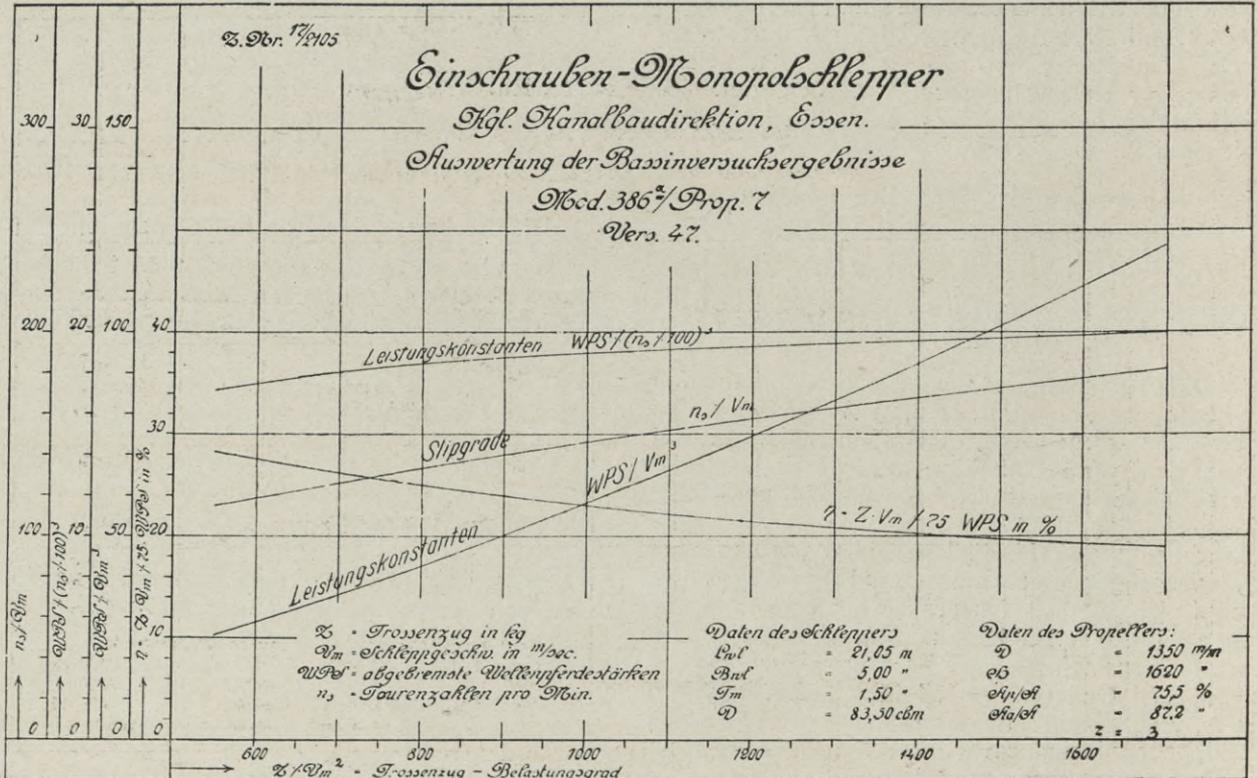


Abb. 24

Schleppgeschwindigkeit V_m beträgt, so kann man schließlich auch für den Belastungsgrad durch den Trossenzug den Wert von Z/V_m^2 und für den durch die aufgewandte Maschinenleistung, $\frac{WPS}{V_m^3}$

einführen. In den Diagrammen Abb. 24 sind nun als Funktion von Z/V_m^2 die diesen Werten entsprechenden von

$$\frac{WPS}{V_m^3}, \frac{WPS}{(n_s/100)^3}, \frac{n_s}{V_m} \text{ und } \eta$$

der Ergebnisse des Versuchs Nr. 47 (s. Diagramme Abb. 14) des Schleppmodells Nr. 386 a mit Einzelschraube nach Modell Nr. 7 von $D = 1350$ m/m Durchmesser und $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis

sind aus den drei Versuchen Nr. 51, 52 u. 53, siehe Abb. 15, 26 und 27, die mit demselben Modell und der Schraube nach Modell Nr. 8 von $D = 1350$ m/m Durchmesser und $H/D = 0,9$ Steigungsverhältnis für $Z = 1460, 1150$ und 1750 kg konstanten Trossenzug bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt wurden, die oben bezeichneten Werte in der gleichen Art errechnet und in den Diagrammen Abb. 25 punktwise aufgetragen, um hierdurch deutlich zu veranschaulichen, daß durch die Ergebnisse aller drei Versuche genau dieselben Kurven der Konstanten bestimmt werden. Hiernach zu urteilen, müßten sich demnach auch Probefahrtsergebnisse, die mit ein und demselben Schlepper unter den verschiedenartigsten Trossenzügen und Schleppgeschwindigkeiten ermittelt worden sind, durch eine ähnliche Auswertung in

ein bestimmtes System bringen lassen, in der Weise, daß durch einen einzigen Satz von Kurven der Konstanten die ganze Charakteristik des betreffenden Schleppers für alle möglichen Belastungsgrade dargestellt werden kann. Inwieweit dies praktisch möglich ist, zeigen die Diagramme Abb. 28, in welchen die Resultate von 32 Fahrten des Schleppers „Friedefürst“ mit verschiedenem Anhang vom Oderspree-Kanal und Großschiffahrtsweg Berlin—Stettin als Funktion der Belastungsgrade Z/V_m^2 einzeln aufgetragen und durch mittlere Kurvenzüge mit einander verbunden sind. An Hand derartiger Diagramme ist es nun

und einen Slipgrad

$$\frac{n_s}{V_m} = 146;$$

mithin beträgt die erforderliche Maschinenstärke an abgebremsten Wellenpferdestärken

$$WPS = 58 \cdot V_m^3 = 58 \cdot 1,25^3 = 113$$

und die indizierte bei einem angenommenen Maschinenwirkungsgrad von

$$\eta_m = 0,85, \text{ IPS} = \frac{WPS}{\eta_m} = \frac{113}{0,85} = 133 \text{ Pferde.}$$

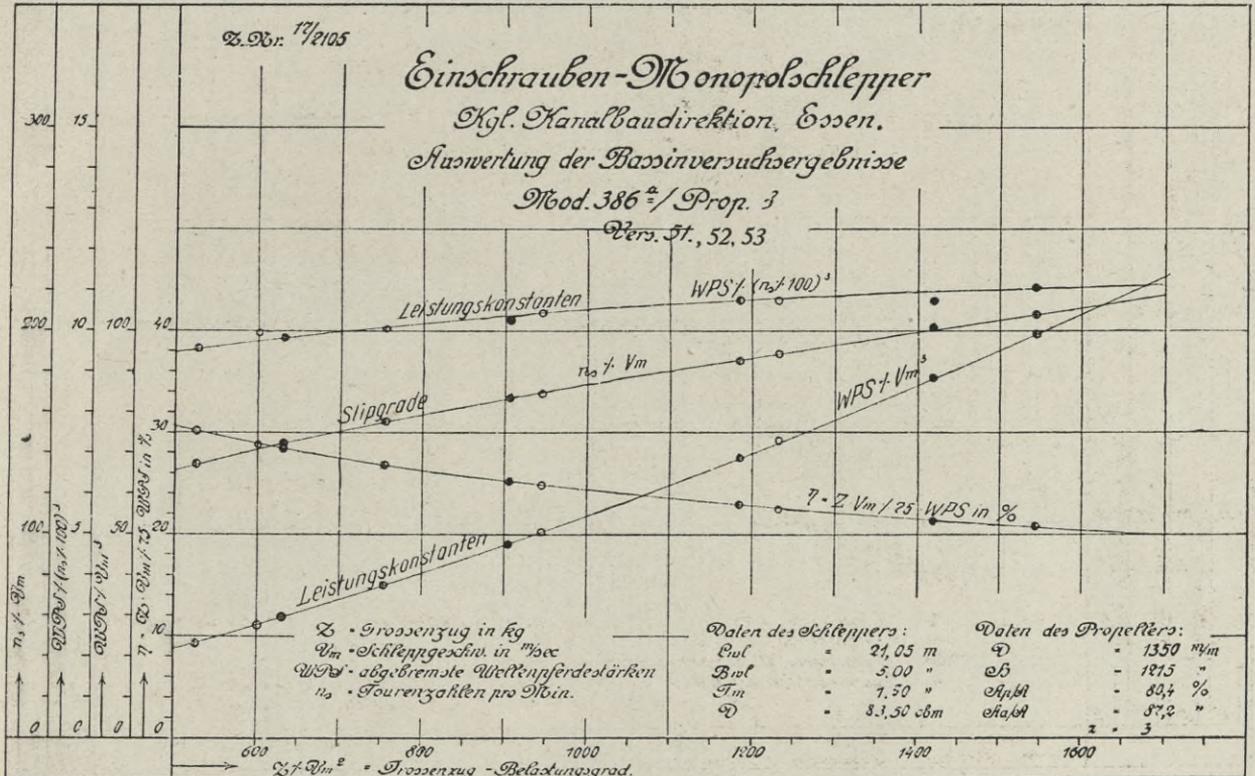


Abb. 25

leicht, für einen beliebigen Fall die zu erwartenden Verhältnisse in folgender Weise zu bestimmen. Aufgabe 1: Verlangt sei ein nutzbarer Trossenzug von $Z = 1560$ kg bei der Schleppgeschwindigkeit $V_s = 4,5$ km/stde $= V_m = 1,25$ m/sec unter Zugrundelegung eines Schleppers nach Modell Nr. 386a mit Schraube Nr. 7 von 1350 mm Durchmesser und 1620 mm Steigung. Für den vorliegenden Trossenbelastungsgrad von

$$Z/V_m^2 = \frac{1560}{1,25^2} = 1000$$

bestimmen die zugehörigen Auswertungsdiagramme Abb. 24 eine Leistungskonstante

$$\frac{WPS}{V_m^3} = 58$$

Aus dem vorliegenden Slipgrad

$$\frac{n_s}{V_m} = 146$$

läßt sich ferner die Propellerturenzahl zu

$$n_s = 146 \cdot V_m = 146 \cdot 1,25 = 183/\text{min.}$$

ermitteln.

Aufgabe 2: Die Kesselanlage sei im vorliegenden Fall so groß bemessen, daß im Maximum Dampf für $IPS = 150$ indizierte Pferdestärken erzeugt werden können. Bei $V_s = 4,5$ km/stde $= 1,25$ m/sec. Schleppgeschwindigkeit und $WPS = IPS \cdot 0,85 = 150 \cdot 0,85 = 127,5$ abgebremsten Wellenpferdestärken liegt demnach eine Leistungskonstante von

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386^a, Versuch Nr. 53 (Schlepper mit 165 kg Frossenzug.)

Auftrag: Kanalbauinspektion Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Eklenversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Glatt, ohne Ruder

γ - spec. Gew. des Beobachtungsmediums = 100, Temperatur d. Beobachtungsmediums = ca. 9°C, Reibungsw. für Modell $\lambda_m = 0,0002$

γ_1 - spec. Gew. des Beobachtungsmediums = 100, Temperatur d. Beobachtungsmediums = ca. 9°C, Reibungsw. für Schiff $\lambda_s = 0,0028$

Material: Porzellan, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Stahl, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Holz, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Kupfer, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Zinn, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Blei, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Gold, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Nickel, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Kobalt, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Kobalt, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Gold, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Gold, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber-Platin-Nickel, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber-Platin-Nickel-Gold, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber-Platin-Nickel-Gold-Silber, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Material: Eisen-Nickel-Kobalt-Gold-Silber-Platin-Nickel-Gold-Silber-Platin, Bauhöhe ca. 80 m, Baubreite ca. 100 m

Daten des Propellers: Anzahl: 7

d - äußerer Durchmesser

d_1 - äußerer Durchmesser

b - Steigung

R - Radius

R_1 - abgewinkeltes Stützradial

R_2 - abgewinkeltes Stützradial

R_3 - abgewinkeltes Stützradial

R_4 - abgewinkeltes Stützradial

R_5 - abgewinkeltes Stützradial

R_6 - abgewinkeltes Stützradial

R_7 - abgewinkeltes Stützradial

R_8 - abgewinkeltes Stützradial

R_9 - abgewinkeltes Stützradial

R_{10} - abgewinkeltes Stützradial

R_{11} - abgewinkeltes Stützradial

R_{12} - abgewinkeltes Stützradial

R_{13} - abgewinkeltes Stützradial

R_{14} - abgewinkeltes Stützradial

R_{15} - abgewinkeltes Stützradial

R_{16} - abgewinkeltes Stützradial

R_{17} - abgewinkeltes Stützradial

R_{18} - abgewinkeltes Stützradial

R_{19} - abgewinkeltes Stützradial

R_{20} - abgewinkeltes Stützradial

$d_1 = 1360$ mm

$d = 270$ mm

$b = 1915$ mm

$R = 1931$ mm

$R_1 = 1948$ mm

$R_2 = 1950$ mm

$R_3 = 1950$ mm

$R_4 = 1950$ mm

$R_5 = 1950$ mm

$R_6 = 1950$ mm

$R_7 = 1950$ mm

$R_8 = 1950$ mm

$R_9 = 1950$ mm

$R_{10} = 1950$ mm

$R_{11} = 1950$ mm

$R_{12} = 1950$ mm

$R_{13} = 1950$ mm

$R_{14} = 1950$ mm

$R_{15} = 1950$ mm

$R_{16} = 1950$ mm

$R_{17} = 1950$ mm

$R_{18} = 1950$ mm

$R_{19} = 1950$ mm

$R_{20} = 1950$ mm

$n = 1$ PRODUKTION

$n = 2$ SCHEINBARER

$n = 3$ DER

$n = 4$ GESAMTWIRKUNGSZAHL

$n = 5$ DES SCHIFFS

$n = 6$ PROPELLERS

$n = 7$ PRO MIN. I

$n = 8$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 9$ W P P S = ABGEBREMSTE

$n = 10$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 11$ E P S = GESAMTSCHLEPP

$n = 12$ PFERDESTÄRKEN I

$n = 13$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 14$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 15$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 16$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 17$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 18$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 19$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 20$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 21$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 22$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 23$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 24$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$n = 25$ WELLENPFEDESTÄRKEN I

$v_m =$ Modellgeschwindigkeit in $m/sec = 130$ m = 0,1 m/sec

$v_s =$ Schiffgeschwindigkeit in m/sec ist die

$v_{rel} =$ Relativgeschwindigkeit in m/sec

$v_{abs} =$ Absolutgeschwindigkeit in m/sec

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

$v_{abs} = v_s + v_m$

$v_{rel} = v_s - v_m$

Abb. 26

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 385^a; Versuch Nr. 52 (Schlepper mit 1750 kg Trossenzug)

Auftrag: Kanalwindreaktion Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{5}$

Schlepperversuch: Schiffsmodell mit Schraube

Zustand des Modells: Gest., ohne Ruder

γ = spez. Grav. des Wasserstroms = 100; Temperatur d. Wasserstroms = 10 °C; Material: Stahlfeder 880 m

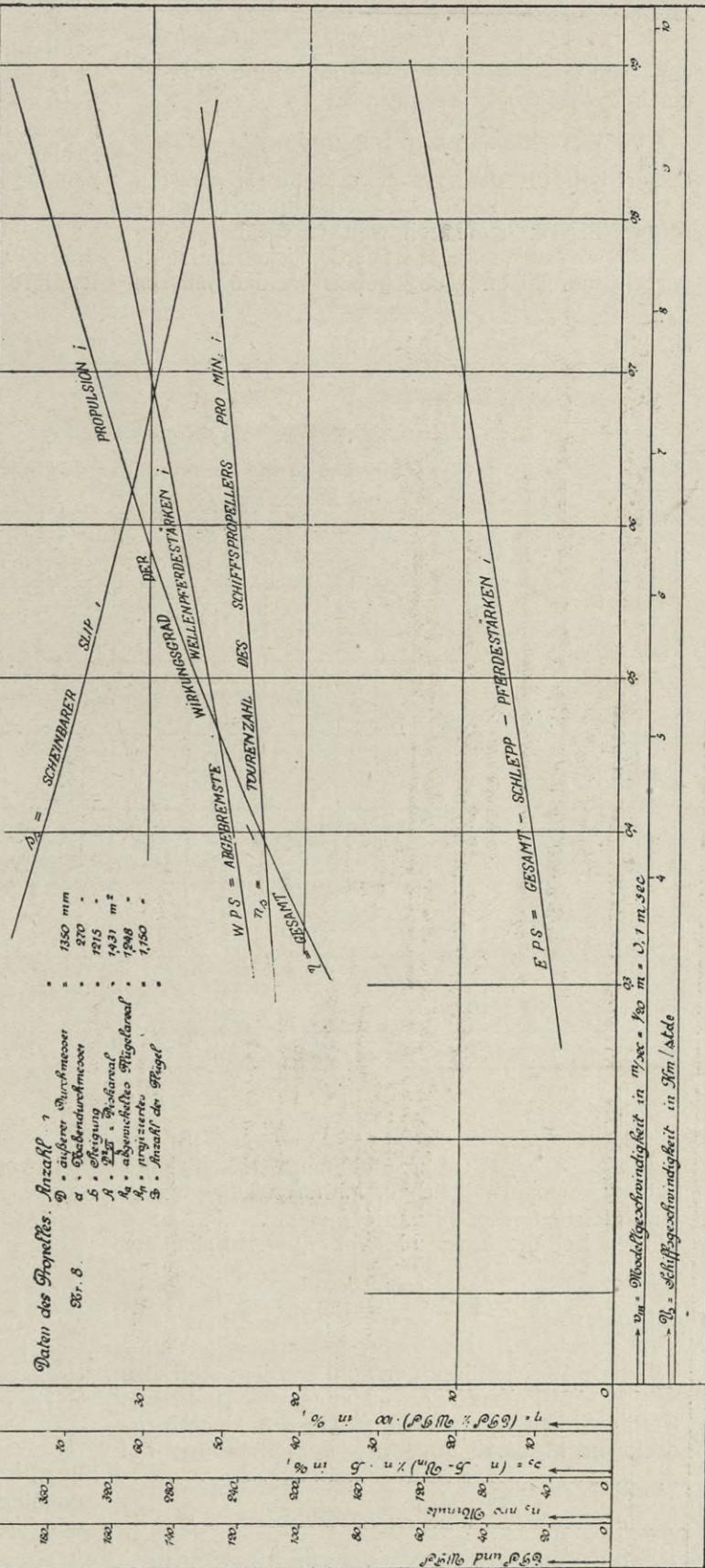
η = Verrückung ohne Hind. am U.S. = 0.9; im Mittel = 0.9; Schubkraft für Modell $A_m = 0.19502$

η_{20} = Displacement auf skianten in ebe = 8.35 t; Schiff $A_s = 0.15028$

η_3 = Konstante Oberfläch. = 112.295 qm

Daten des Propellers.

- 1. Anzahl = 1
- 2. äußerer Durchmesser = 1350 mm
- 3. Gesamtdurchmesser = 270
- 4. Stellung = 2275
- 5. Pitch = 1431 mm
- 6. abgemessenes Flügellänge = 1248
- 7. Anzahl der Flügel = 1,50



v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec = 1.80 m = 0.1 m/sec

v_s = Schiffgeschwindigkeit in km/stde

$$\frac{WPS}{V_m^3} = \frac{127,5}{1,25^3} = 65,2$$

vor. Hierfür bestimmen die Diagramme Abb. 24 einen Trossenzugbelastungsgrad

$$Z/V_m^2 = 1090 \text{ und einen Slipgrad } n_s/V_m = 152.$$

Daher beträgt der zu erwartende Trossenzug $Z = 1090 \cdot V_m^2 = 1090 \cdot 1,25^2 = 1700 \text{ kg}$ und die erforderliche Turenzahl, mit welcher die betreffenden IPS = 150 indizierten Pferdestärken bei entsprechender Füllung abgegeben werden müssen

wendigkeit, bei Schleppern eine veränderliche Füllung vorzusehen, hervorgeht. Dieses tritt noch deutlicher in die Erscheinung, wenn man wie z. B. in Aufgabe 3 die Bedingung stellt, daß die betreffende Maschine ihre Volleistung von IPS = 150 indizierten Pferdestärken auch bei kleineren Schleppgeschwindigkeiten oder in der Periode der Anfahrt abgeben soll.

Aufgabe 3: In diesem Fall liegt bei WPS = IPS · 0,85 = 150 · 0,85 = 127,5 abgebremsten Wellenpferdestärken und einer mittleren Geschwindig-

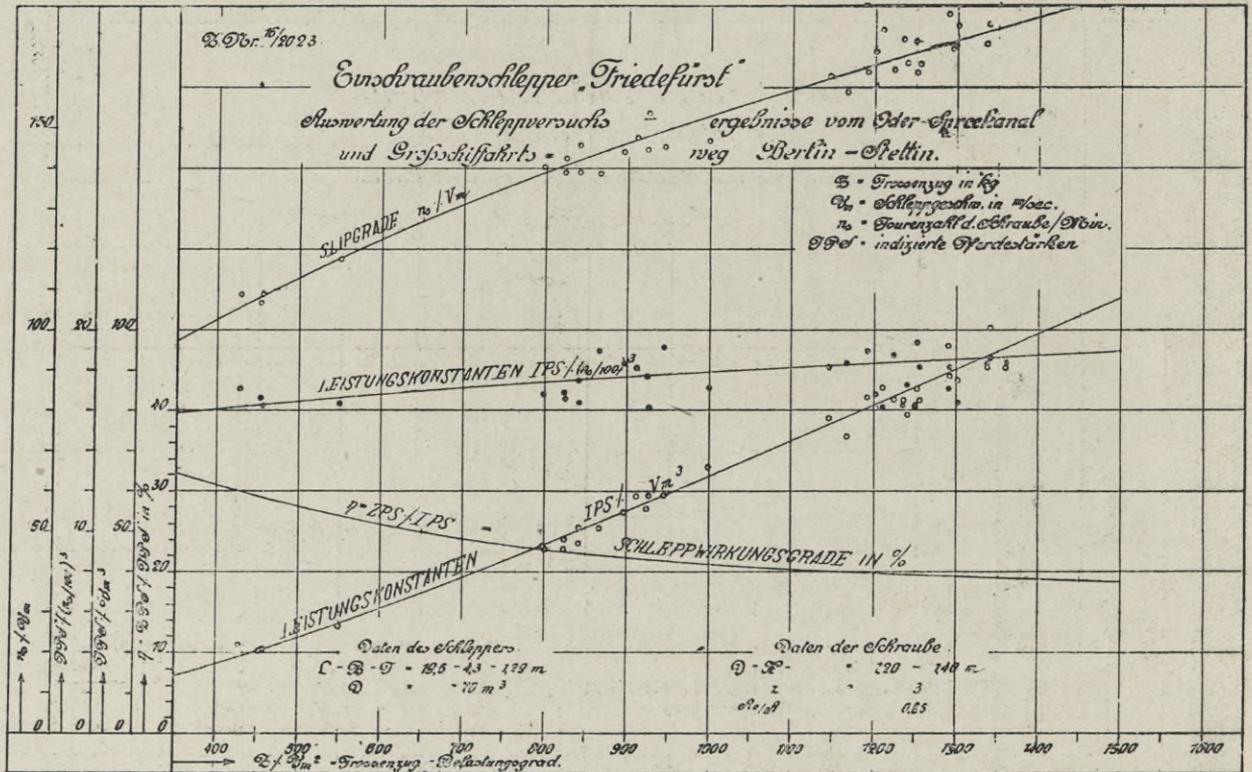


Abb. 26

$n_s = 152 \cdot V_m = 152 \cdot 1,25 = 190/\text{min}$. Mit gleicher Füllung, demnach gleichem mittlerem Dampfdruck und gleichem Maschinendrehmoment wie ad 1 würden bei der Turenzahl von $n_s = 190/\text{min}$. nur

$$133 \cdot \frac{190}{183} = 138$$

indizierte Pferdestärken erzeugt werden. Um also mit $n_s = 190$ Turen pro Minute 150 indizierte Pferdestärken zu erzielen, müßte das Maschinendrehmoment durch Auslegen der Steuerung auf

$$\frac{150}{138} = 1,085 \text{ d. s. } 8\frac{1}{2}\%$$

erhöht werden können, woraus bereits die Not-

keit von angenommen $V_s = 4 \text{ km/stde} = 1,11 \text{ m/sec}$. eine Leistungskonstante

$$\frac{WPS}{V_m^3} = \frac{127,5}{1,11^3} = 93,5$$

vor, für welche die Diagramme Abb. 24 einen Trossenzugbelastungsgrad $Z/V_m^2 = 1415$ und einen Slipgrad

$$n_s/V_m = 168$$

bestimmen. Der erreichbare Trossenzug wäre demnach $Z = 1415 \cdot V_m^2 = 1415 \cdot 1,11^2 = 1740 \text{ kg}$ und die erforderliche Turenzahl

$$n_s = 168 \cdot V_m = 168 \cdot 1,11 = 187/\text{min}$$

Da bei der gleichen Füllung wie ad 1 nur

$$133 \cdot \frac{187}{183} = 136$$

indizierte Pferdestärken erzielt werden würden, so müßte sich für diesen Fall das Maschinendrehmoment durch Erhöhung des mittleren Dampfdruckes auf

$$\frac{150}{136} = 1,10 \text{ d. s. c. } 10\%$$

Aufgabe 4: Die Maximalleistung der Maschine von IPS = 150 indizierten und WPS = 127,5 abgebremsten Wellenpferdestärken soll mit genau $n_s = 190$ Touren pro Minute abgegeben werden. Für die vorliegende Leistungskonstante von

$$\frac{WPS}{(n_s/100)^3} = \frac{127,5}{1,93} = 18,6$$

bestimmen die Diagramme Abb. 24 einen Slipgrad

$$\frac{n_s}{V_m} = 137$$

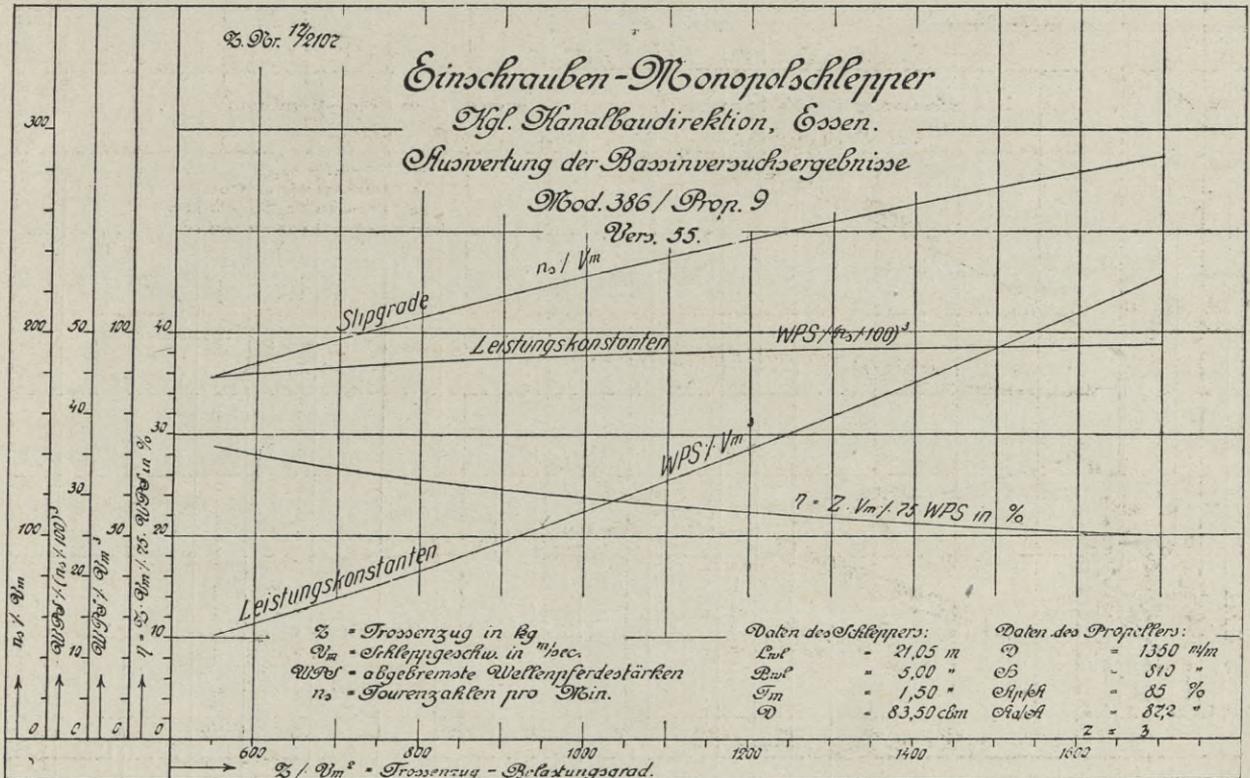


Abb. 29

vergrößern lassen. Man ersieht bereits aus diesen Zahlenbeispielen, daß man bei Schleppern, die unter verschiedenen Belastungsgraden arbeiten sollen, von einer sogenannten Konstruktionsturenzahl für die Maschine eigentlich nicht sprechen darf. Die Umdrehungen werden selbst bei ein und derselben Schleppgeschwindigkeit einzig und allein durch den zur Ueberwindung des jedesmaligen Trossenzuges erforderlichen Propellerschub bestimmt, wobei sich durch Veränderung der Zylinderfüllung das Drehmoment der Maschine dem der Schraube anpassen können muß. Ist letzteres, wie z. B. auch bei einem Verbrennungsmotor, nicht der Fall, so wird der Propeller nach Aufgabe 4 nur bei einer ganz bestimmten Schleppgeschwindigkeit auf diejenigen Touren kommen, die der Konstruktionsleistung der Maschine entsprechen.

und einen Trossenzugbelastungsgrad $Z/V_m^2 = 850$. Die gestellte Bedingung kann daher nur bei einer Schleppgeschwindigkeit

$$V_m = \frac{n_s}{137} = \frac{190}{137} = 1,386 \text{ m/sec.} = 4,85 \text{ km/stde}$$

erfüllt werden, bei welcher ein nußbarer Trossenzug $Z = 850 \cdot V_m^2 = 850 \cdot 1,386^2 = 1634 \text{ kg}$ zu erwarten sein wird.

Die relativen Wertigkeiten der Propeller-Konstruktionen und Anordnungen der ersten Versuchs-Serie.

Die angeführten Zahlenbeispiele dürften genügen, um die Anwendungsmöglichkeit der in

oberer Art als Funktion der Belastungsgrade Z/V_m^2 dargestellten Versuchsergebnisse für allgemeine Konstruktions- und Auswertungsfälle zu kennzeichnen. Auf die gleiche Weise sind nun in folgendem auch die Ergebnisse aller übrigen Versuche ausgewertet, welche mit Schleppern verschiedenen Typs zu dem Zwecke ausgeführt wurden, neben dem bereits erwähnten Einfluß des

$Z = 1560 \text{ kg}$ bei $4\frac{1}{2} \text{ km/stde} = V_m = 1,25 \text{ m/sec}$ Schleppgeschwindigkeit entsprechend einem Belastungsgrad $Z/V_m^2 = 1000$ dadurch ermöglicht, daß in Spalte 17 der unter diesen Verhältnissen zu erwartende spezifische Trossenzug pro indizierte Pferdestärke und in Spalte 18 die Wertigkeit der Konstruktion bezogen auf die, gleich dem Wert 100 gesetzten, des ad 1 aufgeführten Schleppers

Tabelle 13

Auswertung der Versuchsergebnisse für $Z = 1560 \text{ kg}$ Trossenzug bei $4,5 \text{ km/stde}$ Schleppgeschwindigkeit; Trossenzugbelastungsgrad $Z/V_m^2 = 1000$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Versuchs- Nummer	Schiffs- modell-Nr.	Art des Modells	Abb.-Nr.d. Diagramms	Prop.-Nr.	Prop.-Anz. α	D (m)	H (m)	H/D	Z Flü- gel- zahl	A_p/A %	A_a/A %	n_s/V_m	n_s (min.)	$\frac{WPS}{V_m^3}$	IPS	Z/IPS	Wertig- keit %	
1	47	386a	Flaches Heck mit Doppel- rudern	24	7	1	1,35	1,620	1,2	3	75,5	87,2	146,0	182,6	58,1	133,5	11,68	100
2	51	386a	Flaches Heck mit Doppel- rudern	25	8	1	1,35	1,215	0,9	3	80,4	87,2	174,0	217,6	54,4	125,0	12,48	106,8
3	55	386a	Flaches Heck mit Doppel- rudern	29	9	1	1,35	0,810	0,6	3	85,0	87,2	228,0	285,0	56,0	128,7	12,12	103,7
4	123	386a	Flaches Heck mit Einzel- ruder u. Doppelschrauben	31	7	2	1,35	1,620	1,2	3	75,5	87,2	108,8	136,0	44,5	102,3	15,25	130,5
5	110	386a	Flaches Heck mit Doppel- ruder und schmalflüg- lichem Propeller	32	76	1	1,35	1,620	1,2	3	37,8	43,6	167,5	209,4	65,6	150,7	10,35	88,6
6	101	391	Scharfes gewöhnliches Schlepperheck	35	7	1	1,35	1,620	1,2	3	75,5	87,2	152,6	190,8	65,1	149,6	10,43	89,3
7	116	391	Scharfes Heck, Schraube mit Tunnelblech ab- gedeckt	36	7	1	1,35	1,620	1,2	3	75,5	87,2	151,2	189,0	64,7	148,7	10,48	89,7
8	61	337	Flaches Heck, kleine Schraube hoch im Tunnel	41	7	1	1,35	1,620	1,2	3	75,5	87,2	156,0	195,0	73,1	168,0	9,28	79,4
9	288	387	Flaches Heck, große Schraube im Tunnel	42	57	1	1,665	1,998	1,2	3	75,5	87,2	100,5	125,6	55,0	126,3	12,35	105,7
10	289	387	Flaches Heck, große Schraube in hinten weich auslaufendem Tunnel	45	57	1	1,665	1,998	1,2	3	75,5	87,2	98,9	123,6	52,0	119,5	13,06	111,8
11	290	387	Flaches Heck, große Schraube in hinten hori- zontal auslauf. Tunnel	46	57	1	1,665	1,998	1,2	3	75,5	87,2	99,4	124,2	54,0	124,0	12,58	107,7
12	286	387	Flaches Heck, ohne Tunnel, große Schraube unter Kielsohle schlagend	49	57	1	1,665	1,998	1,2	3	75,5	87,2	96,9	121,1	45,4	104,3	14,96	128,1

Steigungsverhältnisses der Propeller ferner Aufschluß über den ihres Flächenverhältnisses und Durchmessers, namentlich aber noch über die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Anzahl der Schrauben und der Art ihrer Anbringung am Schiff zu liefern. Eine vergleichende Uebersicht der Schlußresultate dieser Serienversuche ist in Tabelle 13 unter näherer Bezeichnung der Daten der jedesmaligen Schrauben und unter Angabe der betreffenden Heckkonstruktionen des untersuchten Schleppers für den gleichen Trossenzug von

mit flachem Heck (s. Abb. 13) und einer Einzelschraube nach Modell Nr. 7 von 1350 mm Durchmesser und 1,2 Steigungsverhältnis eingetragen wurde. Bei den ad 1—3 aufgeführten Versuchen Nr. 47, 51 und 55 (s. Diagramme Abb. 14, 15, 16 und 24, 25, 29) wurde, wie bereits erwähnt, dasselbe Modell Nr. 386 a eines in Abb. 13 dargestellten Einschrauben-Doppelruder-Schleppers mit den drei gesetzmäßig (unter Einhaltung gleichen abgewinkelten Flügellareals) von einander abgeleiteten Grundpropeller Nr. 7, 8 und 9 der Serie „M“

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Elektrischmodell Nr. 386²; Versuch Nr. 123; Schlepper mit 1460 kg Treibenzug.

Auftrag: Kanalattraktion Essen. Doppelschrauben.

Modellmaßstab $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{2}$

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben.

Zustand des Modells: Stah. ohne Ruder

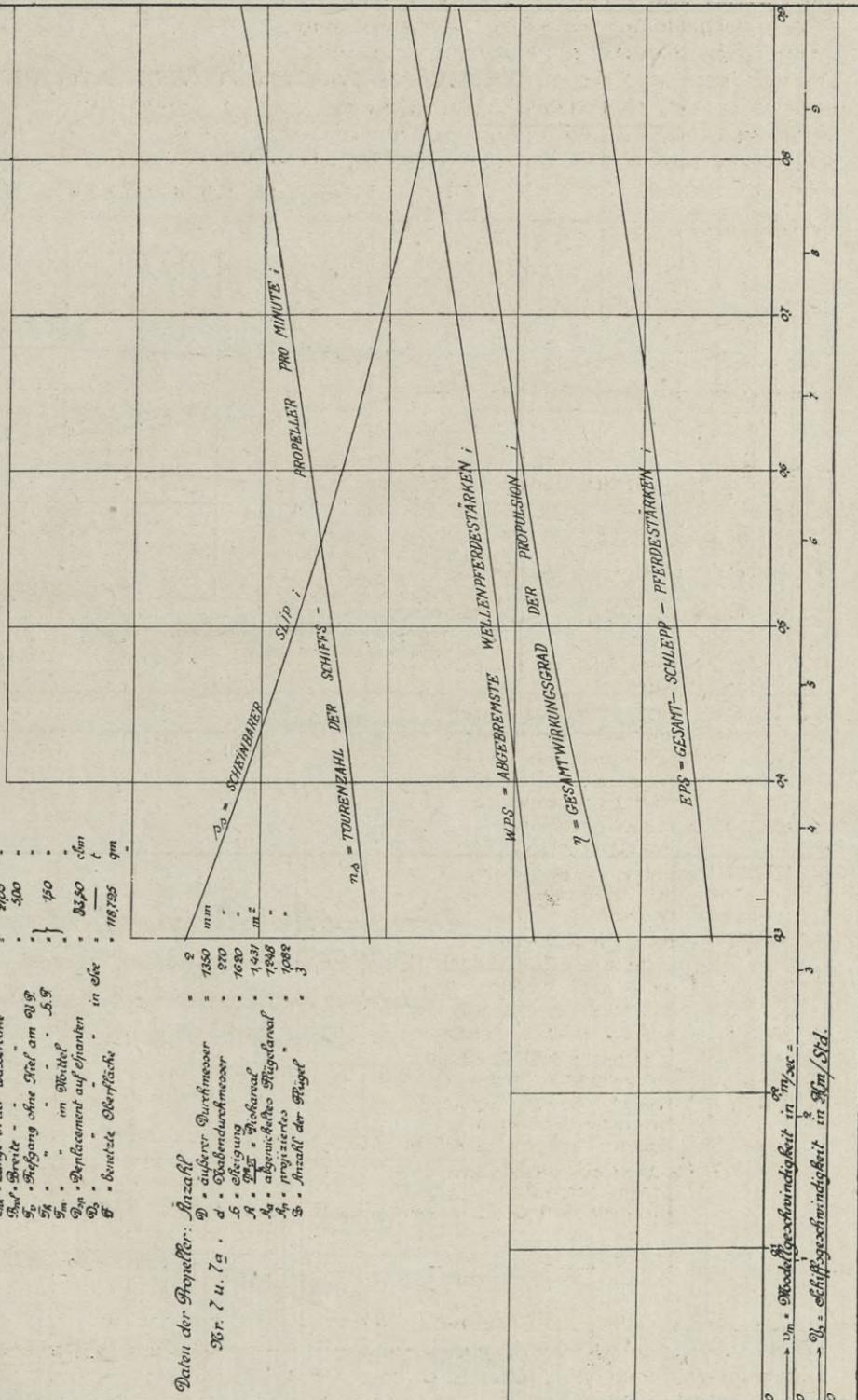
$\gamma = 7900$ Gew. des Wassermassens. 1000, Temperatur d. Wassermassens. $17^{\circ} 6'$, Reibungskoeff. für Modell $\lambda_m = 0,19202$

Wasserschnelligkeit $v = 30^{\circ} 6'$, Schiff $\lambda_s = 0,19038$

- Daten des Schiffes:
- L - Länge im Wasserlinie 1900 m
 - B - Breite 2165 "
 - H - Höhe in der Wasserlinie 300 "
 - S - Flügelfläche ohne Kiel am 81st 150 "
 - S_K - Flügelfläche im Mittel 33,50 qm
 - Δ - Displacement auf eisernen 118755 qm
 - σ - benetzte Oberfläche

Daten der Propeller:

- Nr. 7 u. 7a:
- 1. äußerer Durchmesser 1350 mm
 - 2. innerer Durchmesser 870 "
 - 3. Flügellänge 1630 m
 - 4. Flügelfläche 1437 m²
 - 5. abgerundetes Flügelformal 1908 "
 - 6. Anzahl der Flügel 3



v_m = Modellgeschwindigkeit in $\frac{cm}{sec}$ =
 v_s = Schiffgeschwindigkeit in $\frac{km}{Std}$

Abb. 30

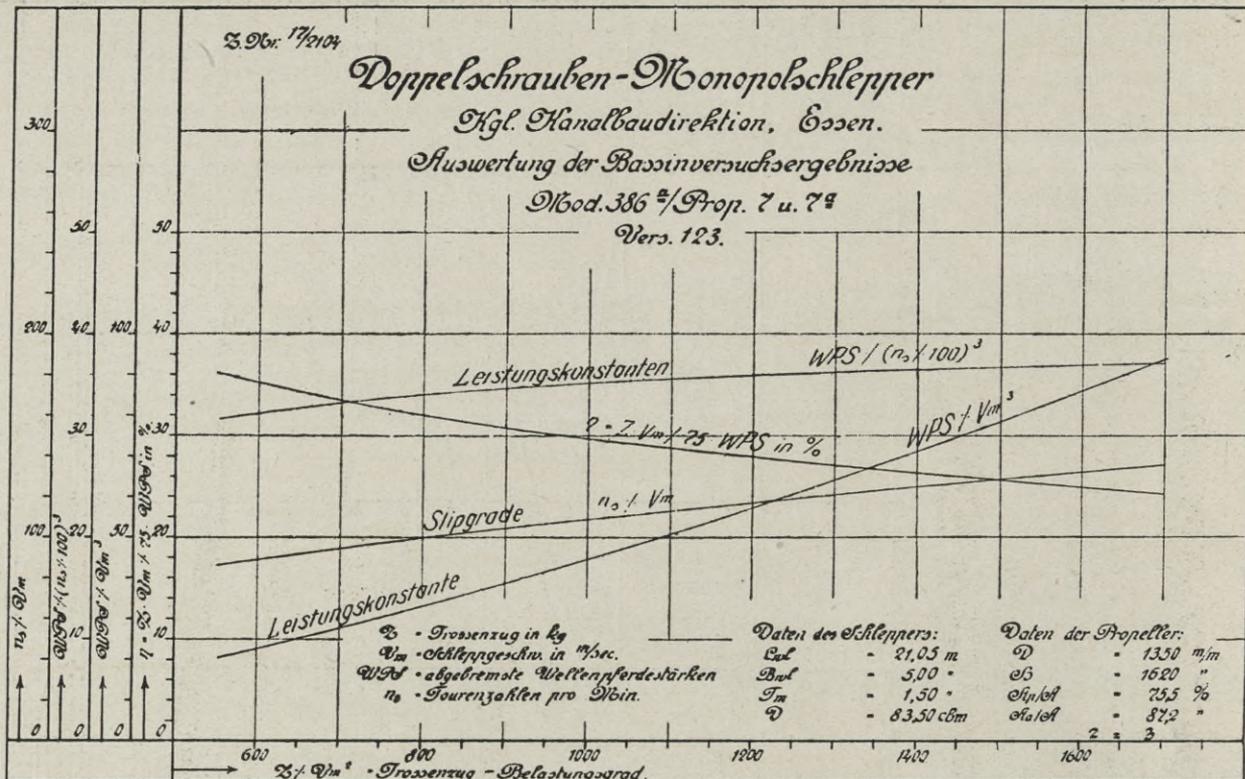


Abb. 31

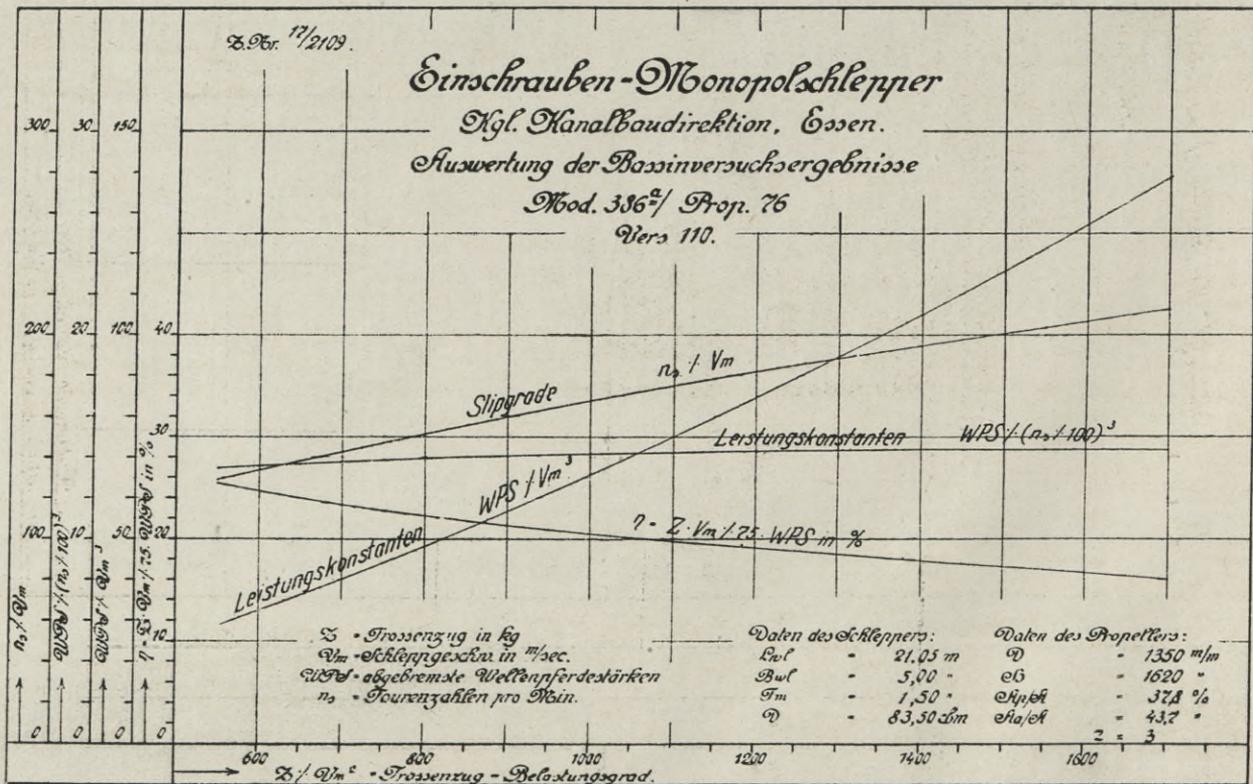


Abb. 32

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau - Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 386^a, Versuch Nr. 110, Schlepper mit 1,60 kg Treibenzug

Auftrag: Kanalbau - Direktion Essen. Dreiflügelige Schraube mit schmalen Blättern.

Modellmaßstab $\frac{1}{20}$

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Kalt ohne Ruder.
 Material: Messing, Dichte $\rho = 8,2 \text{ m}$
 Material: Eisen, Dichte $\rho = 7,8 \text{ m}$
 Temperatur d. Wasser: $17,5^\circ \text{C}$, Reibungskoeff. für Schiff $\lambda_s = 0,15035$

Daten des Schiffes:

- 1. Länge in der Wasserlinie: 19,00 m
- 2. Breite: 21,05 m
- 3. Tiefgang ohne Mast am 2/3: 5,00 m
- 4. im Mittel: 1,50 m
- 5. Displacement auf echanten: 83,50 t
- 6. Benetzte Oberfläche: 118,795 qm

Daten der Propeller:

- 1. Anzahl: 3
- 2. äußerer Durchmesser: 13,50 mm
- 3. Hubdurchmesser: 270 mm
- 4. Steigung: 1,690
- 5. Durchmesser: 1,43 m
- 6. abgerundetes Flügelende: 0,694
- 7. Anzahl der Flügel: 3

$S_s = \text{SCHEINBARER SLIP}$

WPS = ABGEBREMSTE WELLENPFERDESTARKEN

η = GESAMT-WIRKUNGSGRAD DER PROPULSION

ϵ = GESAMT - SCHLEPPWERDESTÄRKEN

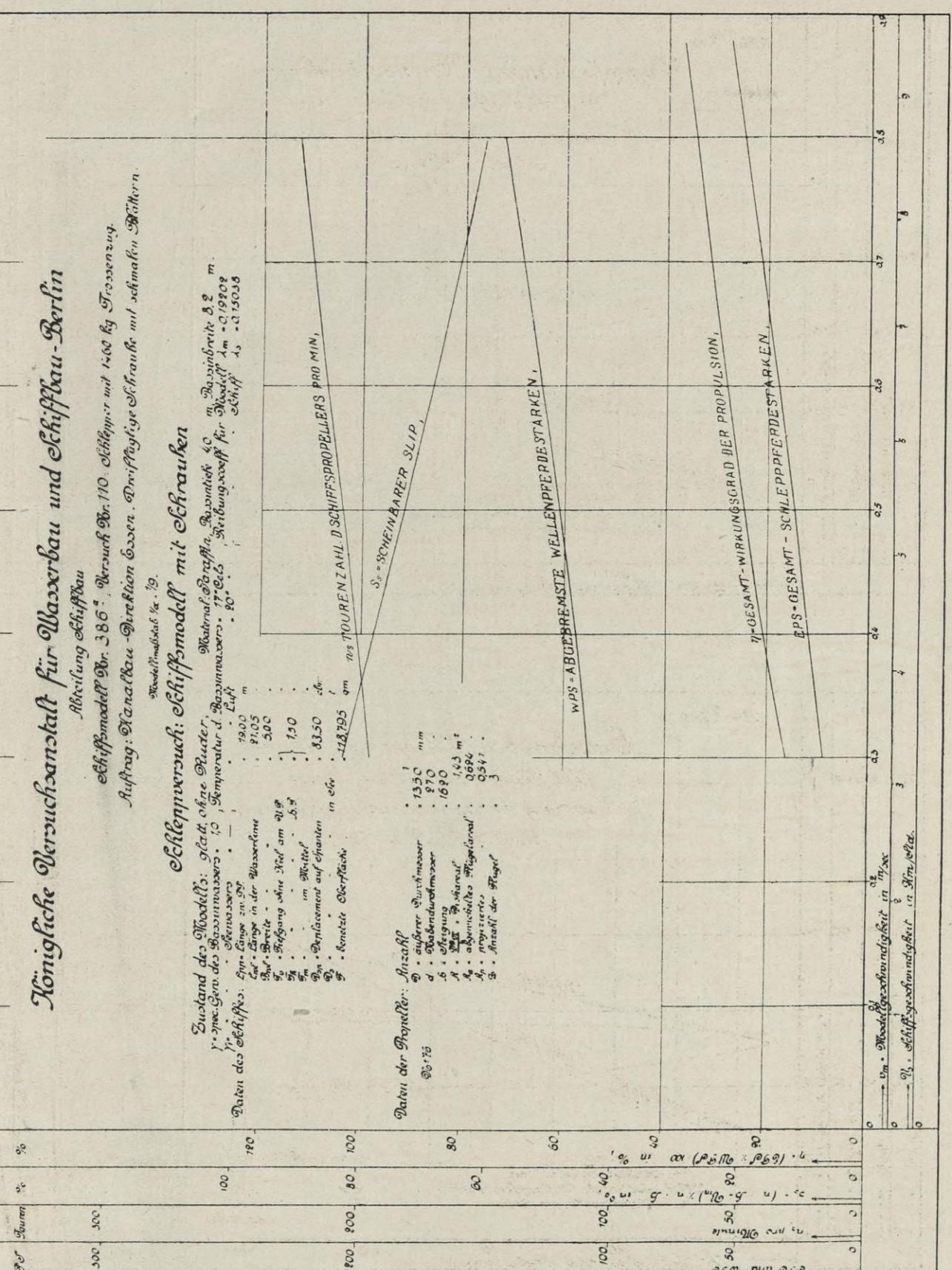


Abb 33

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 391, Versuch Nr. 701: Schlepper mit 1460 kg Treibenzug
 Auftrag: Kanalbauströmung - Essen Grundsätzliches scharfes Schlepperhind.

Modellmaßstab $1/4 \cdot 1/5$

Schlepperversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Glatt ohne Ruder
 Material: Messing, Bauart: 40 m Bauartbreite 84 m
 1. spez. Gew. des Baumaterials: 1000, Temperatur d. Baumaterials für Modell: $t_m = 0,925 \cdot t$
 2. spez. Gew. des Wassers: 1000, Temperatur d. Wassers: 17°C , Reibungswert für Modell: $\lambda_m = 0,025 \cdot \lambda$
 3. spez. Gew. des Luft: $-18 \text{--} 20^\circ \text{C}$, Reibungswert für Schiff: $\lambda_s = 0,1807$

Daten des Schiffes:
 1. Länge 200 m
 2. Breite 30 m
 3. Tiefgang ohne Kiel am vliß 1,50 m
 4. Tiefgang ohne Kiel am hliß 1,50 m
 5. Displacement auf ehalten in t 8288
 6. Displacement auf ehalten in t 11274

Daten der Propeller: Anzahl

- 1. Anzahl der Propeller 3
- 2. äußerer Durchmesser 250 mm
- 3. Oberdurchmesser 270
- 4. mittiger Durchmesser 2830
- 5. äußere Blattlänge 437 m
- 6. Blattzahl 12
- 7. Anzahl der Flügel 3

ZAHLE DES SCHIFFSPROPELLERS PRO MIN

STREIBBAREE SLIP

W.P.S. = ABGEBREMSTE WELLENPERRDESTÄRKEN

η = GESAMTWIRKUNGSBRAD DER PROPULSION

E.P.S. = GESAMT - SCHLEPP - WERDESTÄRKEN

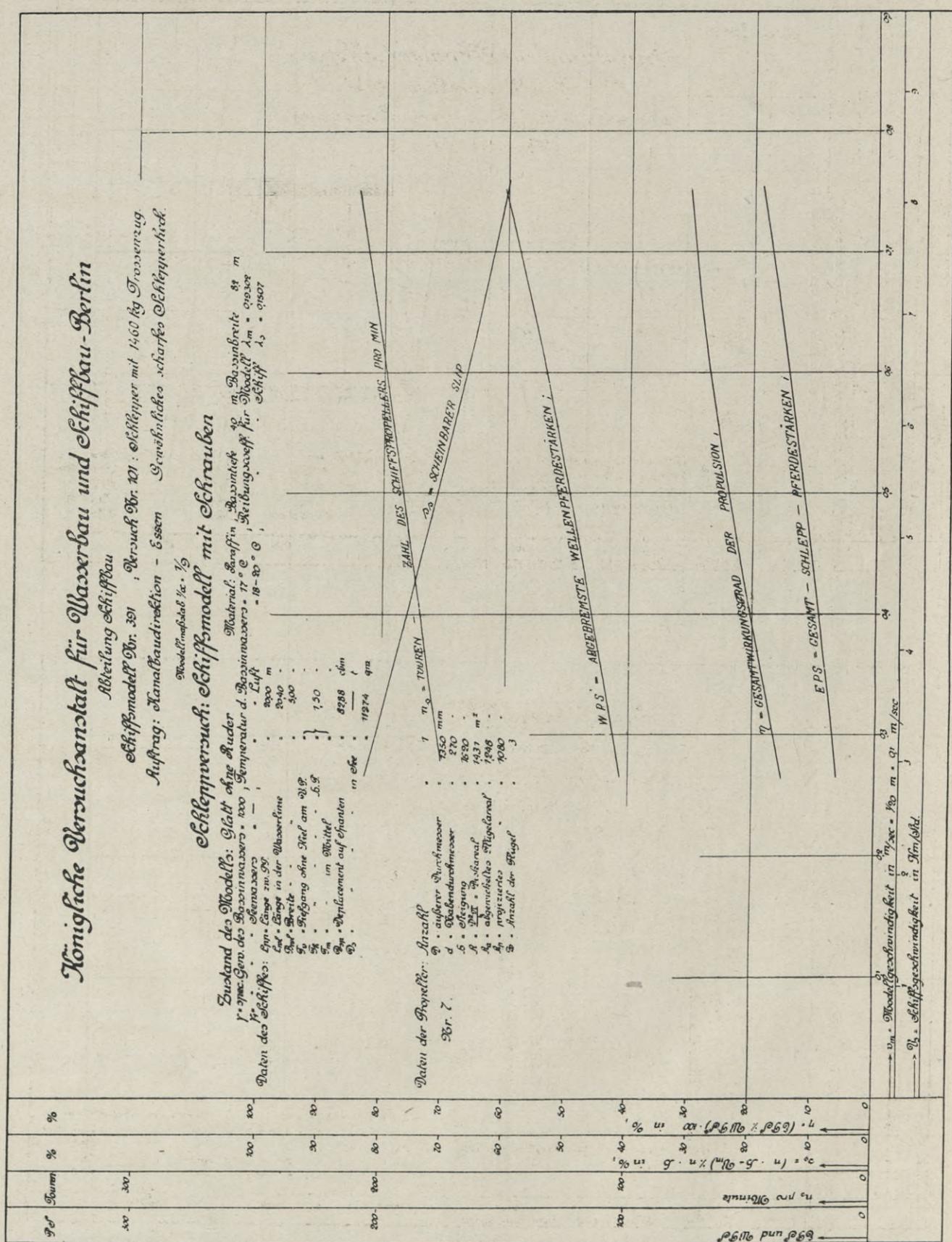


Abb. 34

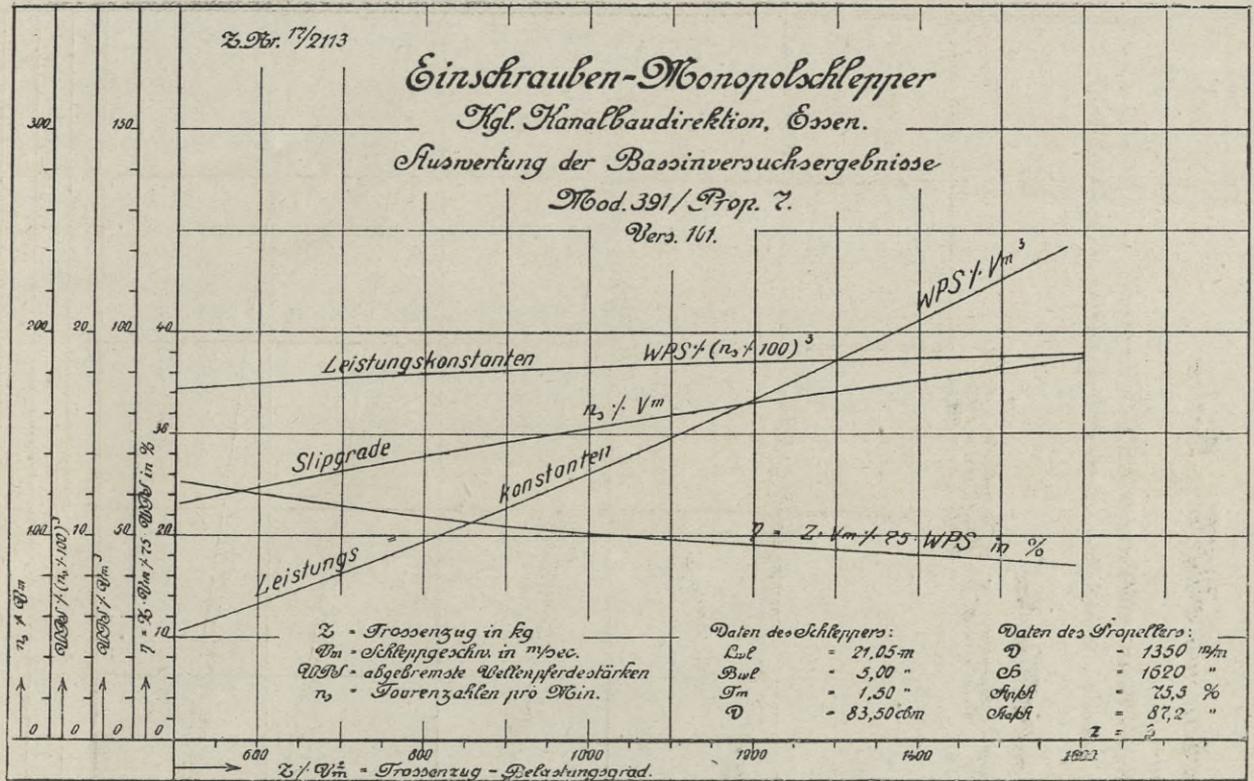


Abb. 35

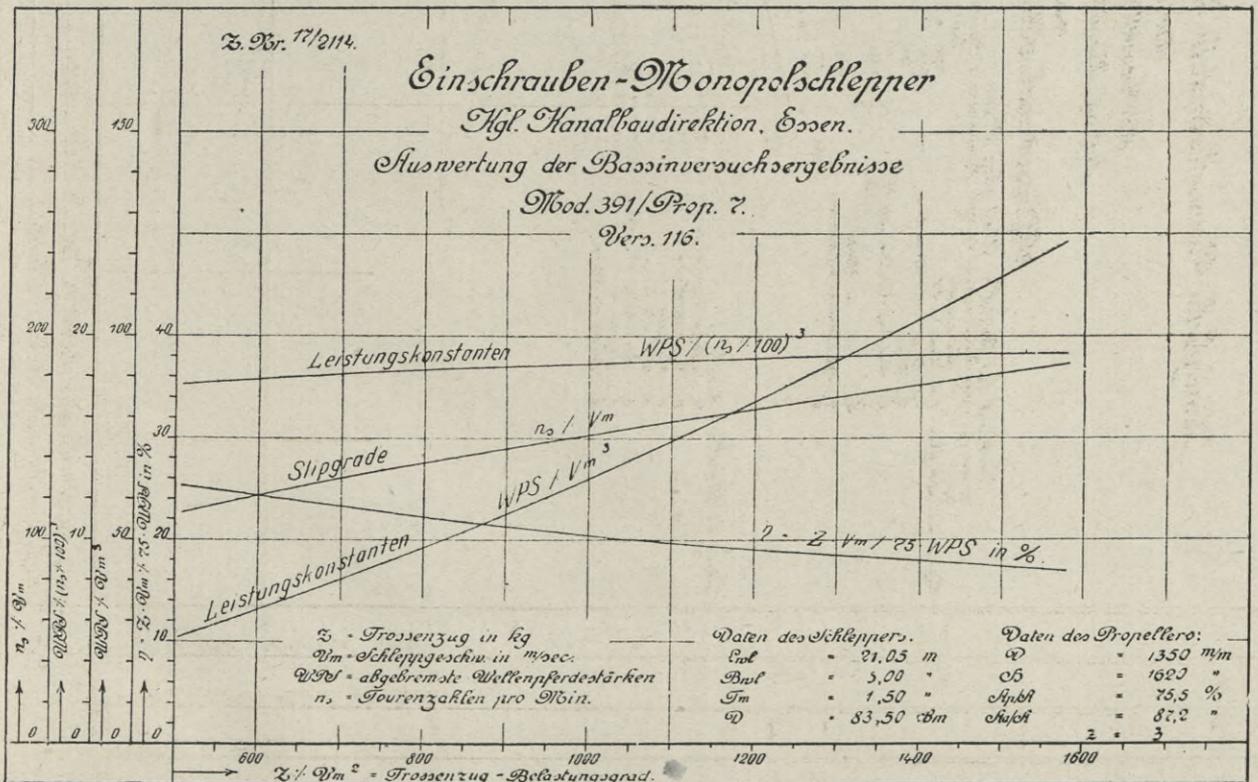


Abb. 36

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau - Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 391 ; Versuch Nr. 16 ; Schlepper mit 1460 kg Tremszug.

Auftrag: Kanalbauströmung - Essen. Sündlich-scharfes Schlepperheck mit abgedeckter Schraube.

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

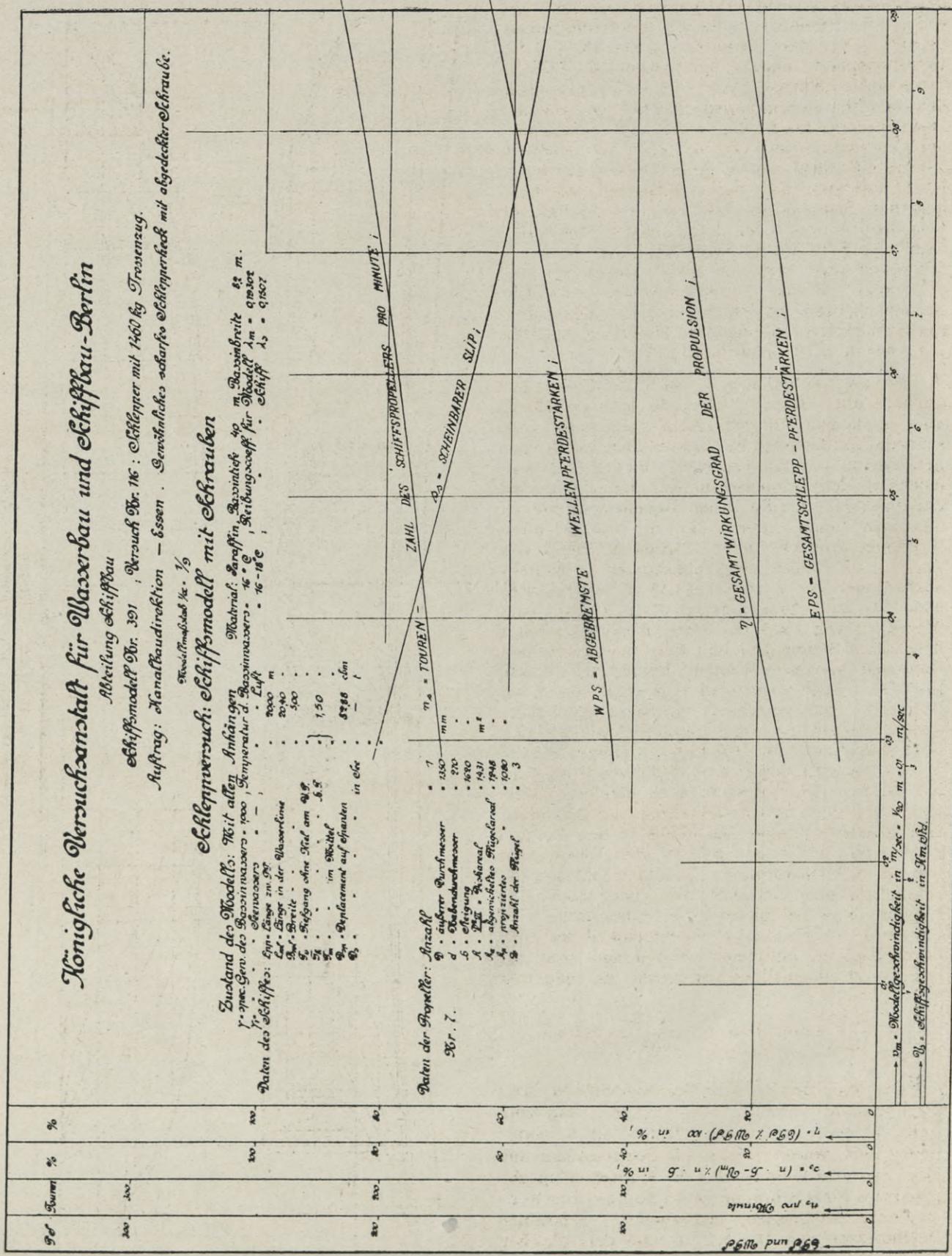
Schlepper Versuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Mit allen Anhängen
 Material: Messing, Basaltblech 40 m, Basaltbreite 82 m.
 Temperatur d. Wasser = 16°C, Temperatur d. Luft = 16-18°C, Reibungscoeff. für Schiff $\lambda_m = 0,0002$
 Schiff $\lambda_s = 0,0007$

- Daten des Schiffes:
- 1. Länge zw. Spanten 20,00 m
 - 2. Breite 5,00
 - 3. Tiefgang ohne Kiel am 9/10 1,50
 - 4. im Mittel 1,50
 - 5. Displacement auf Spanten in cbr 5286 cbr

Daten der Propeller:

- Nr. 7.
- a. äußerer Durchmesser 230
 - b. Stabdurchmesser 270
 - c. Steigung 1630
 - d. T.F. - Winkel 1431
 - e. abgewinkeltes Flügelspiel 1948
 - f. projizierte 1080
 - g. Anzahl der Flügel 3



mit gleichen Konstruktionsverhältnissen aber mit den drei verschiedenen Steigungsverhältnissen von $H/D = 1,2 - 0,9$ und $0,6$ unter gleichen Bedingungen geprüft. Aus dem Resultat (Spalte 18) ist die Ueberlegenheit eines verhältnismäßig kleinen Steigungsverhältnisses von $H/D = 0,9$ bezüglich des erreichbaren Wirkungsgrades für den Schleppzustand sowie aus Spalte 14 die relative Zunahme der entsprechenden Turenzahlen zu ersehen, welche außerdem den weiteren Vorteil der Wahl einer leichteren und daher billigeren Maschine gestattet. Selbst in dem ad 3 aufgeführten Fall mit dem Propeller Nr. 9 von dem kleinsten Steigungsverhältnis $H/D = 0,6$ ist zwar nicht mehr die beste Wertigkeit aber immerhin noch eine solche von 103,7 sogar mit einer Turenzahl von $n_s = 285/\text{min}$ festgestellt, während letztere bei Wahl des höheren (schlechteren) Steigungsverhältnisses von $H/D = 1,2$ nur $n_s = 182,6/\text{min}$ beträgt.

Der ad 4 aufgeführte Versuch Nr. 123 (s. Diagramme Abb. 30 und 31) wurde mit demselben, aber in diesem Fall mit einem Einzelruder versehenen Schiffsmodell Nr. 386a zu dem Zweck vorgenommen, um den Nachweis über die Ueberlegenheit der Doppelschrauber gegenüber den Einschraubern für die hohen Belastungsgrade zu erbringen, unter denen die zu beschaffenden Schlepper arbeiten sollten. Schon bei Wahl von zwei an sich noch nicht günstigsten Propellern nach Modell Nr. 7 von $D = 1,35$ m Durchmesser und $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis konnte eine Wertigkeit von 130,5 bei einer allerdings infolge des hohen Steigungsverhältnisses noch niedrigen Turenzahl von $n_s = 136/\text{min}$. festgestellt werden. Parallelversuche zu den ad 1—3 aufgeführten mit Propellern von verschiedenen Steigungsverhältnissen wurden bei dem Doppelschraubermodell nicht ausgeführt. Es ist jedoch mit einiger Sicherheit zu erwarten, daß sich bei Wahl von Propellern mit gleichen Durchmessern aber kleineren Steigungsverhältnissen von $H/D = 0,9$ und $0,6$ ungefähr dasselbe relative Verhältnis in den Wertigkeiten und auch in den betreffenden Turenzahlen wie bei den Einschraubern erreichen läßt und die Doppelschrauber infolgedessen gegenüber den Einschraubern bei gleicher Maschinenstärke eine um etwa $\frac{1}{4}$ größere Leistungsfähigkeit an nutzbarer Zugkraft aufweisen werden und zwar bei einer nicht ungünstigen Turenzahl von ungefähr

$$136 \cdot \frac{217,6}{182,6} = 162 \text{ bzw. } 136 \cdot \frac{285}{182,6} = 213/\text{min.}$$

Der letzte der mit dem Schiffsmodell Nr. 386a durchgeführte Versuch Nr. 110 (s. Diagramm Abb. 32 und 33), dessen Daten ad 5 angegeben sind, wurde wieder mit Doppellrudern und einer aus dem Grundmodell Nr. 7 gesetzmäßig abgeleiteten Einzelschraube Nr. 76 von gleichen Konstruktionsverhältnissen, insbesondere demselben Durchmesser von $D = 1,35$ m und dem gleichen

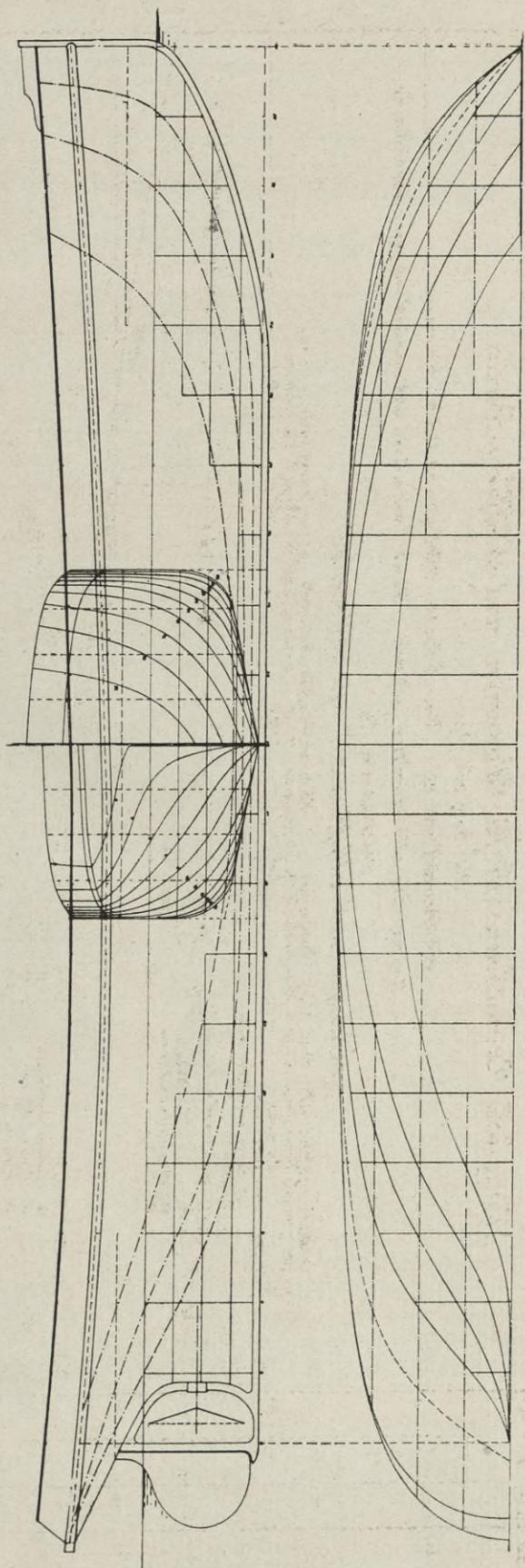


Abb. 33. Schlepper-Modell Nr. 391 mit gewöhnlichem ausladendem Heck

Länge i. d. WL = 21,05 m
Tiefgang = 1,50 m
Breite über Sp. = 5,00 m
Displacement = 83,50 cbm

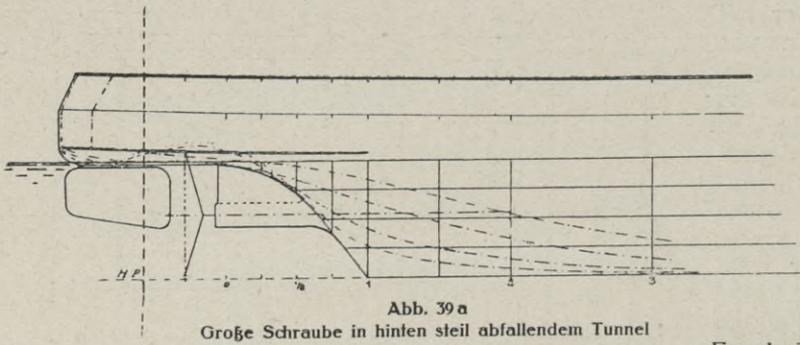


Abb. 39a
Große Schraube in hinten steil abfallendem Tunnel

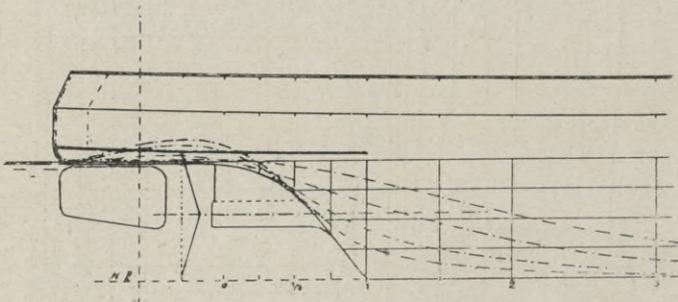


Abb. 39b. Große Schraube in hinten weich auslaufendem Tunnel

Steigungsverhältnis von $H/D = 1,2$ aber mit dem nur halb so großen Flächenverhältnis von $A_p/A = 37,8$ Prozent vorgenommen, um den bereits in den systematischen Propellerversuchen der Serie „A“ (s. „S. P. V. 1916“, S. 20 und 56) ausführlicher behandelten Einfluß des projizierten Flügelareals bei schwer belasteten Schlepperschrauben nur durch eine Stichprobe zu bestätigen. Die in Spalte 18 der Tabelle eingetragene Wertigkeit von nur 88,6 kennzeichnet den unter gleichen Verhältnissen zu erwartenden Wirkungsgradabfall zu etwa 11 bis 12 Prozent. Da diese Ergebnisse relativ genommen mit den für sich allein d. h. ohne Schiffsmodell untersuchten Propellern der Serie „A“ eine genügende Uebereinstimmung zeigten, so wurden weitere Prüfungen zur Kennzeichnung des Einflusses des Flächenverhältnisses mit den aus der Serie „M“ abgeleiteten nicht mehr vorgenommen und die folgenden drei Versuche Nr. 101, 116 und 61 mit der Einzelschraube Nr. 7 von $D = 1,35$ m Durchmesser, $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis und $A_a/A = 87,2$ Prozent Flächenverhältnis der Hauptsache nach nur noch zu dem Zweck ausgeführt, um die Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Art der Hinterschiffsform zu ermitteln. Bei dem ad 6 aufgeführten Versuch

Nr. 101 (s. Diagramm Abb. 34 und 35) mit Modell Nr. 391 nach Abb. 38 mit gewöhnlichem scharfem Schlepperheck konnte bei ungefähr gleichem Deplacement und unter denselben Versuchsbedingungen wie ad 1–5 nur eine Wertigkeit von 89,3 ermittelt werden, wobei die Turenzahl mit $n_s = 152,6/\text{min}$ eine nicht unwesentlich höhere war als bei dem Parallelversuch ad 1 des Modells Nr. 386a mit breitem, die Schraube gut überdeckendem Hinterschiff. Dieses

Ergebnis steht in Einklang mit dem bereits oben S. 30 erörterten Versuche über den Einfluß der verschiedenen Tauchtiefen der Propeller, bei welchem der festgestellte Wirkungsgradabfall und die höhere Turenzahl für gleiche Schubleistungen auf den schädlichen Eintritt der Luft in den Propeller zurückgeführt wurde.

Durch eine Ueberdeckung der Schraube mit einem zylindersegmentförmigen am Schiffsmodell etwa in 100 mm Abstand über den Schraubenspitzen angebrachten Blech konnte eine wesentliche Verbesserung in diesen Verhältnissen nicht erzielt werden, wie aus der ad 7 mit 89,7 eingetragenen Wertigkeit des Versuchs Nr. 116 (Diagramme Abb. 36 und 37) zu ersehen ist. Am schlechtesten war das Ergebnis bei einem Schlepper-Modell mit der in Abb. 2 dargestellten zur Vermeidung einer Beschädigung der Kanalsole extrem hochgelagerten tunnelartig eingebauten Schraube Nr. 7 von $D = 1,35$ m Durchmesser und $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis Versuch Nr. 61 (Diagramme Abb. 40 und 41),

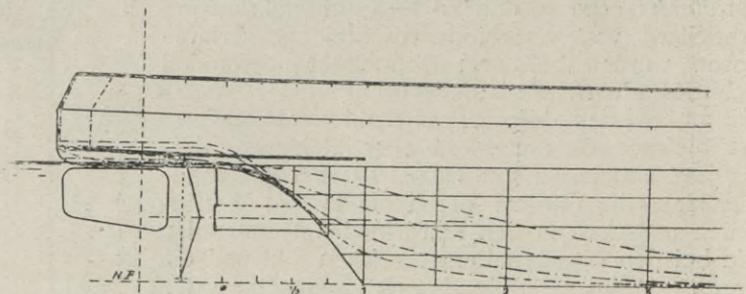


Abb 39c
Große Schraube in hinten horizontal auslaufendem Tunnel

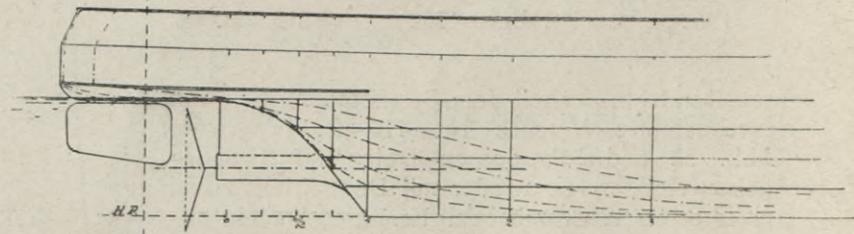


Abb. 39d
Große Schraube unter flachem Heck unter Kielsohle schlagend

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

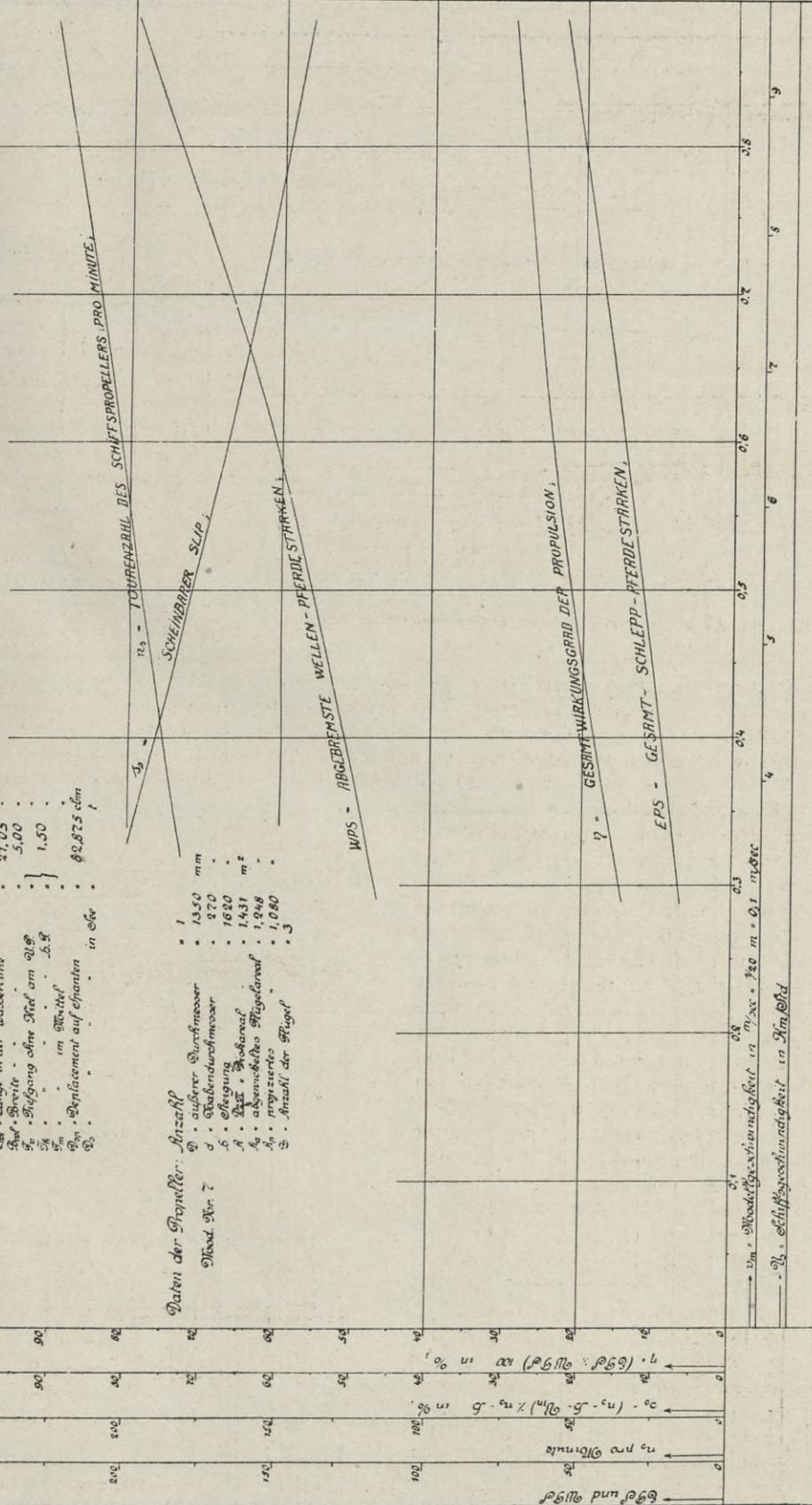
Abteilung Schiffbau
 Schiffmodell Nr. 387, Versuch Nr. 61: Schlepper mit 1460 kg Treibenzug.
 Auftrag: Kanalbauabsicht, Eisen. Schraube im Tunnel.

Schlepper Versuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Stütz- und Ruder.
 Material: Paraffin, Reibkoeffizient ca. 0,04 m, Querschnitt 8,20 m.
 Temperatur d. Wassermassens = 1,00, Reibungskoeffizient für Modell $\lambda_m = 0,1920$
 Luft, Reibungskoeffizient für Schiff $\lambda_s = 0,15038$

- Daten des Schiffes:
- 1. Länge im 90°: 19,0 m
 - 2. Breite in der Wasserlinie: 21,05 m
 - 3. Tiefgang ohne Kiel am 90°: 5,00 m
 - 4. Tiefgang im Wasser: 5,50 m
 - 5. Displacement auf epanken in 90°: 82,875 t

- Daten der Propeller:
- 1. Anzahl: 3
 - 2. äußerer Durchmesser: 1350 mm
 - 3. Hubhöhe: 970 mm
 - 4. Steigung: 1620 mm
 - 5. Pitch: 1431 mm
 - 6. abgewinkeltes Flügelschal: 7,848°
 - 7. Projektions: 1,080
 - 8. Anzahl der Flügel: 3



$v_m =$ Modellgeschwindigkeit in $\frac{m}{sec}$ = 120 m = 0,1 m/sec
 $v_s =$ Schiffgeschwindigkeit in $\frac{m}{Min}$

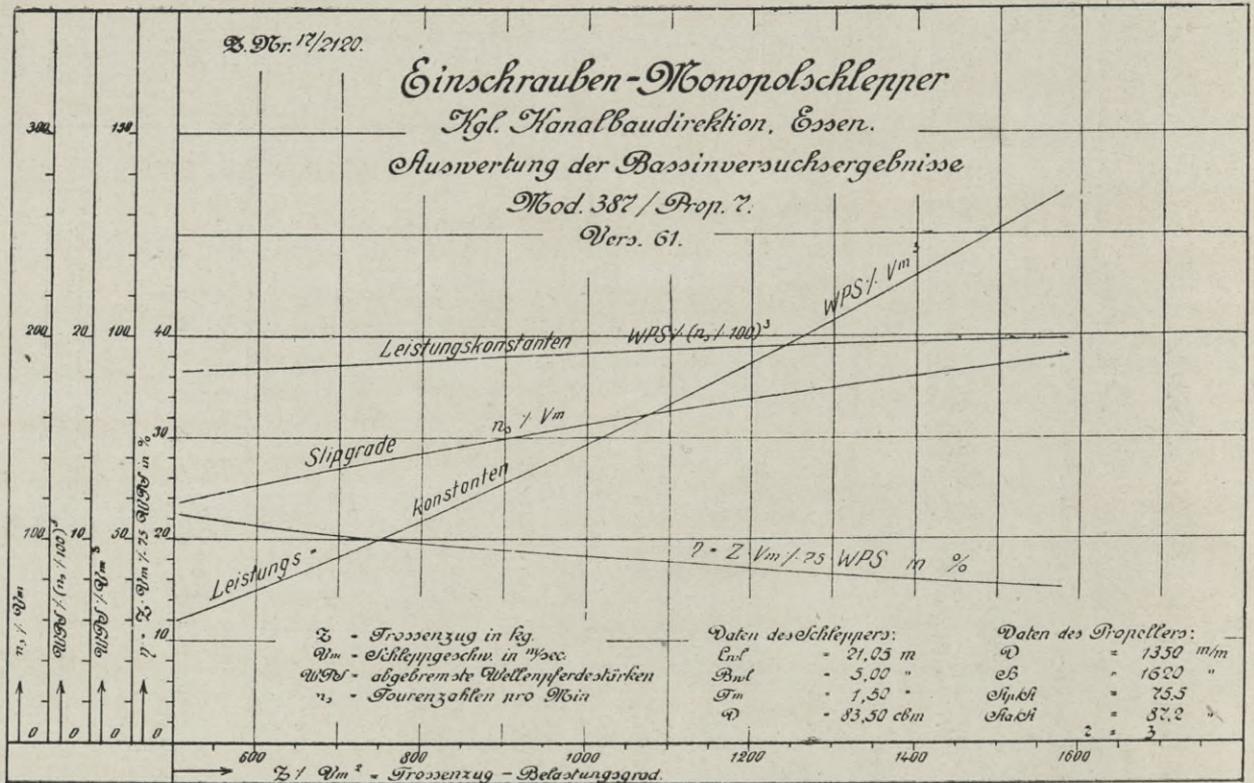


Abb. 41

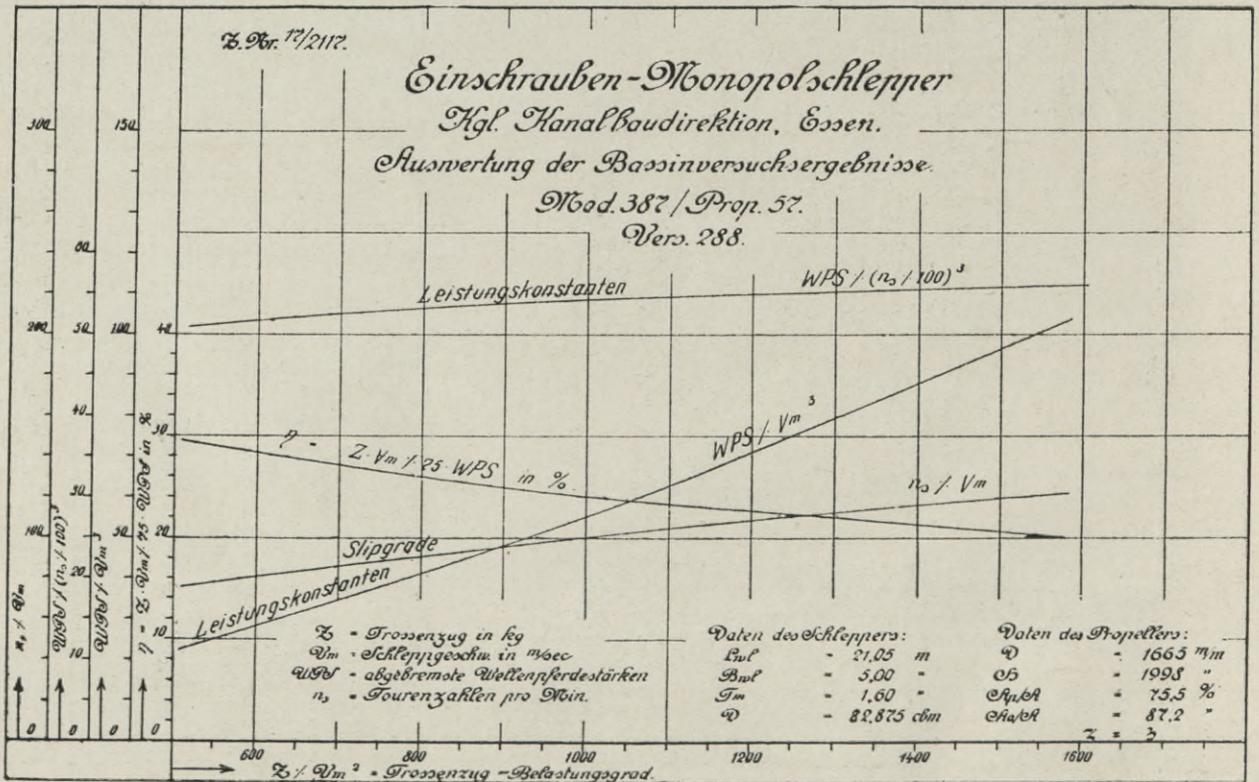


Abb. 42

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau- und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 387, Versuch Nr. 288; Schlepper mit 1460 kg Treibenzug.

Auftrag: Kanalbauaktion, Essen. Große Schraube im Tunnel.

Modellmaßstab $\frac{1}{20} = \frac{1}{20}$

Schleppversuch: schiffmodell mit schrauben

Zustand des Modells: "Statt ohne Ruder"

Material: Starke, feine Pappe, ca 40 m, Querschnitt 8,80 m.

Y-spec. Gew. des Kanals: 100, Temperatur d. Wasser: 19°C, Reibungskoeff. für Modell $\lambda_m = 0,19202$

Daten des Schiffes: Längs-Länge im St. 190 m, Luft 190 m, Schiff $\lambda_s = 0,19202$

- 1. Längs-Länge im St. 190 m
- 2. Längs-Breite 5,00
- 3. Längs-Höhe 1,50
- 4. Längs-Höhe im St. 1,50
- 5. Längs-Höhe im St. 1,50
- 6. Längs-Höhe im St. 1,50
- 7. Längs-Höhe im St. 1,50
- 8. Längs-Höhe im St. 1,50
- 9. Längs-Höhe im St. 1,50
- 10. Längs-Höhe im St. 1,50

Daten der Propeller: Anzahl 1

- 1. äußerer Durchmesser 7665 mm
- 2. innerer Durchmesser 333
- 3. Längs-Höhe 7998
- 4. Längs-Höhe 9174 m²
- 5. Längs-Höhe 1898
- 6. Längs-Höhe 1640

$\Delta_0 = \text{SCHWIMMABRICH SLIP}$

$n_0 = \text{TURENZAHL DES SCHIFFS PROPELLERS PRO MIN.}$

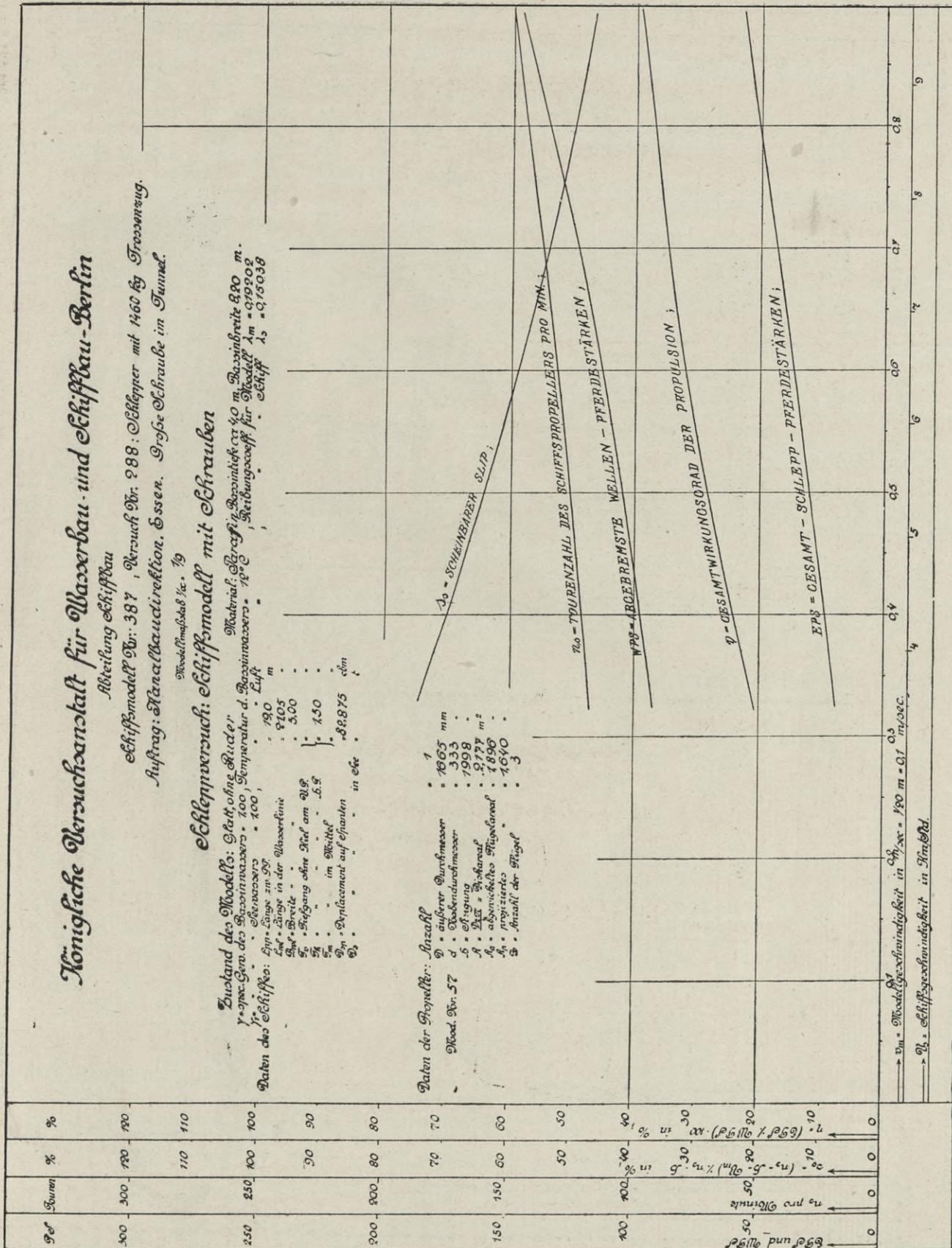
$w_{00} = \text{ABGEBREMSTE WELLEN - PFERDESTÄRKEN}$

$\varphi = \text{GESAMTWIRKUNGSRAD DER PROPULSION}$

$E_{PS} = \text{GESAMT - SCHLEPP - PFERDESTÄRKEN}$

$v_m = \text{Modellgeschwindigkeit in } \frac{cm}{sec} = 190 \text{ m} = 0,1 \text{ m/sec.}$

$v_s = \text{Schiffgeschwindigkeit in } \frac{cm}{sec}.$



Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 387 Versuch Nr. 889 Schiffkörper mit 1400 kg Treibladung

Auftrag: Kanalbau direktion, Essen. Größe Schraube in hinten wick auslaufenden Tunnel

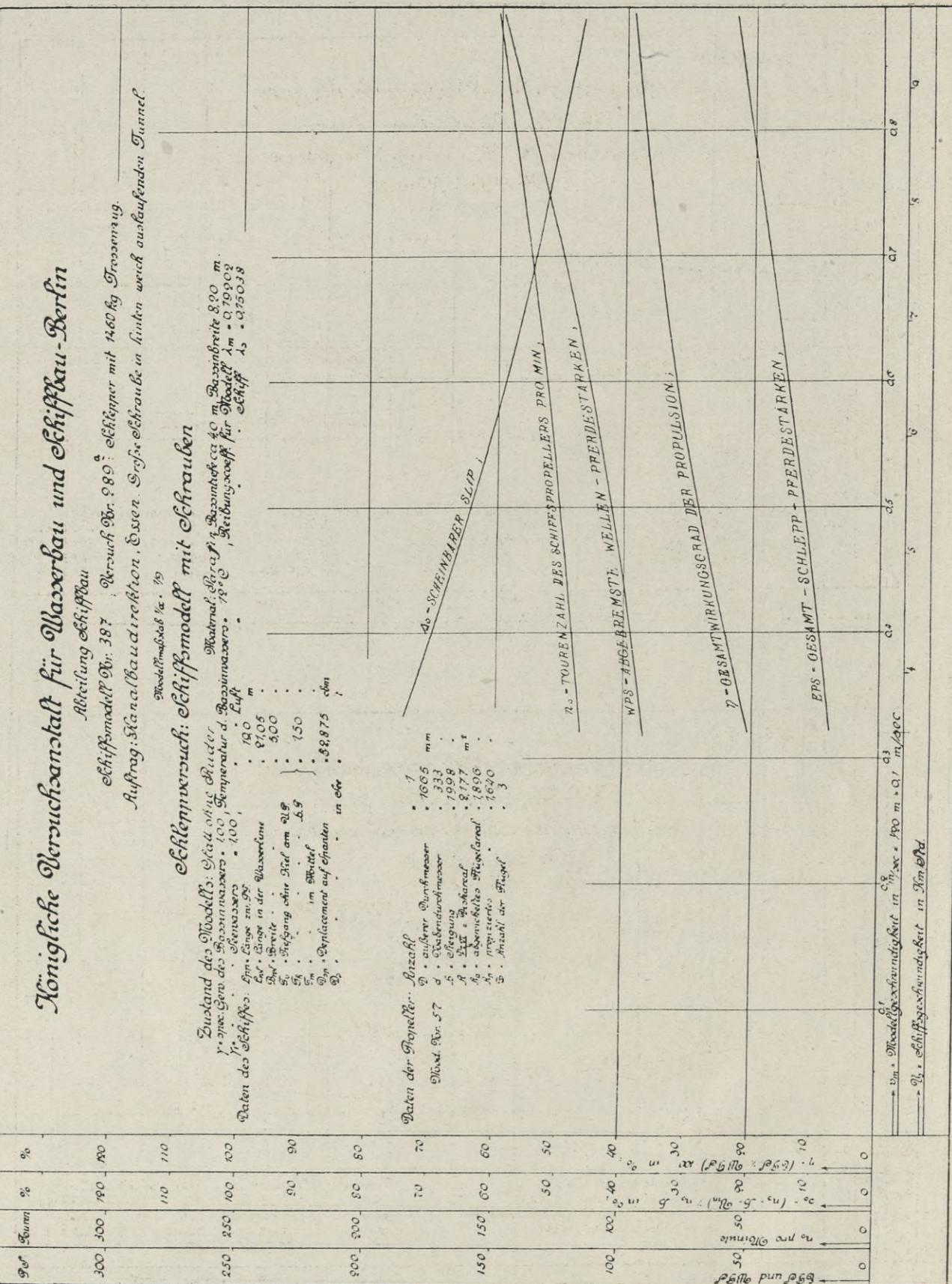
Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Stütz ohne Ruder
 Y-mess. Ger. des Wassermessers = 100, Temperatur d. Wassermessers = 18°C, Reibungswert für Modell $\lambda_m = 0.19902$
 Material: Holz, 40 m Bogenbreite 890 m
 Modell für Schiff $\lambda_s = 0.15038$

Daten des Schiffes:
 Längsänge zu Sp. 190 m
 Sp. Breite 91.05 m
 Sp. Höhe in der Wasseroberfläche 5.00 m
 Sp. Aufhängung ohne Kiel am U. 150 m
 Sp. im Mittel 6.9 m
 Sp. Displacement auf 0.875 oben 88,975 t

Daten der Propeller-Lizenz:
 d. äußerer Durchmesser 1665 mm
 d. innerer Durchmesser 333 mm
 d. Stützweite 1998 mm
 d. Sp. 9177 mm
 d. abgemessenes Flächenareal 7896 cm²
 d. Reibwert 0.1640
 d. Anzahl der Flügel 3



Umschlagzahl des Modells $\frac{1}{50}$ in $\frac{1}{60}$ sec = 190 m + 0.1 m/sec
 Umschlagzahl des Schiffes $\frac{1}{50}$ in $\frac{1}{60}$ sec = 190 m + 0.1 m/sec

Abb. 44

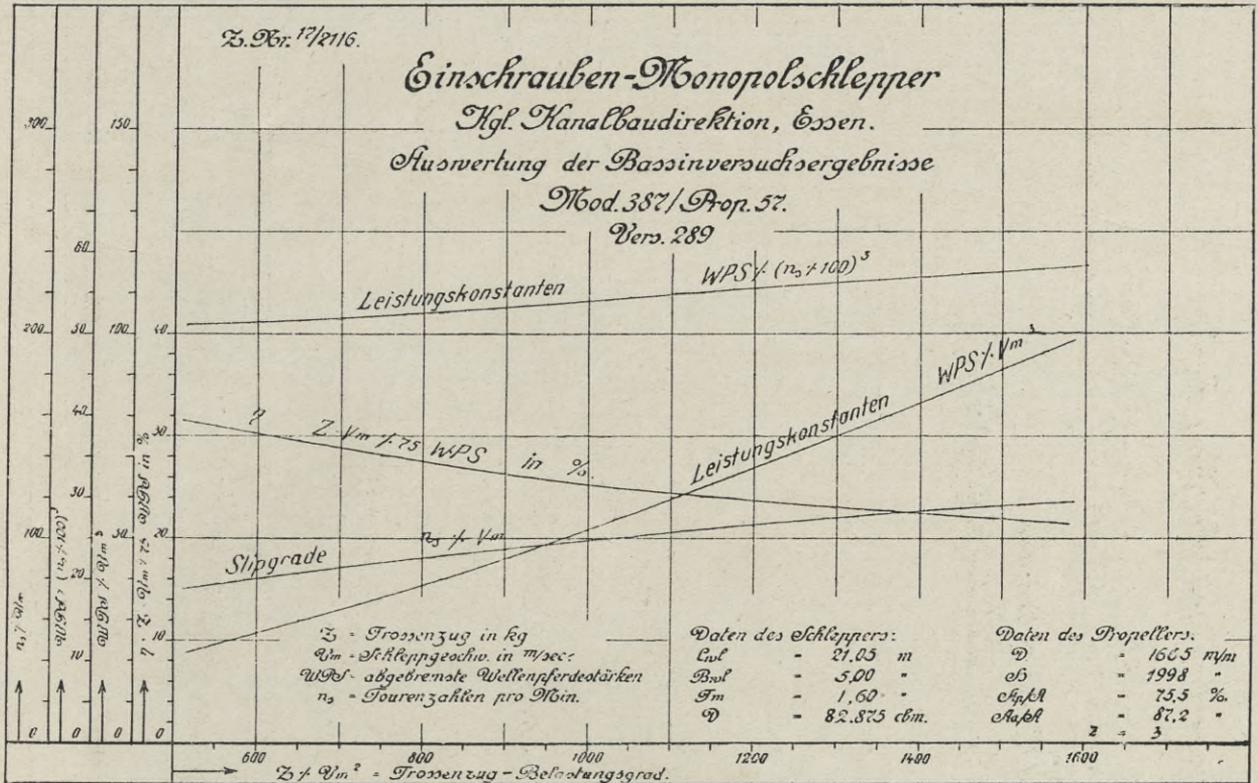


Abb. 45

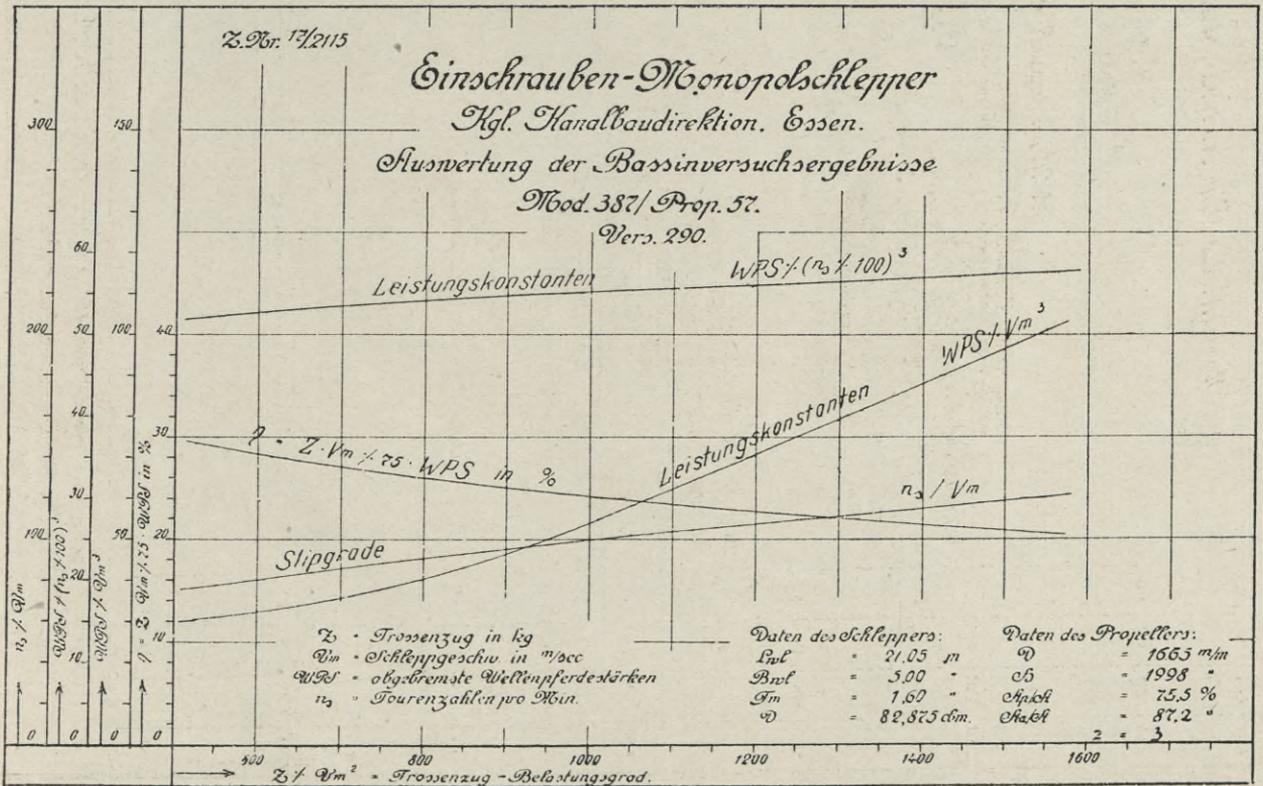


Abb. 46

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 387, Versuch Nr. 200: Schlepper mit 1460 kg Trassenzug.

Aufzug: Senkbaudirektion, Essen. Große Schraube in hinten horizontal auslaufenden Tunnel.

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{9}$

Schlepperversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Stahl, ölig, glatter

γ : spec. Gew. des Wasser = 100, Temperatur d. Wasser = ca. 10°C, Reibungsw. für Modell $A_m = 0.19502$

γ_1 : spec. Gew. des Wassers = 100, Temperatur d. Wasser = ca. 10°C, Reibungsw. für Schiff $A_s = 0.19502$

Daten des Schiffes: Läng. = 100, Läng. in der Wasserlinie = 97.05, Läng. ohne Kiel = 150, im Mittel = 150, Displacement auf 1 cm = 82875, in cfm = 1

Zustand des Modells: Stahl, ölig, glatter

γ : spec. Gew. des Wasser = 100, Temperatur d. Wasser = ca. 10°C, Reibungsw. für Modell $A_m = 0.19502$

γ_1 : spec. Gew. des Wassers = 100, Temperatur d. Wasser = ca. 10°C, Reibungsw. für Schiff $A_s = 0.19502$

Daten des Schiffes: Läng. = 100, Läng. in der Wasserlinie = 97.05, Läng. ohne Kiel = 150, im Mittel = 150, Displacement auf 1 cm = 82875, in cfm = 1

Daten der Propeller: Anzahl

- 1. äußerer Durchmesser = 1665 mm
- 2. innerer Durchmesser = 333
- 3. Höhe = 1998
- 4. abgemessenes Flügelareal = 2177 m²
- 5. projiziertes Flügelareal = 1896
- 6. Anzahl der Flügel = 3

λ_0 = SCHWIMBARER SLIP

n_0 = TOURENZahl DES SCHIFFSPROPELLERS PRO MINUTE

WPS = ABGEBREICHTE WELLEN - PFERDESTÄRKEN

ρ = GESAMTWIRKUNGSRAD DER PROPULSION

EPS = GESAMT - SCHLEPP - PFERDESTÄRKEN

300	300	190	%
230	250	100	100
900	200	80	80
150	150	100	100
100	100	100	100

$\rightarrow 3m$ = Maximalgeschwindigkeit in $\frac{1}{40}$ = 120 m = 0.1 m/sec.

$\rightarrow \lambda_0$ = Schiffswirksamkeit in $\frac{1}{40}$.

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 387, Versuch Nr. 286; Schlepper mit 1160 kg Treibenzug.

Auftrag: Strömungsbauartreaktion, Essen. Große Schraube unter gewöhnlichem Schlepptenak unter Heckbock schlagend.

Modellmaßstab $\frac{1}{50}$

Schlepperversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: Statt ohne Wasser
 Temperatur d. Wasserumwelts 10°C , Wasserdichte 1000 m.
 Temperatur d. Luft $19,0^{\circ}\text{C}$, Wasserdampfdruck $12,8$ mm.
 Temperatur d. Schiffsmodell $10,0^{\circ}\text{C}$, Wasserdichte 1000 m.
 Temperatur d. Luft $19,0^{\circ}\text{C}$, Wasserdampfdruck $12,8$ mm.

Daten des Schiffes: Länge in m $19,0$
 Breite in m $2,105$
 Draufhöhe in m $3,50$
 Draufhöhe ohne Kiel in m $1,50$
 Draufhöhe im Mittel $1,50$
 Draufhöhe auf Ohren $1,50$
 Draufhöhe auf Ohren in cm 150

Daten der Propeller:

Anzahl 1
 Draufhöhe 1665 mm
 Draufhöhe ohne Kiel 333 mm
 Draufhöhe im Mittel 1009 mm
 Draufhöhe auf Ohren 977 mm
 Draufhöhe auf Ohren in cm $97,7$
 Draufhöhe auf Ohren in cm $97,7$
 Draufhöhe auf Ohren in cm $97,7$

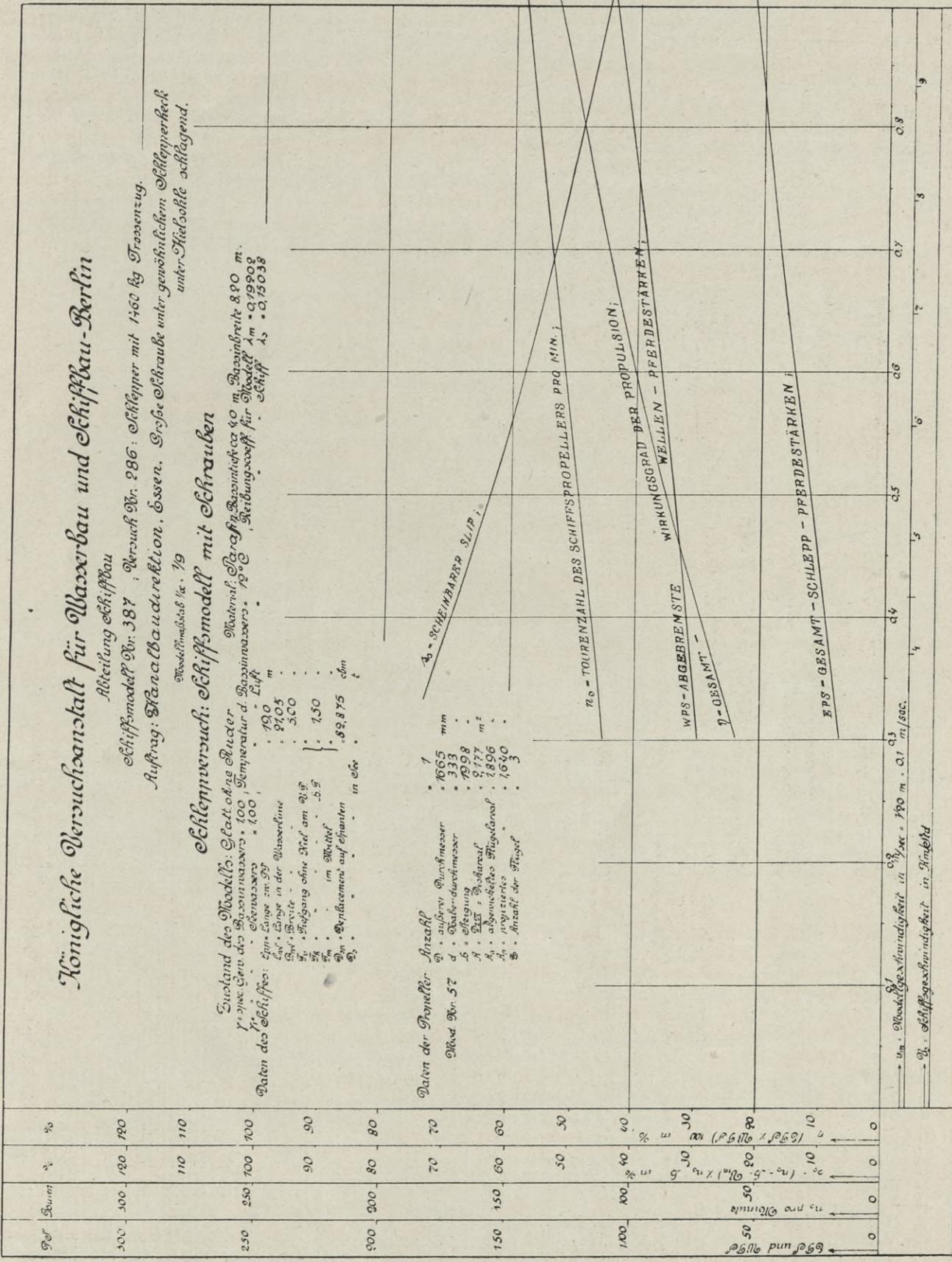
3 - SCHEINBARER SLIP i

n_0 - TOURENZAHL DES SCHIFFSPROPELLERS PRO MIN.

WPS - ABGEBRENMSTE WIRKUNGSGRAD DER PROPULSION;

η - GESAMT - WELLEN - PFERDESTÄRKEN;

EPS - GESAMT - SCHLEPP - PFERDESTÄRKEN



um. Modellgeschwindigkeit in $\frac{1}{50}$ sec = 190 m. $0,1$ m/sec.

um. Schiffsmodellgeschwindigkeit in $\frac{1}{50}$ sec = 190 m. $0,1$ m/sec.

bei welchem nur eine Wertigkeit von 79,4 ermittelt wurde. Ein ähnlich ungünstiges Resultat ergaben Versuche, die zu dem gleichen Zweck des Sohlenschutzes bei normaler Lage des Propellers mit einer direkt unter der Schraube am Steven angeordneten muldenförmigen Platte ausgeführt wurden, während bei der Flammischen Ruderkonstruktion nach Art der Abb. 5 ein Wirkungsgradabfall nicht festgestellt werden konnte und bei Wahl des Gegenpropellers von Dr. Wagner nach Abb. 6 sogar eine Verbesserung der Wertigkeit bis zu annähernd 10 Prozent zu erreichen war.*) Da die Spülversuche, welche später noch näher

war der Propeller, ohne über die Kielsohle hinauszuschlagen, in einem extrem ausgebildeten Tunnel mit einer plötzlich nach hinten bis unter die Wasserlinie abfallenden Hinterwand nach Abbildung 39 a gelagert, bei dem ad 10 aufgeführten Versuch Nr. 289 (s. Diagramme Abb. 44 und 45) wurde letztere nach Art der Abb. 39 b weich nur bis zur Wasserlinie gezogen und bei dem ad 11 aufgeführten Versuch Nr. 290 (s. Diagramme Abb. 46 und 47) war schließlich der hintere Teil des Tunnels (s. Abb. 39 c) von seiner höchsten Stelle ab horizontal gehalten, so daß bei ruhendem Schiff die Luft ungehindert zu den freiliegenden

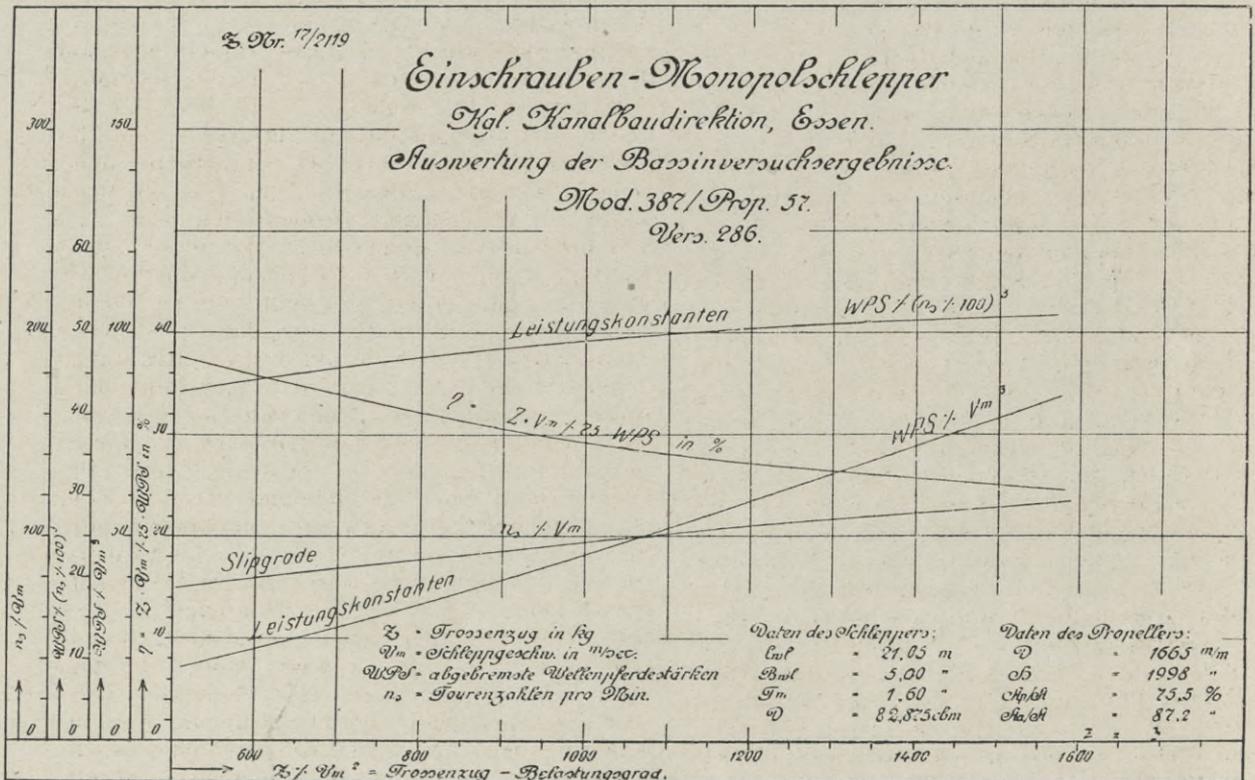


Abb. 49

erörtert werden sollen, gezeigt hatten, daß größere Schrauben bei gleicher Achsenlage und bei demselben Schub keine wesentlich größere Beschädigungen der Kanalsole hervorrufen, als die in obigem durchweg geprüften kleineren von $D = 1,35$ m Durchmesser, so wurden schließlich noch zur Ermittlung des Wirkungsgradverhältnisses Propeller nach Modell Nr. 7 aber von $D = 1,665$ m Durchmesser mit einem Schleppermodell Nr. 387 bei verschiedenen Schraubenanordnungen und Heckausbildungen weitere Versuche vorgenommen. Bei dem ad 9 aufgeführten Versuch Nr. 288 (s. Diagramme Abb. 42 und 43)

Propellerspitzen treten konnte. Wie aus dem Vergleich der in Spalte 18 auf Grund der Versuchsdiagramme eingetragenen Wertigkeiten zu ersehen, wurde das günstigste Resultat von ca. 12 Prozent Verbesserung mit dem nach hinten weich nur bis zum Wasserspiegel gezogenen Tunnel erreicht, während die beiden anderen Ausführungen nicht so vorteilhaft waren, aber auch noch Vorteile von ca. 6 bzw. 8 Prozent gegenüber den kleineren freigelagerten Schrauben von nur $D = 1,35$ m Durchmesser erwarten ließen. Ganz wesentlich günstiger wurden die Verhältnisse, als die große Schraube von $D = 1,665$ m Durchmesser unter dem flachen, nicht tunnelartig ausgebildeten Heck nach Abb. 39 d ganz frei so gelagert wurde, daß sie in diesem Zustande über die Kielsohle hinweg-

*) S. Veröffentl. des Verfassers in der Zeitschrift d. Ver. deutsch. Ing., Jahrgang 1915 S. 333, „Modellversuche für Schlepper mit Gegenpropellern, von Dr. Wagner“.

schlug, wie es vielfach bei den üblichen Flußschleppern der Fall ist. Die hierfür ad 12 aus dem Versuch Nr. 286 (Diagramme Abb. 48 und 49) abgeleitete hohe Wertigkeit von 128,1 läßt mit Deutlichkeit die Ueberlegenheit einer frei vom Schiff gelagerten Schraube gegenüber einer in einem Tunnel von selbst zweckmäßigster Konstruktion angeordneten erkennen.

Die Gesamtergebnisse dieser ersten Serie von Versuchen: Schleppermodell mit Schrauben von verschiedenen Konstruktionsdaten stimmen im allgemeinen mit den Schlußfolgerungen überein, welche bereits aus den Resultaten der für sich allein untersuchten systematisch von einander abgeleiteten Modellpropellern der Serien „A“ und „M“ gezogen worden waren (vergleiche „S. P. V. 1916“, S. 55 sowie „Monopolschlepper“ S. 13–16) und lassen sich kurz dahin zusammenfassen, daß für die hohen Belastungsgrade, unter denen die Monopolschlepper arbeiten sollen, Schrauben von möglichst großen Durchmessern, kleinen Steigungsverhältnissen und großem projiziertem bzw. abgewickeltem Flügelaerial die günstigsten Schleppergebnisse erwarten lassen müßten. Wie gezeigt, spielt dabei aber außer der Art der Abdeckung der Propeller durch ein zweckmäßig geformtes Heck besonders die Tauchung derselben unter der Wasseroberfläche eine nicht unwesentliche Rolle. Alle Faktoren, welche den Propellerwirkungsgrad in günstigem Sinne beeinflussen, drängen demnach in dem vorliegenden Fall darauf hin, den Tiefgang der Schlepper bzw. den der Schrauben so weit zu vergrößern, wie dies mit Rücksicht auf eine geringe Beschädigung der Kanalsohle irgend möglich erscheint. Infolgedessen wurde bei der Bestellung der ersten Serie von Monopolschleppern statt des anfangs vorgesehenen Tiefgangs von nur 1,5 m ein solcher von 1,60 m zugelassen, im übrigen aber den betreffenden Bauwerften bezüglich der Dimensionierung der Propeller noch vollkommene Freiheit gewährt, mit der Absicht, gerade die praktischen Ergebnisse verschiedenartiger Schrauben mit den Resultaten der systematischen untersuchten Modellpropeller in Vergleich setzen zu können.

Konstruktionsverhältnisse und Probefahrtsergebnisse der ersten Serie von Monopolschleppern.

Die gewählten Propellerdurchmesser lagen bei den kleineren, für den Dortmund–Ems-Kanal bestimmten Einschrauben-Probeschleppern von 120/150 IPS Leistung (M 100 und folgende) fast durchweg zwischen 1,4 und 1,6 m. Die meisten dieser Fahrzeuge hatten ein breites und flaches, die Schraube gut abdeckendes Heck, das allerdings in dem Fall des Schleppers M 108 mit der extrem großen Schraube von 1,70 m Durchmesser in stärkerer Weise, bei M 106 und 107 aber nur ganz schwach tunnelartig ausgebildet war. Einzelruder wiesen nur die Schlepper M 103–106 auf und zwar M 103 und 104 mit der Flamm'schen Sohlen-

schußplatte, alle übrigen hatten die in Abb. 1 und 13 zur Darstellung gebrachte Doppeleruderanordnung. Von diesen zuerst vergebenen Probeschleppern war einer, nämlich M 105, als Doppelschrauber gebaut worden, um auch über das relative Verhältnis der Wirkungsweise eines solchen Fahrzeuges gegenüber den anderen Einschraubern praktische Unterlagen zu gewinnen. Die 120/150 IPS Dampfschlepper H 100 und folgende einer zweiten Serie von Neubauten, welche in Abb. 50 dargestellt sind, hatten bezüglich Schiff, Maschine und Propeller unter sich genau die gleichen Konstruktionsverhältnisse. Sie waren durchweg als Einschrauber mit Doppelerudern ausgerüstet und wiesen im Gegensatz zu den meisten Schleppern der ersten Serie M 100 und folgende nicht das dort vorgesehene breite und flache Hinterschiff, sondern ein weit ausladendes gewöhnliches Schlepperheck auf, eine Konstruktion, welche, nach den Modellversuchsergebnissen zu urteilen, eine ungünstigere Wirkungsweise der Schraube bei hohen Belastungsgraden erwarten ließ, was durch die später vorgenommenen Probefahrten auch seine Bestätigung fand. Außer diesen kleineren Dampfschleppern von 120/150 IPS Leistung wurden speziell für den Betrieb auf dem tieferen Rhein–Herne-Kanal, ebenfalls zunächst probeweise, einige stärkere 180/200 pferdige Einschraubendampfschlepper der Serie M 1 und folgende in Auftrag gegeben, von denen nur der erste M 1 mit Doppelerudern versehen waren, besonders aus dem Grunde, weil eine Beschädigung der Kanalsohle auf dem tieferen Fahrwasser der betreffenden Strecke nicht in gleicher Weise zu befürchten war, wie auf dem bedeutend flacheren des Dortmund–Ems-Kanals. Bei Wahl der Schrauben für diese Schiffe konnte man daher unbeschadet bis auf Durchmesser von 1,80 m gehen, wobei allerdings wieder die Ausbildung eines Tunnelhecks vorgesehen werden mußte. Schließlich mag noch erwähnt werden, daß zur Vervollständigung des Erfahrungsmaterials über verschiedene Antriebsarten bei den verhältnismäßig billigen Rohölpreisen, wie sie vor dem Kriege vorlagen, auch der Bau von 3 Einschrauben-Diesel-Schleppern Serie M 200 u. f. mit Motoren verschiedenen Systems von 200 WPS Leistung an abgebremsten Wellenpferdestärken beschlossen und in Auftrag gegeben wurde.

Bei der Verschiedenartigkeit der soeben erörterten Schlepper und deren Schrauben war zu erwarten, daß durch die Ausführung von eingehenden Probefahrten einerseits die relativen Beziehungen zu den Ergebnissen der systematisch vorgenommenen Modellversuche, andererseits aber auch die Grundlagen gewonnen werden konnten, welche erforderlich waren, um die Konstruktionsverhältnisse eines endgültig zu wählenden Normal-schleppers festzusetzen, wie er zur serienweisen Bestellung aller weiteren zu vergebenden Neubauten in Frage kam. Die Resultate der Schlepp-

versuche, welche von der Königl. Kanalbaudirektion Essen mit den angelieferten Fahrzeugen auf der Strecke Borsum—Oldersum bzw. Herne—Dortmund—Olfen ermittelt wurden, sind in Abb. 51—54 zunächst in Form der indizierten Maschinenleistung IPS, der Tourenzahl n_s pro Minute und der Schleppgeschwindigkeit V_s in km/ste als Funktion des nutzbaren Trossenzuges Z in kg zur Darstellung gebracht. Außerdem ist darin der Wirkungsgrad der Propulsion $\eta = \frac{ZPS}{IPS}$, wobei unter

ZPS die effektiven Trossenzugpferdestärken = $\frac{Z \cdot V_m}{75}$

kleineren Schlepper der Serien M 100 und f. sowie H 1 u. f. bei der Maximalleistung von IPS = 150 indizierten Pferdestärken aus den Diagrammen Abb. 51—53 der jedesmalige erzielte Trossenzug Z und die zugehörige Schleppgeschwindigkeit V_m entnommen, das betreffende Verhältnis Z/V_m^2 wie in Tabelle 14 gezeigt, errechnet und als Funktion des letzteren nach Maßgabe der Diagramme Abb. 55 die Leistungskonstante $\frac{IPS}{V_m^3}$, sowie der Wirkungsgrad der Propulsion

$$\eta_{zi} = \frac{ZPS}{IPS}$$

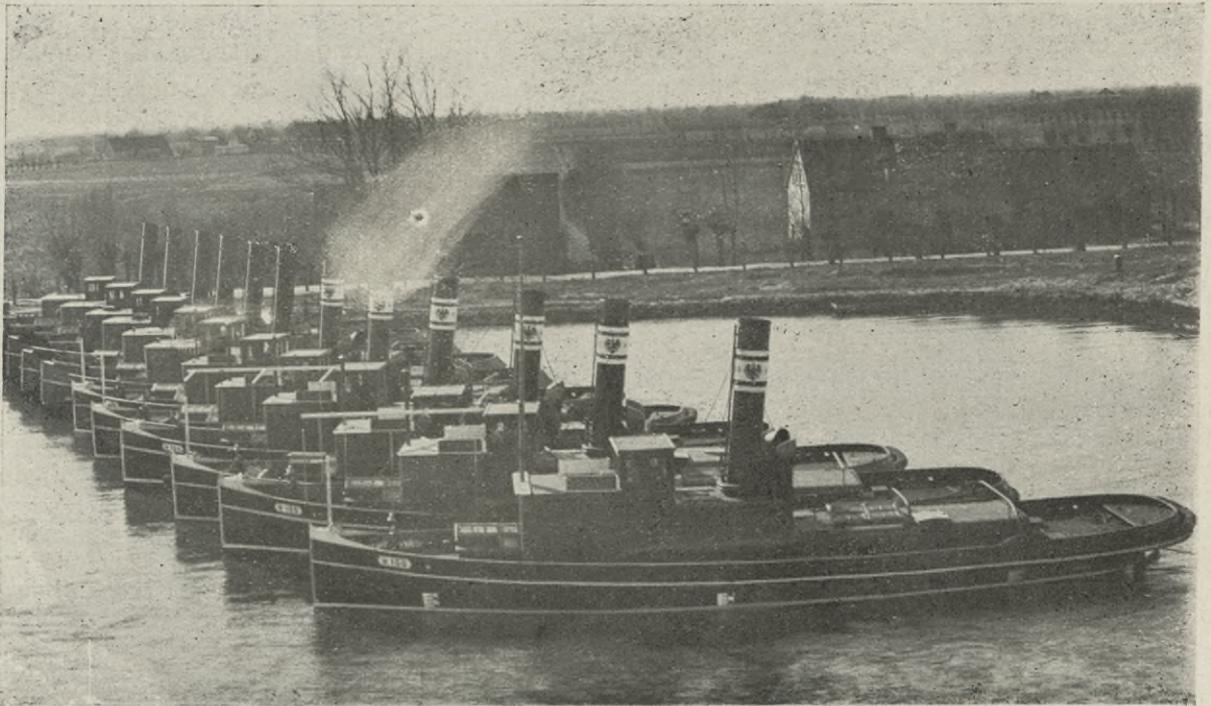


Abb. 50. Monopolschlepper der Serie H von 120/150 IPS - Leistung
Länge über Deck = 21,5 m Breite über Sp. = 4,9 m Tiefgang = 1,6 m

zu verstehen sind (V_m = Schleppgeschwindigkeit in m/sec.) und der sogenannte Schleppgütegrad Z/IPS eingetragen. Diese Art der Darstellung der Probefahrtsergebnisse dürfte für einen unmittelbaren Vergleich über die Wirkungsweise der einzelnen Schlepper und deren Schrauben aus dem Grunde noch nicht ohne weiteres maßgebend sein, weil bei ein und demselben Trossenzug verschiedene Schleppgeschwindigkeiten und bei gleichen Schleppgeschwindigkeiten verschiedene Trossenzüge, mithin auch durchweg ungleiche Propellerbelastungsgrade Z/V_m^2 vorlagen. Da nun nach den Ausführungen auf S. 33 u. f. eine Gegenüberstellung von Schrauben insbesondere eine solche von Schlepperschrauben verschiedener Konstruktion nur bei gleichen Werten von Z/V_m^2 vorgenommen werden darf, so wurde für die

punktwise eingetragen. Um nun diese für die einzelnen Schlepper geltenden Werte auf eine feste Basis beziehen zu können, wurden auf Grund eines Bassinversuchs mit dem Modell eines ähnlichen Schleppers die in Abb. 55 ebenfalls dargestellten Kurvenzüge über die in gewissen Grenzen allgemein gültige Zunahme der Leistungskonstanten $\frac{IPS}{V_m^3}$ und über

die Abnahme der Propulsionswirkungsgrade η_{zi} mit Erhöhung der Belastungsgrade Z/V_m^2 ermittelt und die in Tabelle 14 Spalte 14 eingetragenen Wertigkeiten der betreffenden Schlepper bzw. ihrer Schrauben in der Weise bestimmt, daß der Wirkungsgrad des Modellschleppers bei dem jedesmaligen gleichen Be-

Tabelle 14
120/150 IPS-Schlepper. Auswertung der Probefahrtsergebnisse

Schlepper	Schraubendaten															Bemerkungen
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
	D (m/m)	H (m/m)	H/D	Z = Zahl der Schraubensflügel	A _p /A	A _a /A	$\frac{v}{s}$ (km/sec)	V _m (m/sec.)	Z	Z/V _m ²	$\frac{P_{SE}}{\rho \Delta l}$	η_{zi} (%)	Wertigkeit (%)			
M100	1450	1750	1,205	4	0,596	0,726	4,73	1,314	1980	1147	66,1	23,13	105,1	1	Schraube, 2 Ruder Dampfschlepper	
M101	1450	1800	1,240	4	0,611	0,756	4,68	1,300	1920	1136	68,7	22,20	101,0	2	"	
M102	1450	1800	1,240	4	0,611	0,756	4,68	1,300	1920	1136	68,7	22,20	101,0	2	"	
M103	1400	903/1300	0,64/0,93	4	0,5360	0,600	4,42	1,2275	1870	1241	81,1	20,41	96,0	1	Flamm'sches Ruder "	
M104	1400	1100/1600	0,785/1,143	4	0,812	0,904	4,25	1,180	1840	1321	91,2	19,31	93,5	1	"	
M105	1100	a,0,7D 1220	1,110	4	0,583	0,672	4,60	1,278	2190	1340	71,8	24,89	120,5	2	Schrauben, 1 Ruder	
M106	1600	2000	1,250	4	0,654	0,824	4,35	1,208	2048	1402	85,0	22,00	108,3	1	Tunnel	
M107	1600	2000	1,250	4	0,654	0,824	4,35	1,208	2048	1402	85,0	22,00	108,3	1	"	
M108	1700	1530	0,900	4	0,656	0,689	4,58	1,272	1950	1307	86,2	18,53	89,2	2	"	
M109	1450	1940	1,340	4	—	0,666	4,96	1,378	1672	1205	72,9	22,05	102,3	1	"	
M110	1450	1940	1,340	4	—	0,666	4,96	1,378	1672	1205	72,9	22,05	102,3	1	"	
M113-115	1450	1850	1,276	4	0,594	0,757	4,40	1,222	1730	1171	88,0	17,73	81,4	1	"	
M118	1500	1250/1650	0,84/1,10	4	0,768	0,876	4,63	1,286	1995	1158	82,2	18,78	85,8	2	"	
M121	1500	1400/1900	0,935/1,26	3	0,849	—	4,15	1,525	1760	1325	98,0	22,80	106,1	1	"	
M122	1500	1400/1900	0,935/1,26	3	0,849	—	4,46	1,238	1760	1157	79,6	19,36	88,6	2	"	
H100	1450	2300	1,380	4	0,756	0,951	3,77	1,047	1625	1484	130,8	15,12	75,6	1	Schraube, 2 Ruder Dampfschlepper	
H104	1450	2000	1,380	4	0,756	0,951	4,58	1,272	1845	1141	72,9	20,87	95,0	1	"	
H109	1450	2000	1,380	4	0,756	0,951	4,62	1,2825	1730	1053	71,1	19,71	86,2	1	"	
H110	1450	2000	1,380	4	0,756	0,951	4,24	1,177	1890	1366	92,1	19,76	96,4	1	"	

Tabelle 15
180/200 IPS-Schlepper. Auswertung der Probefahrtsergebnisse

Schlepper	Schraubendaten															Bemerkungen
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
	D (m m)	H (m/m)	H/D	Z = Zahl der Schraubensflügel	A _p /A	A _a /A	$\frac{v}{s}$ (km/sec)	V _m (m/sec.)	Z	Z/V _m ²	$\frac{P_{SE}}{\rho \Delta l}$	η_{zi} (%)	Wertigkeit (%)			
M1	1520	2400	1,58	4	0,693	0,952	4,63	1,285	2100	1272	94,3	18,00	85,7	1	Schraube, 2 Ruder Dampfschlepper	
M2	1600	2000/2300	1,25-1,44	4	0,647	0,830	5,18	1,438	2370	1106	67,2	22,72	103,2	1	"	
M3	1600	2040	1,275	4	0,672	0,781	4,60	1,277	2330	1430	96,1	19,82	97,5	1	"	
M5	1600	2050 i. M	1,30	4	0,731	0,847	5,01	1,391	2510	1297	74,3	23,27	111,5	1	"	
M6	1800	1980	1,10	4	0,777	0,947	5,42	1,506	2410	1063	58,6	24,20	106,1	1	"	
M7	1800	1980	1,10	4	0,777	0,947	5,64	1,567	2410	982	52,0	25,17	106,3	1	"	
M200	1460	1150	0,79	4	0,79	0,615	4,32	1,200	1790	1243	115,7	14,32	67,4	1	Motorschlepper	
M202	1400	1250	0,89	4	0,89	0,650	4,81	1,337	1950	1090	83,7	17,40	77,3	1	"	

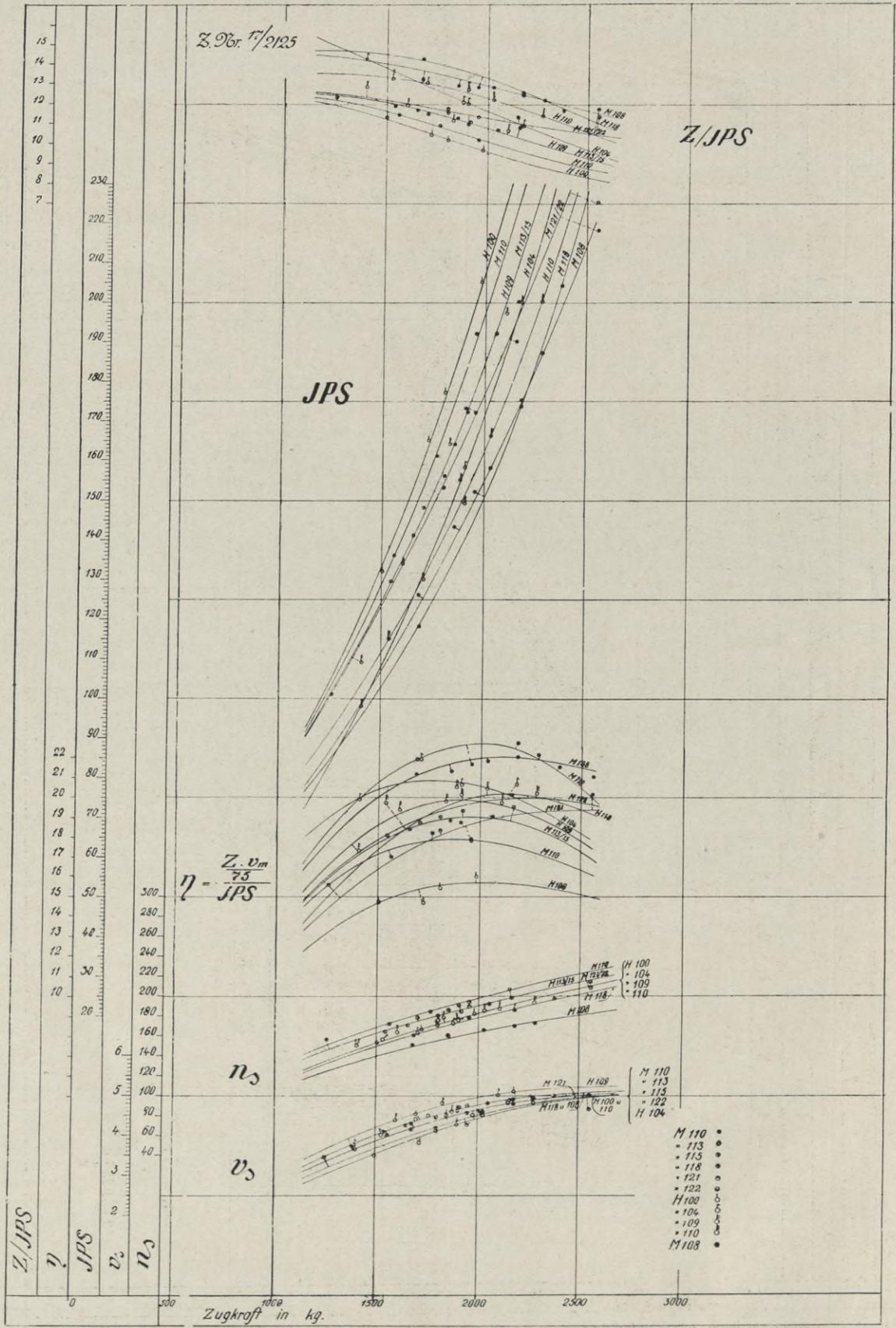


Abb. 51. Zusammenstellung der Schleppfahrgenergebnisse der Monopolschlepper M100 u. f. sowie H 100 u. f. auf der Strecke Borsum—Oldersum

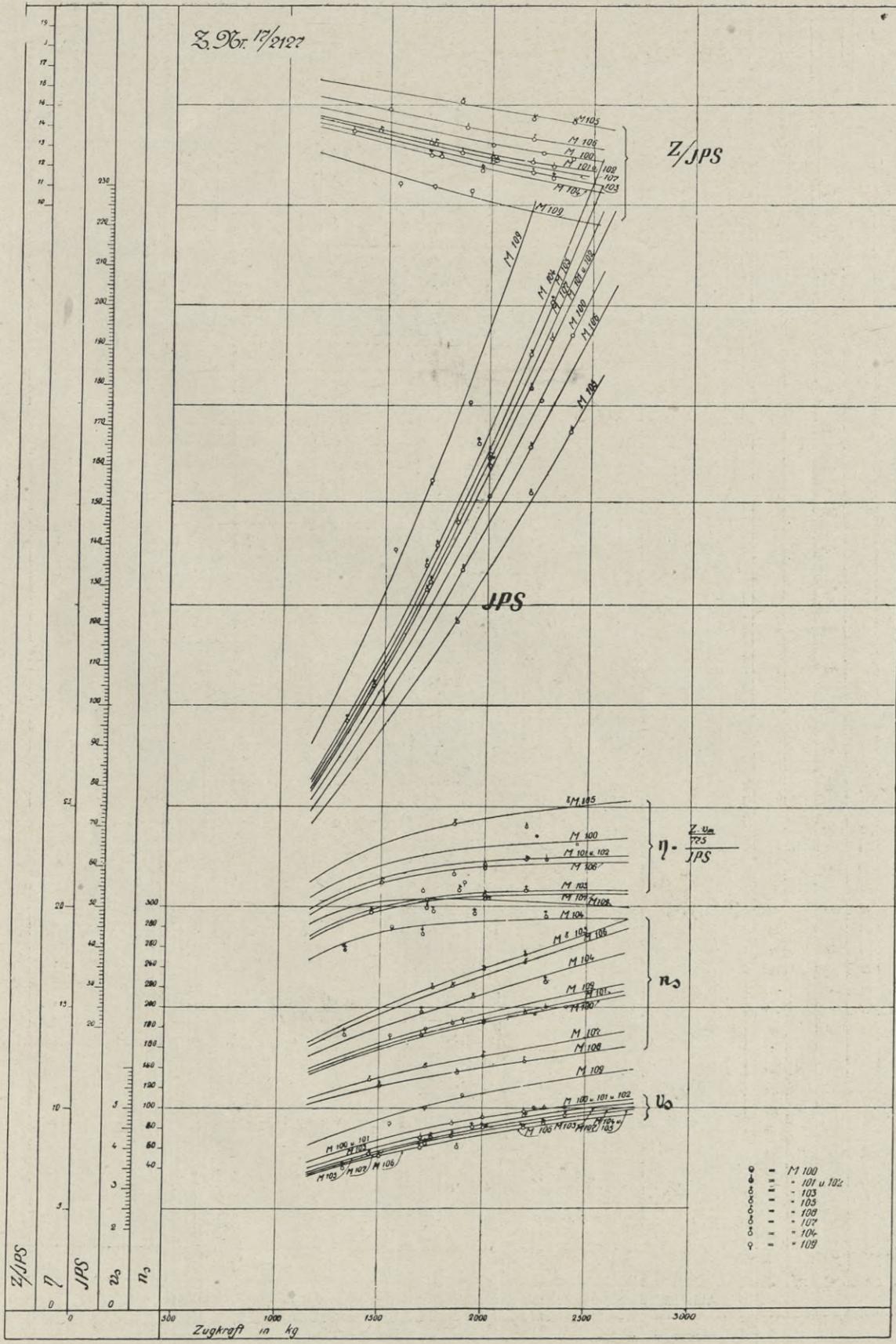


Abb. 52. Zusammenstellung der Schleppfahrgesultate der Monopolschlepper M100 u. f. auf der Strecke Borsum-Oldersum

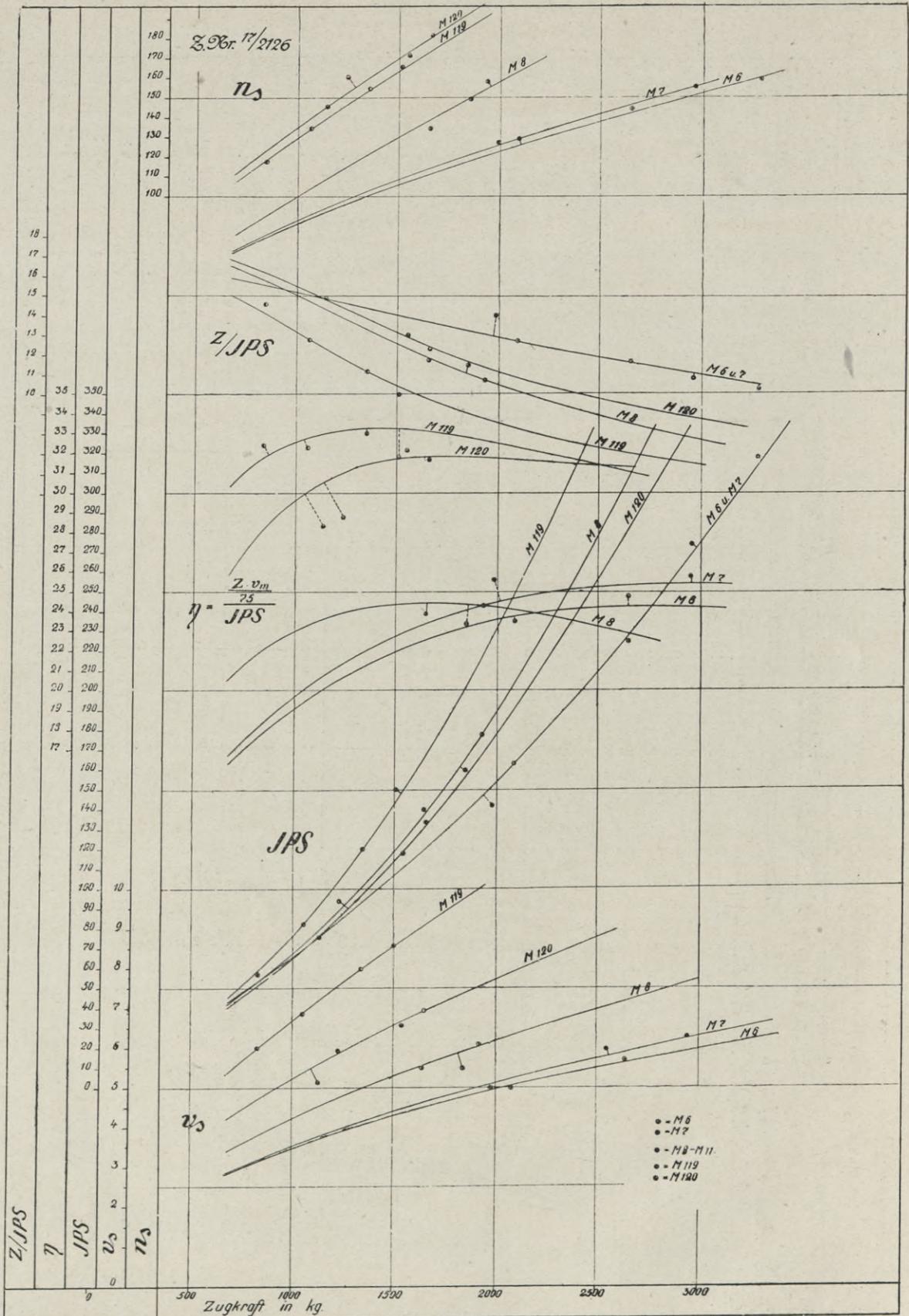


Abb. 53. Zusammenstellung der Schleppfahrtresultate der Monopolschlepper
 M6 und M7 auf der Strecke Dortmund-Olfen
 M8 " " " Herne-Olfen
 M119 und M120 " " " Rhein-Herne

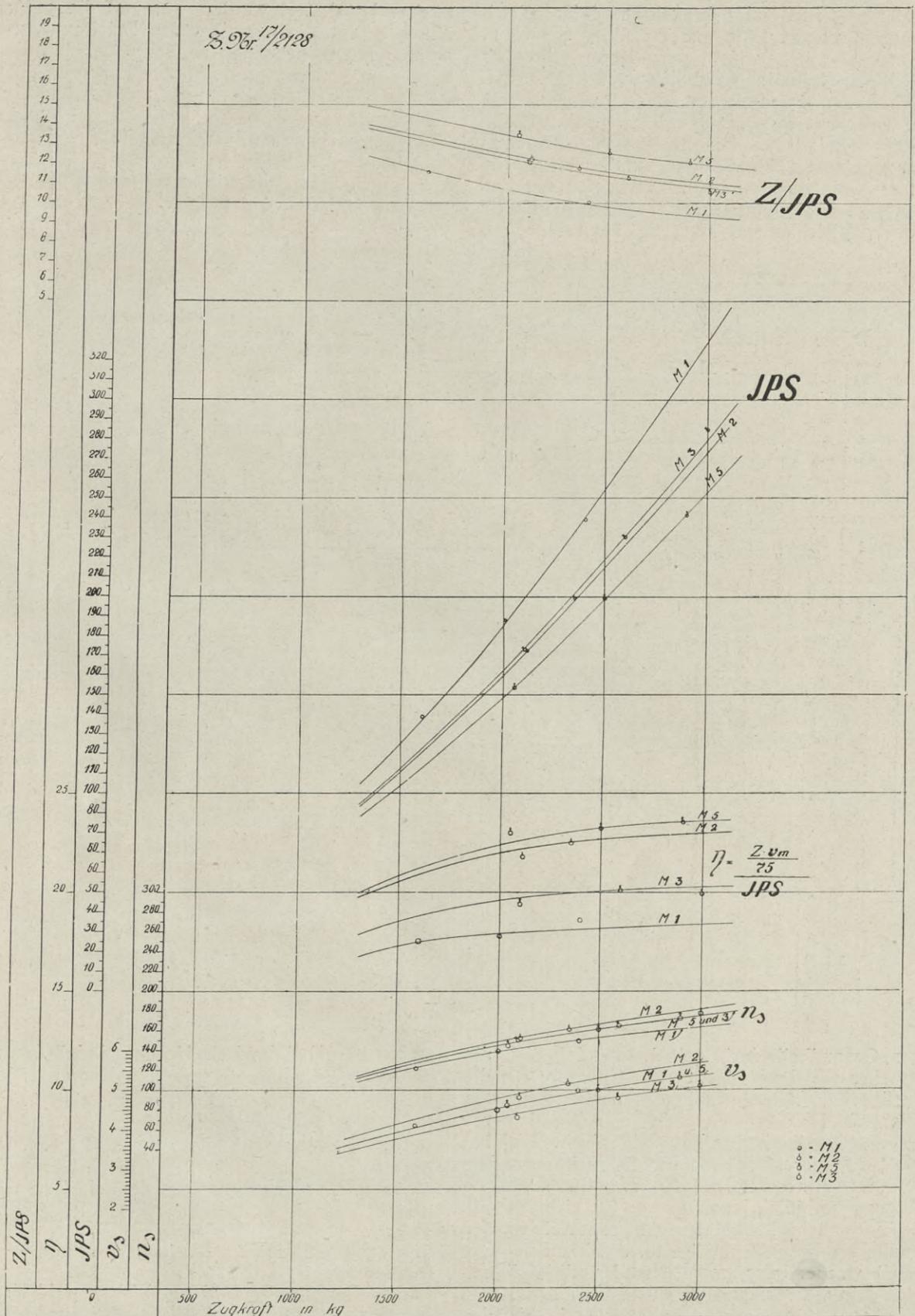
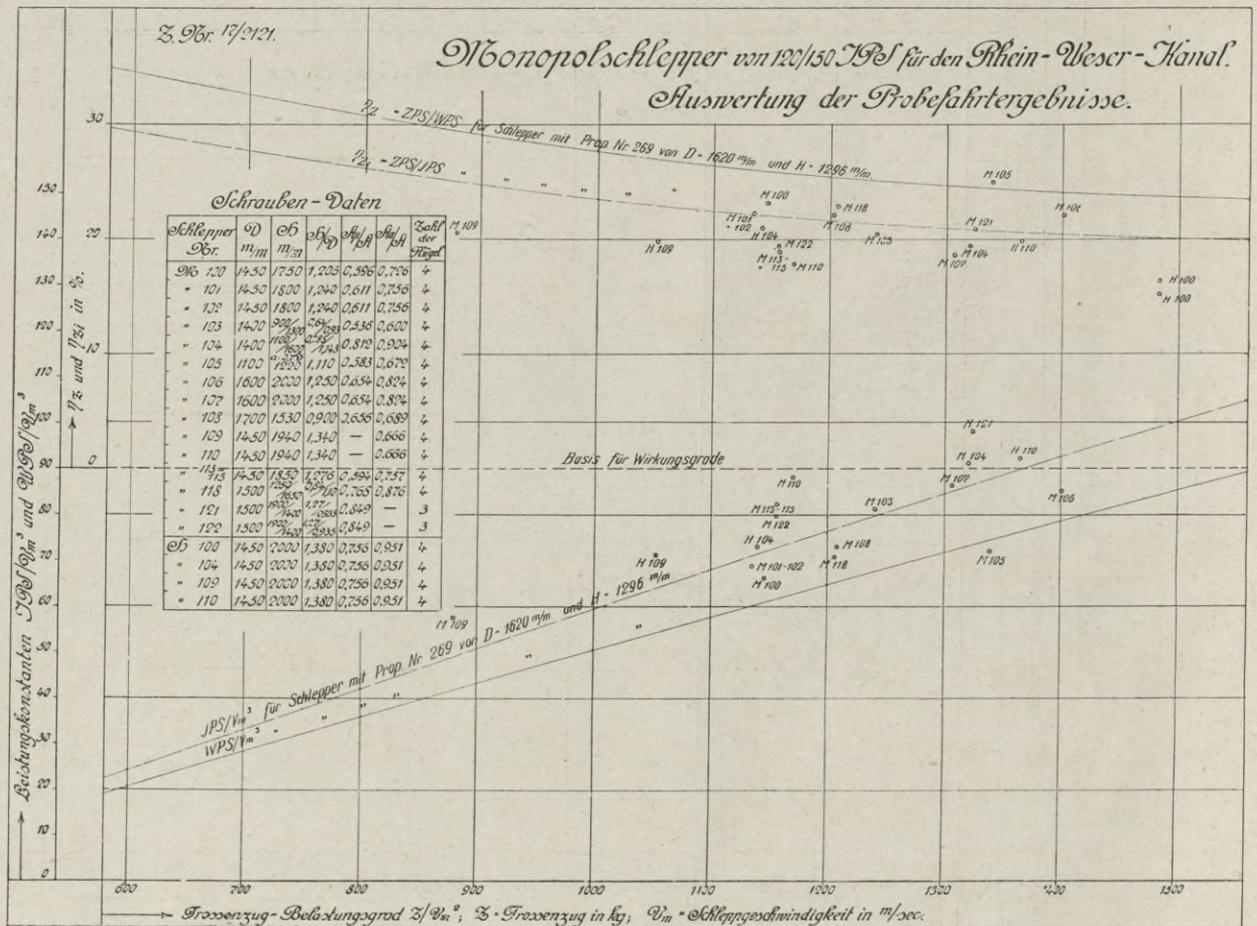


Abb. 54. Zusammenstellung der Schleppfahrrgebnisse der Monopolschlepper M1, M2, M3 und M5 auf der Strecke Borsum—Oldersum

lastungsgrad als Grundlage dafür gleich 100 gesetzt wurde. Wie aus Tabelle 14 Spalte 14 zu ersehen ist, weist der Doppelschrauber M 105 die höchste Wertigkeit von 120,5 auf, obgleich der Durchmesser der Propeller von $D = 1,10$ m noch nicht einmal so groß gewählt worden war, wie es der Schlepper Tiefgang von 1,6 m zugelassen hätte. Wenn auch die übrigen Ergebnisse, wie dies oft bei Probefahrten der Fall ist, infolge der mannigfachen Fehlerquellen nicht durchweg gleichlautend sind, so kann man aus

messer konstruiert worden war und die größere daher infolge nicht genügenden Spielraums zwischen ihren Flügelspitzen und der Tunnelwandung wieder an Wirkungsgrad verloren haben muß. Die Fahrzeuge der Serie H 100 u. f. mit gewöhnlichem ausladenden Schlepperheck wiesen bei gleichen Propellerdurchmessern und ungefähr denselben Steigungsverhältnissen im Durchschnitt geringere Wertigkeiten auf, als die Schlepper M 100–102 mit einem flachen und breiten, die Schrauben gut überdeckenden Hinterschiff, was durch das im



ihrer Gesamtheit doch entnehmen, daß sich die Propeller mit den größeren Durchmessern als die günstigeren erwiesen haben, namentlich in den Fällen, wo für dieselben gleichzeitig ein kleineres Steigungsverhältnis gewählt worden war. Daß bei dem Schlepper M 108 mit der Schraube von dem größten Durchmesser $D = 1,70$ m und dem kleinen Steigungsverhältnis von $H/D = 0,9$ nicht gerade wie nach dem Modellversuche erwartet werden konnte, das beste Resultat unter den Einschraubern erzielt worden war, mag darauf zurückzuführen sein, daß die tunnelartige Ausbildung des Hecks bei diesem Schlepper von vorne herein für eine kleinere Schraube von nur $D = 1,66$ m Durch-

ersten Fall bei den betreffenden Modellversuchen beobachtete Lufteinsaugen begründet werden kann.

In genau derselben Art wurde eine Auswertung der Probefahrtergebnisse der größeren 180/200 IPS Dampfschlepper Serie M 1 u. f. sowie der Motorschlepper von 200 WPS Leistung Serie M 200 u. f. vorgenommen mit dem einzigen Unterschied, daß die in Tabelle 15 verzeichneten Belastungsgrade Z/V_m^2 , Leistungskonstanten $\frac{IPS}{V_m^3}$

und Wirkungsgrade der Propulsion η_{zi} nicht für eine Maschinenstärke von 150 IPS wie bei den kleineren Schleppern, sondern für eine solche von 200 IPS

errechnet wurden. Die Werte von $\frac{IPS}{V_m^3}$ und τ_{zi} sind dann in den Diagrammen Abb. 56 wieder punktweise als Funktion von Z/V_m^2 eingetragen. In Spalte 14 der Tabelle 15 ist die Wertigkeit jedes Schleppers bezogen auf die eines ähnlichen Grundmodells aufgeführt. Es ergibt sich aus dieser Zusammenstellung deutlich die Ueberlegenheit der größeren Schrauben, selbst in den Fällen, wo dieselbe wie bei M 6 und 7 in einem stark ausgebildeten Tunnelheck untergebracht waren. Als be-

sicht auf die gewünschte Schonung der Kanalsohle zu treffen, wozu die in folgendem besprochenen Versuche die erforderlichen Unterlagen liefern sollen.

Modellversuche zur Ermittlung des schädlichen Einflusses der Schrauben auf die Kanalsohle bei verschiedenartigen Ruderkonstruktionen und Anordnungen.

Das Schleppermodell wurde zu diesem Zweck in der Mitte des in gleichem Maßstabe gehaltenen

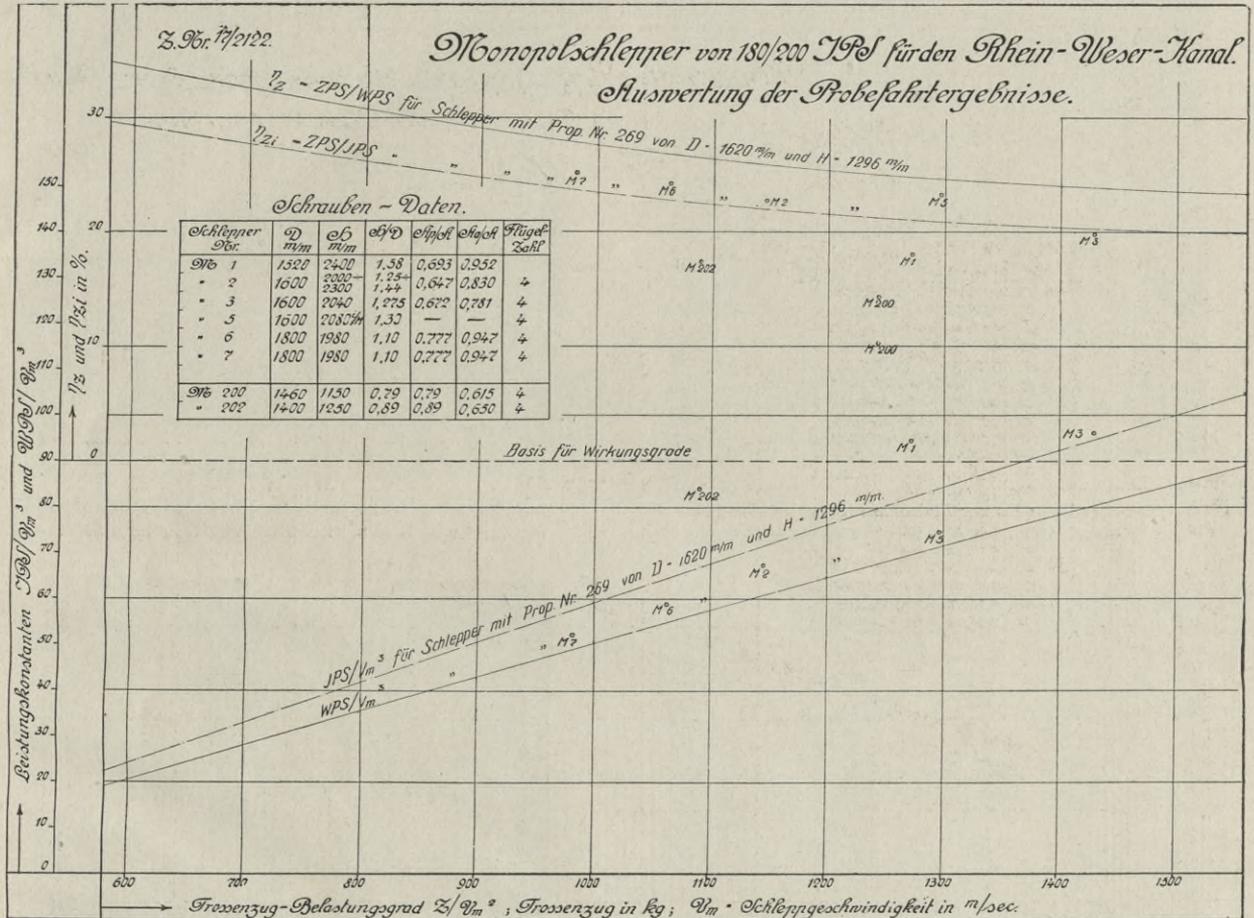


Abb. 56

deutend minderwertiger müssen demgegenüber die Motorschlepper M 200 u. f. gelten, deren hochtourige Antriebsmaschinen die Wahl von Propellern mit verhältnismäßig kleinen Durchmessern bedingten.

Bei den oben durchgeführten Probefahrtsanalysen war in keinem Falle festgestellt worden, daß der Propellerwirkungsgrad allein durch die Verschiedenartigkeit der Ruderanordnung in merkbarer Weise beeinflusst wird, ein Resultat, welches auch bereits die früher erörterten Modellversuche ergeben hatten. Daher konnte für den endgültigen Normalschlepper empfohlen werden, die Wahl der Ruderausführung und Anordnung nur mit Rück-

Kanal-Profils entsprechend 3 m Wassertiefe fest vertäuf und die (über oben) nach rechts schlagende Schraube dabei auf diejenige Tourenzahl gebracht, welche mit der des naturgroßen Propellers bei Maximalleistung der Maschine korrespondierte. Nach einstündiger Versuchsdauer zeigte sich bei Anordnung eines gewöhnlichen Einzeleruders (s. Abb. 38) die aus Abb. 57 ersichtliche tiefe Auswühlung der Kanalsohle. Unter den gleichen Versuchsverhältnissen wurde bei Ausschlägen des Ruders nach der St. B.-Seite zu noch eine wesentliche Vermehrung dieses schädlichen Einflusses, (s. Abb. 58), bei B. B.-Ausschlägen dagegen eine Verminderung desselben ermittelt (s. Abb. 59 u. 60).

Einfluß der Schraubenwirkung auf die Kanalsole bei verschiedenartigen
Ruderkonstruktionen und Anordnungen



Abb. 57

Gewöhnliches tiefes bis zur Kielsohle reichendes Mittschiffs-
einzelruder nach Abb. 38 ohne Ausschlag

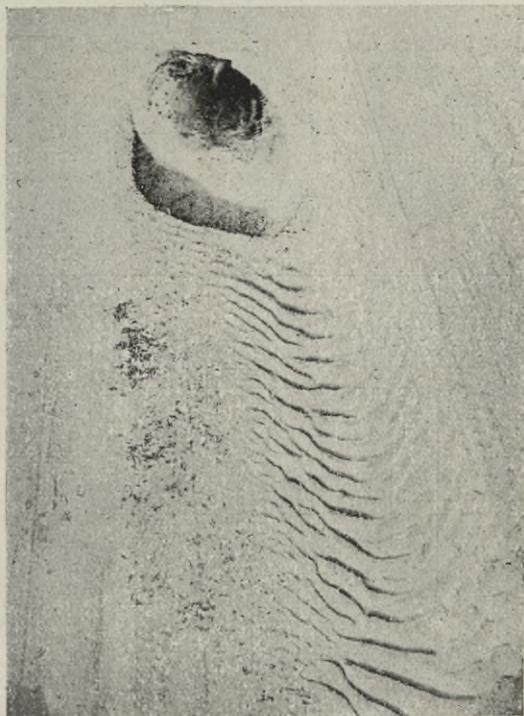


Abb. 58

Gewöhnliches tiefes bis zur Kielsohle reichendes Mittschiffs-
einzelruder nach Abb. 38 bei 20° Ausschlag nach St. B.



Abb. 59

Gewöhnliches tiefes bis zur Kielsohle reichendes Mittschiffs-
einzelruder nach Abb. 38 bei 10° Ausschlag nach B. B.



Abb. 60

Gewöhnliches tiefes bis zur Kielsohle reichendes Mittschiffs-
einzelruder nach Abb. 38 bei 20° Ausschlag nach B. B.

Einfluß der Schraubenwirkung auf die Kanalsohle bei verschiedenartigen
Ruderkonstruktionen und Anordnungen



Abb. 61
Doppelruder nach Abb. 1 ohne Ausschlag



Abb. 62
Doppelruder nach Abb. 1 bei 10° Ausschlag nach B. B.



Abb. 63
Doppelruder nach Abb. 1 bei 20° Ausschlag nach B. B.



Abb. 64
Doppelruder nach Abb. 1 bei 30° Ausschlag nach E. B.

Einfluß der Schraubenwirkung auf die Kanalsole bei verschiedenartigen
Ruderkonstruktionen und Anordnungen

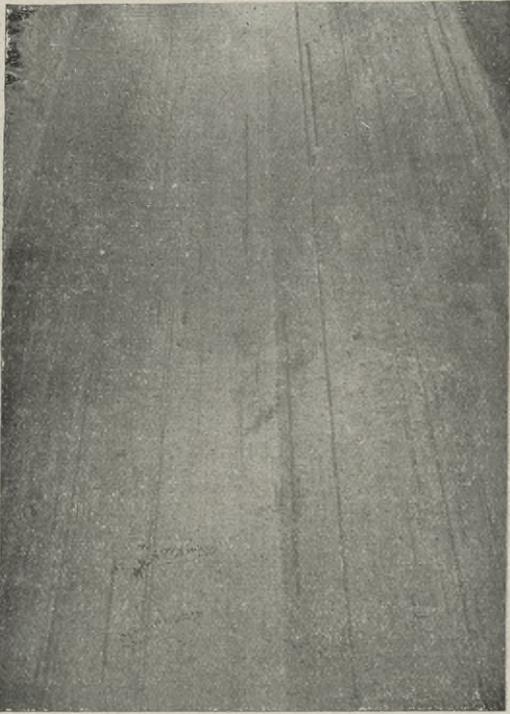


Abb. 65
Doppelruder nach Abb. 1 bei 10° Ausschlag nach St. B.



Abb. 66
Doppelruder nach Abb. 1 bei 20° Ausschlag nach St. B.



Abb. 67
Doppelruder nach Abb. 1 bis 30° Ausschlag nach St. B.

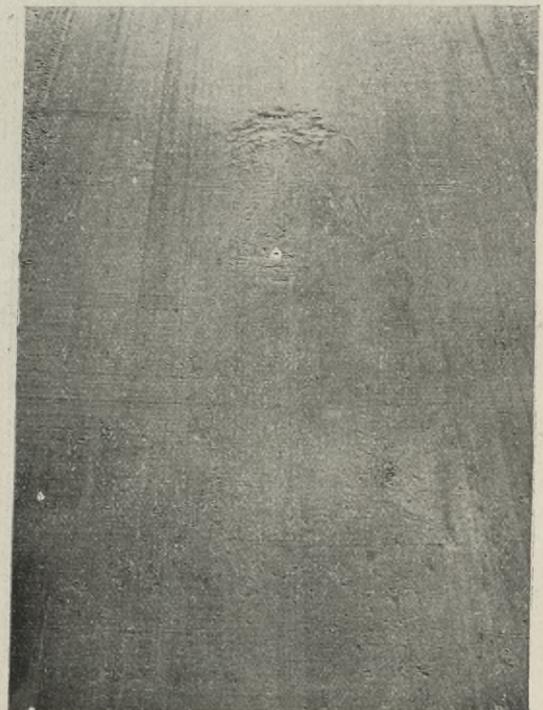


Abb. 68
Mittschiffseinzlruder mit Sohlenschutzplatte nach Abb. 5,
ohne Ausschlag

Einfluß der Schraubenwirkung auf die Kanalsole bei verschiedenartigen Ruderkonstruktionen und Anordnungen.

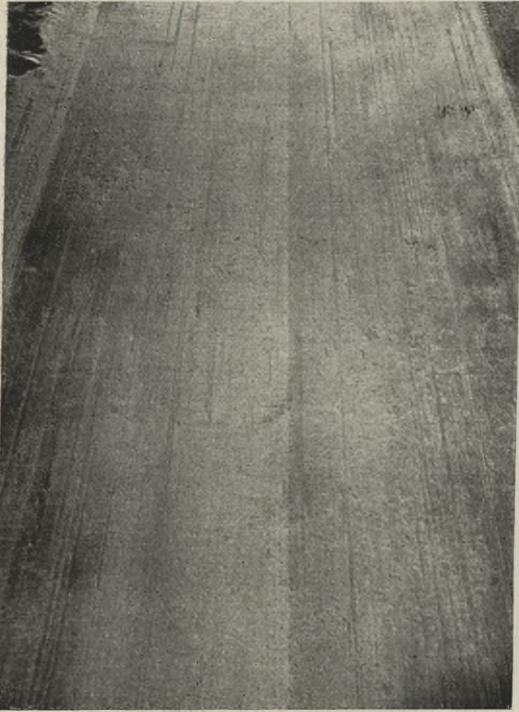


Abb. 69

Mittschiffseinzeleruder mit Sohlenschutzplatte nach Abb. 5 bei 20° Ausschlag nach B. B.



Abb. 70

Mittschiffseinzeleruder mit Sohlenschutzplatte nach Abb. 5 bei 20° Ausschlag nach St. B.



Abb. 71

Flachtauchendes Mittschiffseinzeleruder nach Abb. 77 ohne Ausschlag



Abb. 72

Flachtauchendes Mittschiffseinzeleruder nach Abb. 77 bei 10° Ausschlag nach B. B.

Einfluß der Schraubenwirkung auf die Kanalsole bei verschiedenartigen Ruderkonstruktionen und Anordnungen



Abb. 73
Flachtauchendes Miilschiffseinzlruder nach Abb. 77 bei
20° Ausschlag nach B. B.

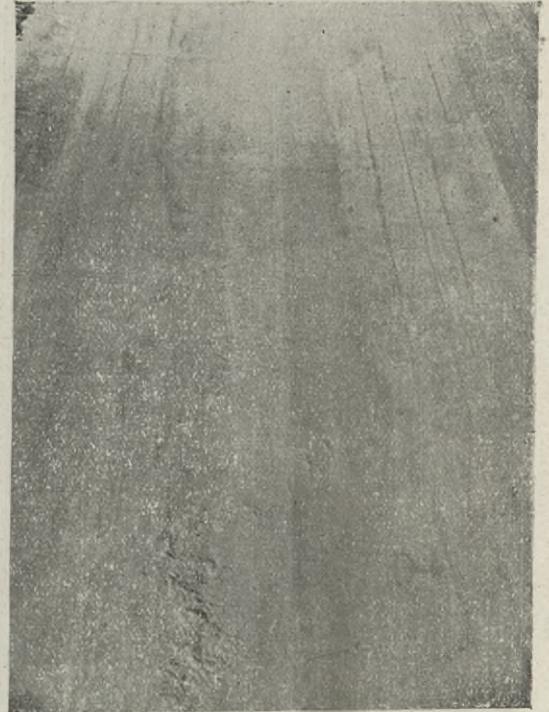


Abb. 74
Flachtauchendes Miilschiffseinzlruder nach Abb. 77 bei
30° Ausschlag nach B. B.

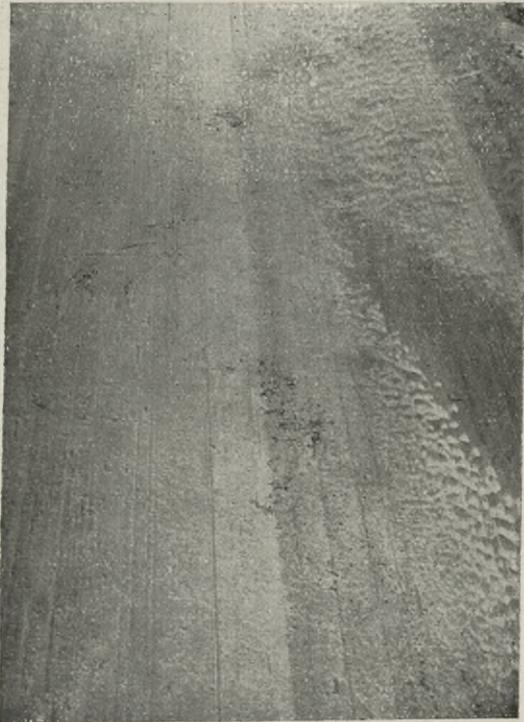


Abb. 75
Flachtauchendes Miilschiffseinzlruder nach Abb. 77 bei
20° Ausschlag nach St. B.

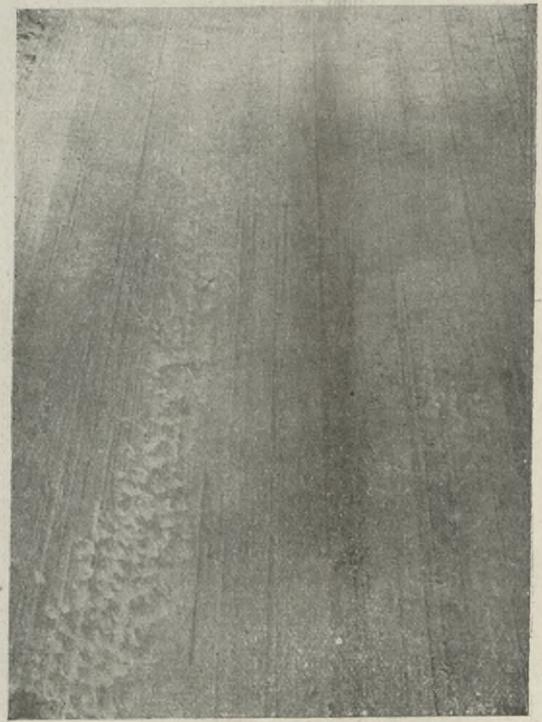


Abb. 76
Flachtauchendes Miilschiffseinzlruder nach Abb. 77 bei
30° Ausschlag nach St. B.

Die in Abb. 1 dargestellten Doppelruder ergaben für ihre Lage parallel zur Mittschiffsebene fast gar keine Auswühlung (s. Abb. 61), ebenso wie bei Ausschlägen nach der B. B.-Seite zu (s. Abb. 62 bis 64). Bei größeren Ausschlägen derselben nach der entgegengesetzten (St. B.) Seite hin machte sich jedoch wieder eine Beeinflussung deutlich bemerkbar (s. Abb. 65—67), die erst dann verringert werden konnte, als die Ruderflächen bis zur Höhe der Pro-

ruder, welches, wie aus Abb. 77 zu ersehen ist, in seiner Fläche der Höhe nur wenig über die Propellerachse hinaus geführt war. Ueber die Steuerfähigkeit dieses flachen Ruders sind indes Versuche in der Anstalt bis jetzt nicht gemacht worden. Mit dem Modell Nr. 557 eines Schleppers, der diese Ruderausführung aufwies, wurden endlich noch die Schlußversuche über die relative Wertigkeit von Propellerkonstruktionen verschiedenen Systems

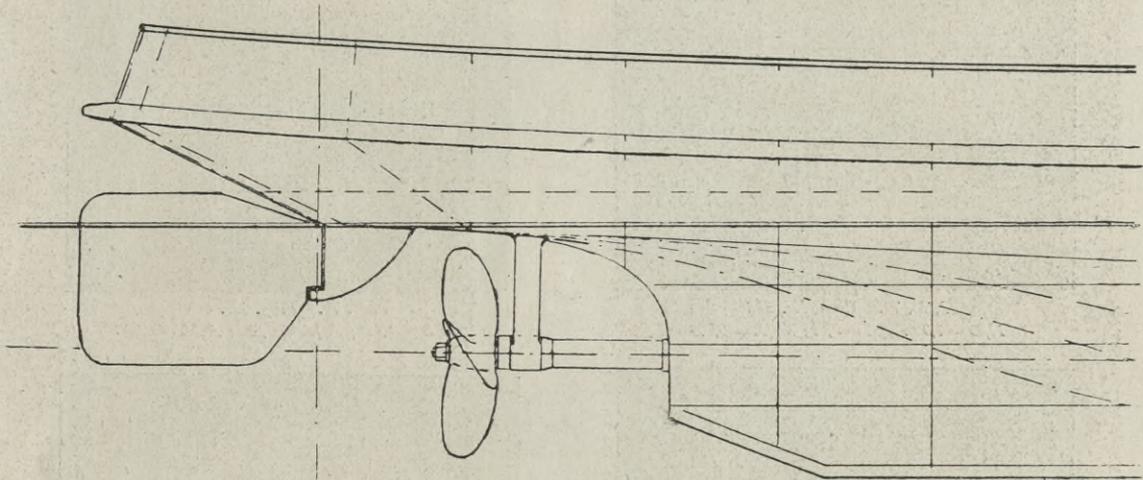


Abb. 77. Modell Nr. 557 mit flachtauchendem Mittschiffseinzelruder ohne Steven mit Ruderhacke

pellerrachse beschnitten wurden. Auch bei dem zuerst erörterten gewöhnlichen Einzelruder konnte sowohl für die Mittschiffslage wie bei allen Ausschlägen nach St. B. und B. B. die sonst auftretende Auswühlung durchweg vollkommen vermieden werden, sobald man an der Unterkante desselben die Flamm'sche Sohlenschußplatte von der in Abb. 5 dargestellten Form anbrachte (s. Abb. 68—70). Ein günstiges Resultat (s. Abb. 71 bis 76) lieferte auch bei allen Stellungen ein mittschiffs angeordnetes flachtauchendes Einzel-

ausgeführt, deren Ergebnisse in Folgendem veröffentlicht werden sollen. Der Vollständigkeit dieses Abschnittes wegen mag nur noch an dieser Stelle erwähnt werden, daß bei Vergrößerung des Propellerdurchmessers von 1,5 m bis zu 1,75 m unter Einhaltung der gleichen Wellenlage für denselben erforderlichen Trossenzug keine merkliche Vermehrung der Auswühlungen festgestellt werden konnte, so daß man sich bei der zweckmäßigsten Dimensionierung der Schrauben auch keine wesentlichen Beschränkungen aufzuerlegen brauchte.

Schlußversuche mit Modellschrauben verschiedenen Systems

Um auch die Spezialkonstruktionen anerkannt bewährter Propellerfirmen mit den gesetzmäßig voneinander abgeleiteten Modellschrauben der Serien „A“ und „M“ in Vergleich zu setzen, wurden von verschiedenen Stellen für den besonderen Fall eines Einschrauben- und Einruder-Dampf-Schleppers von $JPS = 150$ indizierter Maschinenstärke und 1,6 m größtem Tiefgang, dessen Heck nach Abb. 77 ausgebildet war, unter vollkommener Freistellung der Wahl aller den Propeller betreffenden Konstruktionsverhältnisse für diesen Entwurfszeichnungen einverlangt und mit den danach ausgeführten Modellschrauben die in folgendem erörterten weiteren Bassinversuche vorgenommen. Als einzige Bedingungen waren dabei gestellt, daß die Ausbildung eines

Tunnelhecks nach Möglichkeit vermieden und der Propeller nicht über die Kielsohle hinausschlagen sollte. Unter diesen Verhältnissen wurde gewünscht, die volle Maschinenleistung bei $V_s = c. 4,5$ km/stde Schleppgeschwindigkeit mit dem besten erreichbaren Gesamtwirkungsgrad der Propulsion abzugeben. Bezüglich der dabei einzuhaltenden Tourenzahlen waren zunächst keine Vorschriften gemacht worden. In den eingereichten Konstruktionszeichnungen wurden im Gegensatz zu den systematischen Propellern Serie „A“ und „M“ die durchweg 4flügeligen Schrauben Nr. 363, 407 und 408 in Vorschlag gebracht, welche in den Abb. 78—80 unter Hinzufügung ihrer sonstigen Hauptdaten dargestellt sind. Es wäre an dieser Stelle noch zu bemerken, daß die gesetzmäßig

Propeller der zweiten und dritten Versuchsreihe verschiedenen Systems

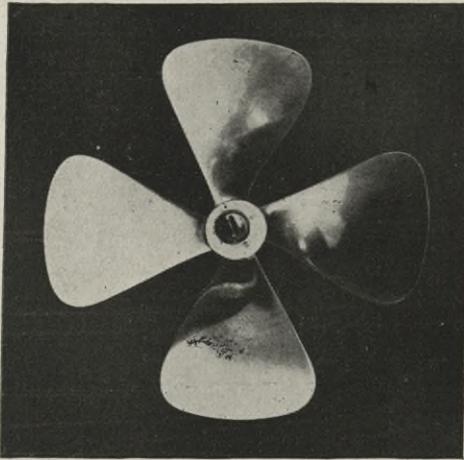


Abb. 78. Prop. Nr. 363
 $H/D = 1,0$ $A_p/A = 0,60$; $A_a/A = 0,709$

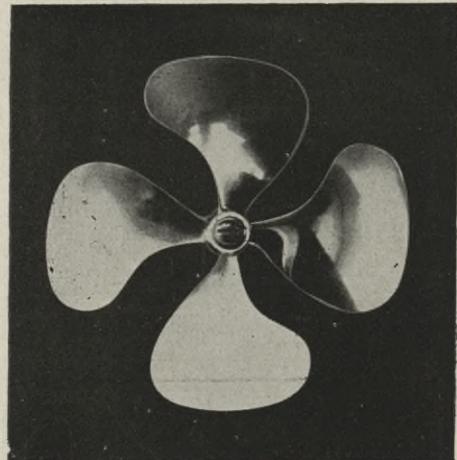


Abb. 79. Prop. Nr. 408
 $H/D = 1,149$; $A_p/A = 0,636$; $A_a/A = 0,748$

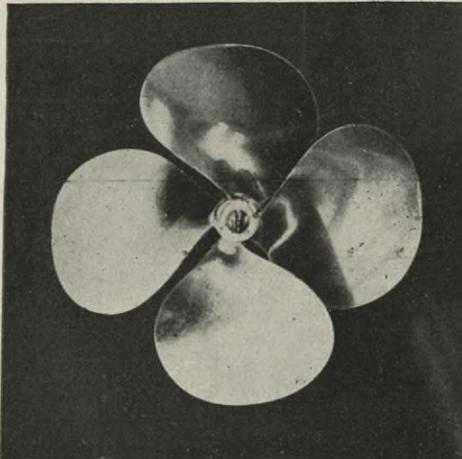


Abb. 80. Prop. Nr. 407
 $H/D = 0,90$ $A_p/A = 0,80$ $A_a/A = 0,883$

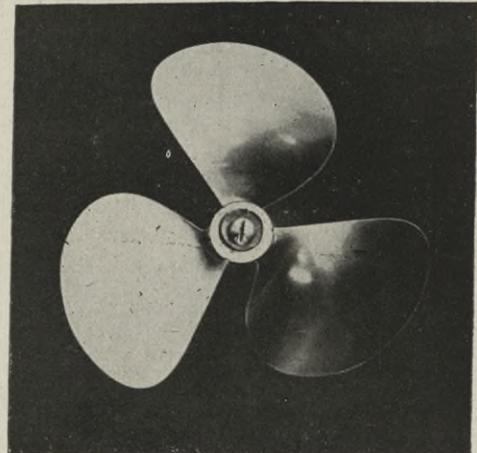


Abb. 81. Prop. Nr. 362
 $H/D = 1,0$ $A_p/A = 0,60$; $A_a/A = 0,709$

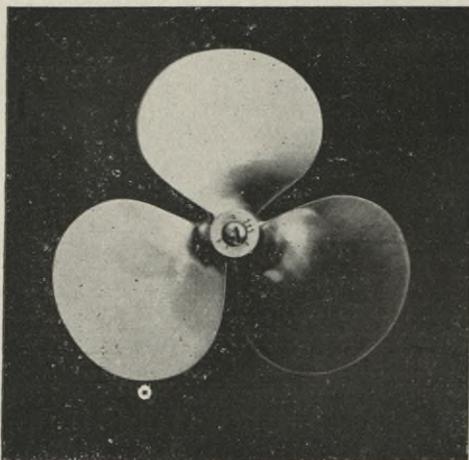


Abb. 82. Prop. Nr. 111
 $H/D = 0,8$; $A_p/A = 0,65$; $A_a/A = 0,72$

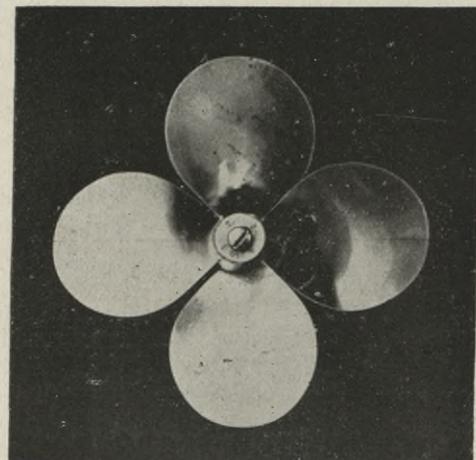


Abb. 83. Prop. Nr. 269
 $H/D = 0,8$; $A_p/A = 0,65$; $A_a/A = 0,72$

voneinander abgeleiteten 3 flügeligen Modellpropeller der Serie „A“ eigentlich nur für die Verhältnisse von freifahrenden und nicht für die durch Trossenzüge belasteter Fahrzeuge, wie es Schlepper sind, konstruiert waren, und daß sich die ebenfalls 3 flügeligen Modellpropeller der Serie „M“ in ihren Konstruktionsverhältnissen an die hauptsächlich auf der Elbe üblichen sogenannten Buckauer Schrauben anlehnten. Da nun im Gegensatz hierzu auf dem Rhein fast durchweg 4flügelige Schrauben für Schlepper bevorzugt werden und über den Einfluß der in Frage kommenden Flügelzahl auf den Propellerwirkungsgrad sonst keine zuverlässigen Daten zu erlangen waren, so wurden schließlich noch, um auch hierfür die erforderlichen Unterlagen zu gewinnen, in zwei Fällen Parallelversuche mit Schrauben durchgeführt, die sich nur durch die Anzahl der Flügel voneinander unterschieden, sonst aber untereinander genau dieselben Konstruktionsverhältnisse, insbesondere gleichen Durchmesser, gleiches Steigungs- und Flächenverhältnis aufwiesen. So hatte der in Abb. 81 dargestellte Propeller Nr. 362, ein Vertreter der Serie „A“, bei einer allerdings anderen Flügelform dieselbe Steigung und dieselbe Flügelfläche wie der von einer Spezialfirma vorgeschlagene in Abb. 78 gezeigte Nr. 363. Die beiden in den Abb. 82 u. 83 zur Darstellung gebrachten Propeller Nr. 111 und 269, welche der Standardpropeller-Serie „B“ der Versuchsanstalt entnommen worden waren, dagegen unterschieden sich bei genauer Einhaltung sämtlicher Konstruktionsverhältnisse, insbesondere auch der Form und Querschnitte der Flügel, einzig und allein nur durch die Anzahl der letzteren, so daß gerade von diesen beiden die sichersten Unterlagen über den reinen Einfluß der Flügelzahl erwartet werden konnten. Infolge des einzuhaltenden größten Schleppertiefganges von 1,6 m wiesen die vorgeschlagenen Propeller der Spezial-Firmen Abb. 78–80 auch keine erheblichen Unterschiede in den Durchmessern auf. Die Steigungsverhältnisse dagegen wichen ganz wesentlich voneinander ab, so daß in erster Linie auf diesen Umstand die festgestellten Differenzen in den Wirkungsgraden der betreffenden 3 Propeller zurückzuführen sein dürften. Bei Dimensionierung der beiden Propeller der Versuchsanstalt Abb. 82 und 83 wurden bereits die Erfahrungen berücksichtigt, welche die Auswertungen der Versuchsergebnisse der systematisch voneinander abgeleiteten Propeller der Serien „A“ und „M“ ergeben hatten. Dieselben bestanden im wesentlichen darin, daß bei den hohen Belastungsgraden, unter denen die in Frage kommenden Schlepper zu arbeiten bestimmt waren, Schrauben von möglichst großen Durchmessern, kleinen Steigungsverhältnissen und schließlich auch noch in gewissem, wenn auch untergeordnetem Grade großem Flächenverhältnis die besten Ergebnisse liefern mußten. Allerdings war im vorliegenden Fall bei Wahl von Propellern mit größeren Durchmessern die Aus-

Tabelle 7

Auswertung der Ergebnisse der zweiten Versuchsreihe für $Z = 2000$ kg Trossenzug bei $V_s = 4,555$ km/stde. Schleppgeschwindigkeit
Trossenzugbelastungsgrad $Z/V_m^2 = 1250$

Nr.	Nr. Versuchs-	Art des Modells		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
		Abb.-Nr. d. Diagramms	Propeller-Nr.	z	D (m)	H (m)	H/D	A_p/A	A_d/A	n_s/V_m	n_s (min.)	$\frac{WPS}{V_m^3}$	WPS	τ	Z/WPS (kg/PS)	IPS	Z/PS (kg/PS)	Wertigkeit %		
1	812	90	362	3	1,525	1,525	1,00	0,600	0,709	151,2	191,3	78,0	158,0	0,211	12,66	186,0	10,76	92,7		
2	813	91	363	4	1,525	1,525	1,00	0,600	0,709	141,0	188,6	73,3	148,5	0,224	13,47	174,7	11,45	98,0		
3	810	92	407	4	1,500	1,350	0,90	0,800	0,883	148,0	187,3	69,4	140,5	0,239	14,23	165,3	12,10	103,6		
4	811	93	408	4	1,480	1,700	1,149	0,636	0,748	142,0	179,7	74,5	150,8	0,221	13,26	175,5	11,40	97,4		
5	815	94	111	3	1,620	1,296	0,80	0,650	0,720	156,5	198,0	68,3	138,2	0,242	14,50	162,7	12,28	105,2		
6	814	95	269	4	1,620	1,296	0,80	0,650	0,720	154,5	195,6	65,0	131,5	0,250	14,53	157,7	12,92	110,6		

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 557^a, Versuch Nr. 812 (Geschloß, a. 16.9.16)

Auftrag: Kgl. Kanalbauverwaltung, Essen, Monopol-Schlepper.

Modellmaßstab $\frac{1}{100}$

Echtlepperversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells:

Y-mec. Gov. des Wassermotors (Reck. Wasserpöbel)

Nr. des Schiffes: 100

End-Länge in der Wasserlinie = 3065 mm

Wassers = 3065 mm

Wassers = 5,00 mm

Wassers = 5,9 mm

Wassers = 166 mm

Wassers = 8090 cm³

Wassers = in cm

Wassers = in cm

Wassers = 14,5°C

Wassers = 42-46°C

Wassers = 0,2029, $\lambda_m = 0,1506$

Wassers = 0,2033862

Daten der Propeller: Sazakl

Mod. Nr. 302

d = äußerer Durchmesser = 7595 mm

d = innerer Durchmesser = 256 mm

β = Steigung = 7595 mm

R = Radius = 1896 mm

A = abgewinkeltes Flächenmaß = 1296 mm²

A_p = projiziertes Flächenmaß = 1792 mm²

Φ = Anzahl der Flügel = 3

n. - TOURENZAHLEN DES SCHIFFSBODELLEHS PROMM,

WPS = ABGEBREMSTE WELLENPFERDESTÄRKEN,

WPS = SYMBOLISCHER SETZ IN %

PROPELLION IN %

GESAMTWIRKUNGSZAHL DER PROPPELLION DES SCHIFFES

GESAMT - SCHLEPPERHEBESÄRKEN DES SCHIFFES

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec = 1,10 m = 0,1 m

v_s = Schiffgeschwindigkeit in Knoten

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 557^a, Versuch Nr. 873 (Geschießta 16.9.16)

Auftrag: Vgl. Kanalbauirrotation, Essen. Kongopol-Schiffner.

Modellmaßstab $\frac{1}{60} = 1:60$

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: *Glat* mit *glatter und elektrifizierter* Oberfläch. Material: *Porzellan*, *Porzellan* ca. 10 m, *Paßbreite* 820 m.
 $\gamma = \text{spez. Gew. des Wasserdampfes} = 1,293 \text{ g/l}$, $\rho = \text{Dichte des Wassers} = 1,000 \text{ g/cm}^3$, $\mu = \text{Reibungskoeff. für Schiff} = 0,003362$
 $\nu = \text{Temperatur d. Wasserdampfes} = 14,16^\circ\text{C}$, $\nu = \text{Reibungskoeff. für Schiff} = 0,003362$

Daten des Schiffes: $\text{Länge} = 90$ m, $\text{Breite} = 8,20$ m, $\text{Höhe} = 3,00$ m, $\text{Gewicht} = 160$ t, $\text{Verdrängung} = 80,00$ t, $\text{Anzahl der Propeller} = 4$

Daten der Propeller: Anzahl

Mod. Nr. 363
 $d = \text{äußere Durchmesser} = 1395$ mm
 $d_1 = \text{innere Durchmesser} = 956$ mm
 $d_2 = \text{mittlere Durchmesser} = 4525$ mm
 $d_3 = \text{äußere Durchmesser} = 1820$ mm
 $d_4 = \text{abgerundetes Flügelspiel} = 1000$ mm
 $d_5 = \text{Anzahl der Flügel} = 4$

$n_0 = \text{TURMENZAHLN DES SCHIFFSPROPELLERS PRO MIN.}$

$\eta = \text{WIRKUNGSGRAD DER WELLENEDENSTÄRKEN.}$

$\Delta_3 = \text{SCHWIMMREIF SEID IN \%}$

$\rho = \text{GESAMTVERHÄLTNISSGRAD UBER PROPELSION IN \%}$

$\rho = \text{GESAMTVERHÄLTNISSGRAD UBER PROPELSION IN \%}$

$\rho = \text{GESAMTVERHÄLTNISSGRAD UBER PROPELSION IN \%}$

$v_m = \text{Modellgeschwindigkeit in m/sec} = 1,10 \text{ m} = 0,1$

$v_s = \text{Schiffsgeschwindigkeit in Knoten}$

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 557 a, Versuch Nr. 811 (Geodät. a. 15.9.06)

Auftrag: Kgl. Kanalbauverwaltung, Essen. Monopol-Schlepper

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{13.5}$

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells:

(Schiff mit allen Schrauben, in Wasser, Reibungswiderstand $R_w = 0.0029$ $\lambda_m = 0.0030715$)

$\gamma =$ spec. Gew. des Wasserwaers = 1.0, Temperatur d. Wasserwaers = $15 - 16^\circ C$

$\gamma_s =$ spec. Gew. des Schiffwaers

$\gamma_{Luft} =$ spec. Gew. der Luft

$\gamma_{Wasser} =$ spec. Gew. in der Wasserlinie

$\gamma_{Wasser} =$ spec. Gew. ohne Kiel am Q.P.

$\gamma_{Wasser} =$ spec. Gew. im Mittel

$\gamma_{Wasser} =$ spec. Gew. auf Spannen in t

Wassersbreite 8.20 m, Wassersbreite $\lambda_m = 0.0029$

Wassersbreite $\lambda_m = 0.0030715$

Daten der Propeller: Anzahl

$\Phi =$ äußerer Durchmesser = 1480 mm

$\phi =$ innerer Durchmesser = 820

$\delta =$ Schaufelhöhe = 1700

$A_1 =$ Querschnitt des Propellers = 1.220 m²

$A_2 =$ abgemessenes Flügelflächen = 1.282

$A_3 =$ projiziertes Flügelflächen = 1.094

$\beta =$ Anzahl der Flügel = 4

$n_0 =$ Tourenzahl des Schiffspropellers pro Min.

$V_{RS} =$ abgelesenste Wellenleistung in kW

$\sigma_s =$ spezifizierter Schlupf in %

PRODUKTION IN %

GESAMTVERLEHRSCHAD DER PRODUKTION

GESAMTVERLEHRSCHADEN DES SCHIFFS

FPS

$v_m =$ Modellgeschwindigkeit in m/sec = $\frac{1}{40} v$

$v_s =$ Schiffgeschwindigkeit in m/sec

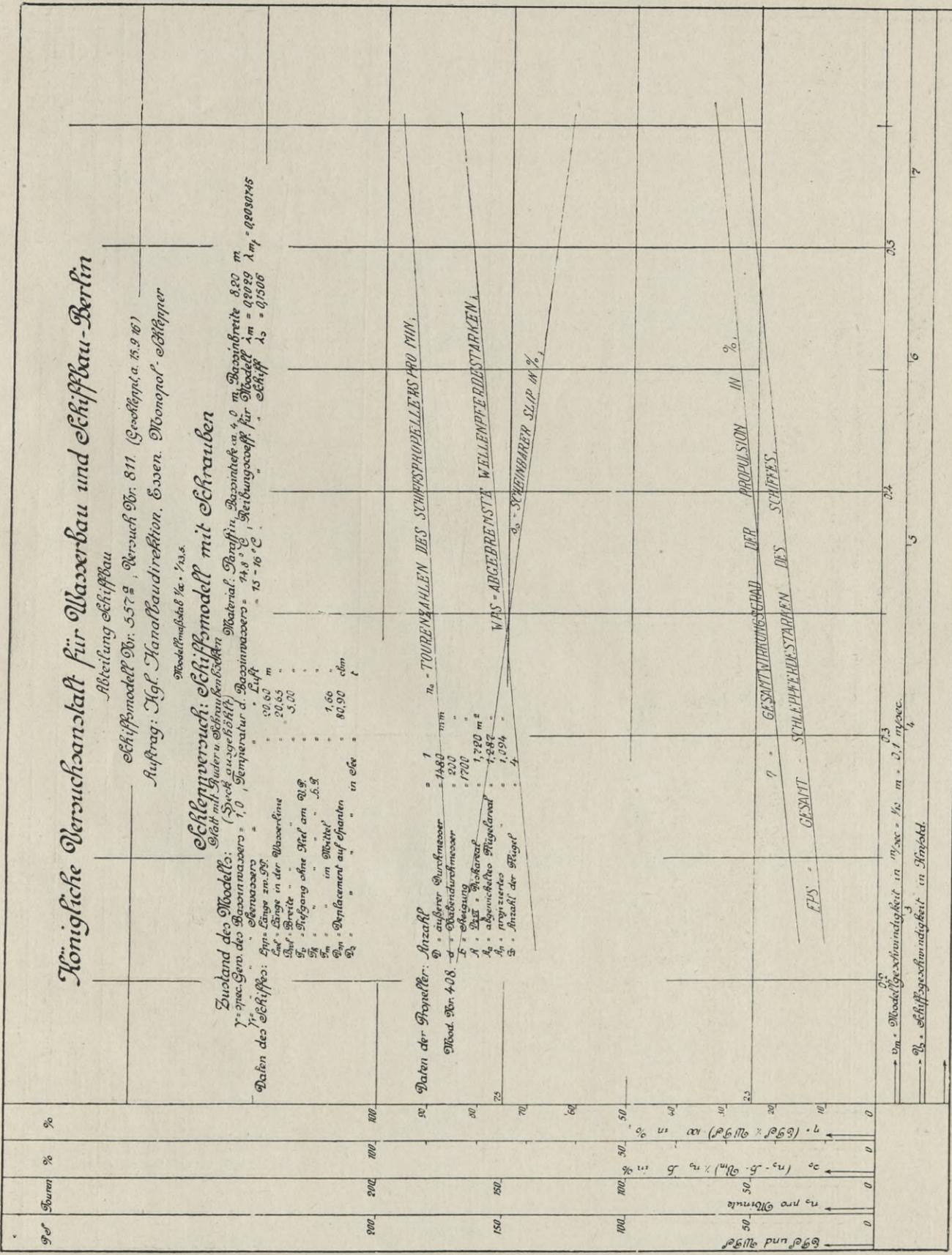


Abb. 87

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 5579, Versuch Nr. 815 (Geostütz, a 16.2.05)
 Auftrag: Hgl. Kanalbauaktion, Essen Monopol-Schlösser.

Modellmaßstab $\lambda = 1/78.5$

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: σ (Teil mit Motor und schraubentriebener) Material: $\sigma_{\text{st}} = 14.5 \text{ kg/mm}^2$, $\lambda_m = 0.2029$, $\lambda_{\text{m}} = 0.2029$, $\lambda_{\text{m}} = 0.2029$
 $\gamma = \text{spez. Gew. des Wasserstroms}$, $\rho = 1.025 \text{ g/cm}^3$, $\mu = 0.01002 \text{ g/cm} \cdot \text{s}$, $\nu = 1.002 \text{ cm}^2/\text{s}$
 $\eta = \text{Reibungskoeff. für Schiff}$ $\lambda_2 = 0.1506$

Daten des Schiffes:
 $L = \text{Längsmaß}$ in m = 30.80
 $B = \text{Breite}$ in m = 24.05
 $H = \text{Höhe ohne Kiel am QP}$ in m = 5.00
 $S = \text{Fläche im Mittel}$ in m² = 16.6
 $V = \text{Verdrängung auf Schanzen}$ in cbm = 80.00
 $\sigma = \text{Anzahl der Stängel}$ in Stk = 3

Daten der Propeller

Anzahl = 1
 $D = \text{äußere Durchmesser}$ in mm = 1630
 $d = \text{innere Durchmesser}$ in mm = 870
 $\delta = \text{Stärke}$ in mm = 1906
 $\beta = \text{Winkel}$ in Grad = 20.00
 $A = \text{abgewinkeltes Flächental}$ in m² = 1444
 $A_0 = \text{projiziertes Flächental}$ in m² = 1330
 $\sigma = \text{Anzahl der Stängel}$ in Stk = 3

$n_0 = \text{Drehenzahlen des Schiffspropellers pro Min.}$

WELLENFREIHEITEN

WPS-ABGEBREMSE

$\lambda_2 = \text{SCHWIMMBAUER SLIP IN \%}$

PROPELLION IN %

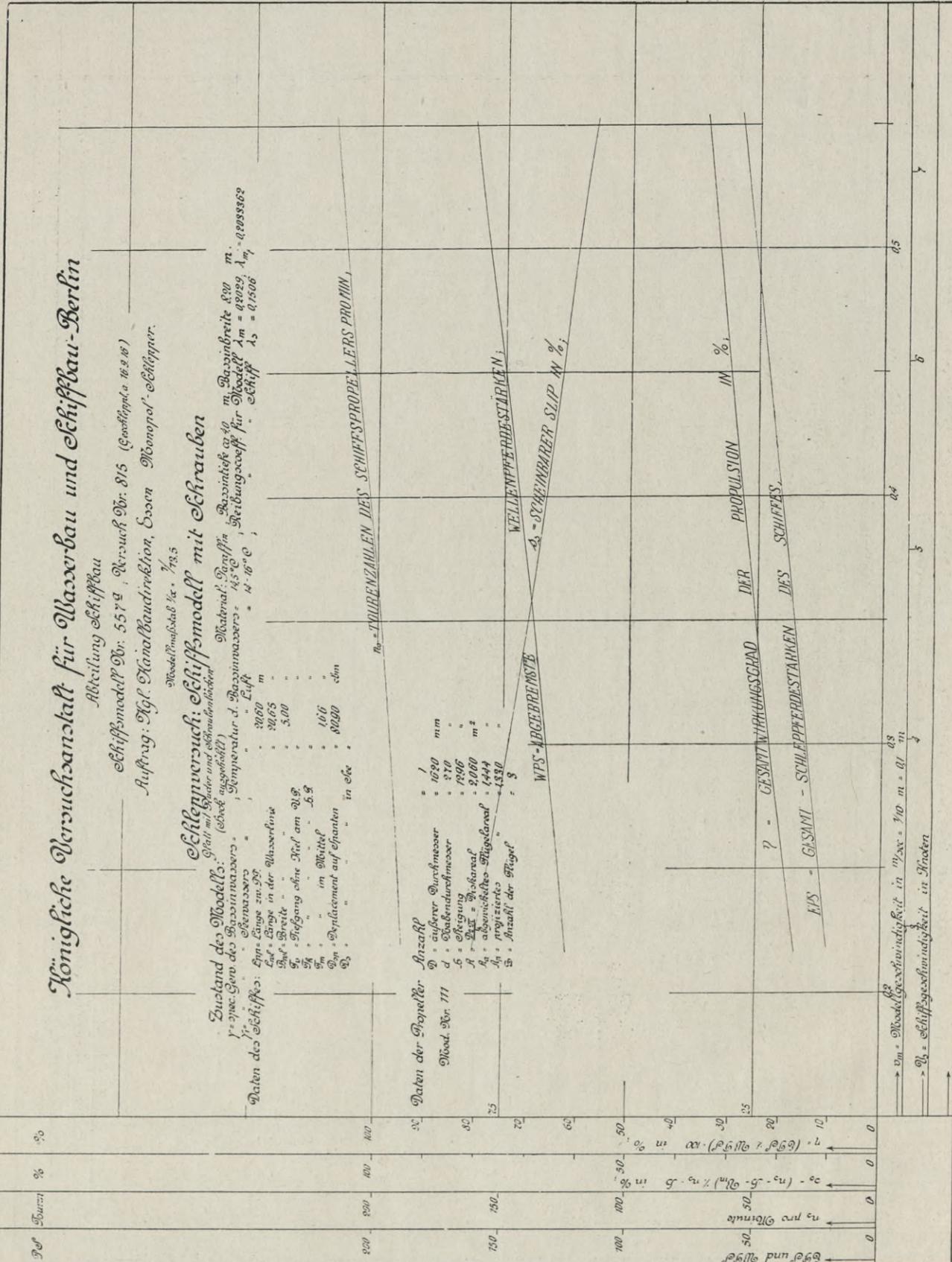
GESAMTWEHRUNGSGRAD

GESAMT - SCHLEPPERSTÄBLEN

SCHIFFES

$v_m = \text{Modelgeschwindigkeit in m/s}$ = 1.10 m/s

$v_s = \text{Schiffgeschwindigkeit in Knoten}$



bildung eines Tunnelhecks erforderlich, wenn die Schrauben nicht über die Kielsohle hinaus schlagen sollten. Da nach früheren Versuchsergebnissen zu urteilen, aber eine allzustarke und aus Baurücksichten auch nicht gerade erwünschte Aus-tunnelung den an sich günstigen Einfluß des größeren Propellers wieder in gewisser Weise herabgesetzt hätte, so wurde unter den vorliegenden Verhältnissen ein Kompromiß geschlossen: der Propellerdurchmesser auf $D = 1,62$ m festgelegt und nur eine ganz schwache und weich verlaufende Aushöhlung des Heckes vorgenommen, wobei die gestellte Bedingung, daß die Schraube nicht über die Kielsohle hinaus schlagen sollte, eingehalten werden konnte. Um für die Maschine keine zu niedrigen Tourenzahlen zu erhalten, die das Gewicht und den Baupreis derselben erhöht hätten, mußte das entsprechend kleinere Steigungsverhältnis von $H/D = 0,8$ gewählt werden, welches aber nach den früher erzielten Ergebnissen der systematischen Propeller der Serie „A“ und „M“ zu schließen, durchaus einen guten, wenn nicht sogar noch einen besseren Wirkungsgrad erwarten ließ, als die höheren Steigungsverhältnisse der übrigen 3 Spezial-Schrauben.

baren Vergleich der Wirkungsweise der einzelnen Propeller dieser ganzen (zweiten) Versuchsreihe und lassen aus folgendem Grunde ohne weiteres auch einen solchen mit den entsprechenden Werten der ersten Serie von Versuchen (s. Tabelle 13 Seite 40) zu. Bei den Schrauben der letzteren Versuchsreihe war bei dem anfangs mit 1,50 m vorgeschriebenen Schleppertiefgange von einem statthafter Durchmesser von $D = 1,35$ m ausgegangen und eine Analyse der Bassinversuchsergebnisse für den Belastungsgrad von $Z/V_m^2 = 1000$ vorgenommen worden. Die Propeller des endgültigen Entwurfs konnten bei dem später zugelassenen Schleppertiefgange von $T = 1,60$ m selbst bei Vermeidung eines Tunnelhecks bereits den größeren günstigeren Durchmesser von $D = c. 1,50$ m erhalten, welcher auch im allgemeinen in den eingereichten Konstruktionszeichnungen der drei Spezialfirmen gewählt worden war. Da nun die Gegenüberstellung der einzelnen Propeller der zweiten Versuchsserie in Tabelle 7 bei dem größeren Belastungsgrad von $Z/V_m^2 = 1250$ statt 1000, wie bei der ersten durchgeführt wurde, so lagen absolut genommen durchschnittlich für beide Versuchsserien ziemlich genau die gleichen Durchmesserbelastungsgrade

$$\frac{Z}{D^2 \cdot V_m^2}$$

vor, welche nach den Ausführungen auf Seite 33 einen unmittelbaren Vergleich über die Wirkungsweise verschiedener Schlepperpropeller bei beschränkten Durchmessern als statthafter erscheinen lassen. Bei der ersten Versuchsreihe wurde der mit dem Propellermodell Nr. 7 von $D = 1,35$ m Durchmesser und $H/D = 1,2$ Steigungsverhältnis erzielte Schleppgütegrad von $Z/IPS = 11,68$ gleich der Einheit gesetzt und mit der Wertigkeit 100 bezeichnet, um in den entsprechenden Zahlen der übrigen Propeller mit größerer Uebersichtlichkeit sofort die prozentualen Unterschiede in dem Wirkungsgrade derselben erkennen zu können. In genau derselben Weise sind die betreffenden Schleppgütegrade der zweiten Versuchsreihe dadurch auf die gleiche Basis gebracht, daß diese ebenfalls auf denselben Schleppgütegrad von $Z/IPS = 11,68$ des nach Obigem bei ungefähr gleichem Durchmesserbelastungsgrade arbeitenden Propellermodells Nr. 7 bezogen wurden, wobei sich die in Tabelle 7, Spalte 19, eingetragenen Wertigkeiten ergaben. Wie daraus zu ersehen, war die ad 1 aufgeführte dreiflügelige Schraube Nr. 362 (s. Abb. 81) von $D = 1,525$ m Durchmesser, $H/D = 1,0$ Steigungsverhältnis und $A_p/A = 0,6$ Flächenverhältnis mit der festgestellten Wertigkeit von 92,1 % um fast 8 % schlechter als die ebenfalls dreiflügelige aber ganz völlig gehaltene Buckauer nach Modell Nr. 7 der Serie „M“ von dem Steigungsverhältnis $H/D = 1,2$ und dem Flächenverhältnis $A_p/A = 0,755$. Da die ermittelte Unterlegenheit der ersteren nach den Ergebnissen der systematischen Propellerreihe

Die Bassinversuche mit diesen 6 verschiedenen Schrauben wurden an dem im Maßstabe 1/13,5 der natürlichen Größe hergestellten Modell des betreffenden Schleppers in der üblichen, bereits Seite 17 erörterten Weise für den konstanten Trossenzug von $Z = 2000$ kg bei verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt und die in den Diagrammen Abbildungen 84–89 dargestellten Ergebnisse nach der ebenfalls Seite 33 beschriebenen Methode als Funktion der Belastungsgrade Z/V_m^2 weiter ausgewertet, wie dies aus den zugehörigen Diagrammen Abb. 90–95 zu ersehen ist. Bei dem gleichen Belastungsgrad von $Z/V_m^2 = 1250$, entsprechend einem nutzbaren Trossenzug von $Z = 2000$ kg bei $V_m = 1,265$ m/sec = $V_s = 4,555$ km/stde Schleppgeschwindigkeit, ergeben letztere Diagramme die in Tabelle 7 Spalten 11, 13 und 15 eingetragenen Slipgrade n_s/V_m , Leistungs-

konstanten $\frac{WPS}{V_m^3}$ und Gesamtwirkungsgrade der Propulsion

$$\eta = \frac{ZPS}{WPS},$$

aus welchen sich die in den Spalten 12, 14 und 16 verzeichneten Tourenzahlen n_s pro Minute, Leistungen an abgebremsten Wellenpferdestärken WPS und Schleppgütegrade Z/WPS ohne weiteres ermitteln ließen. Um letztere beiden Werte schließlich, wie dies in den Spalten 17 und 18 geschehen ist, auch noch auf die indizierten Leistungen zu beziehen, wurde gleichmäßig ein Maschinenwirkungsgrad von $\eta_m = 0,85$ eingeführt.

Die in Spalte 18 eingetragenen Schleppgütegrade Z/IPS ermöglichen bereits einen unmittel-

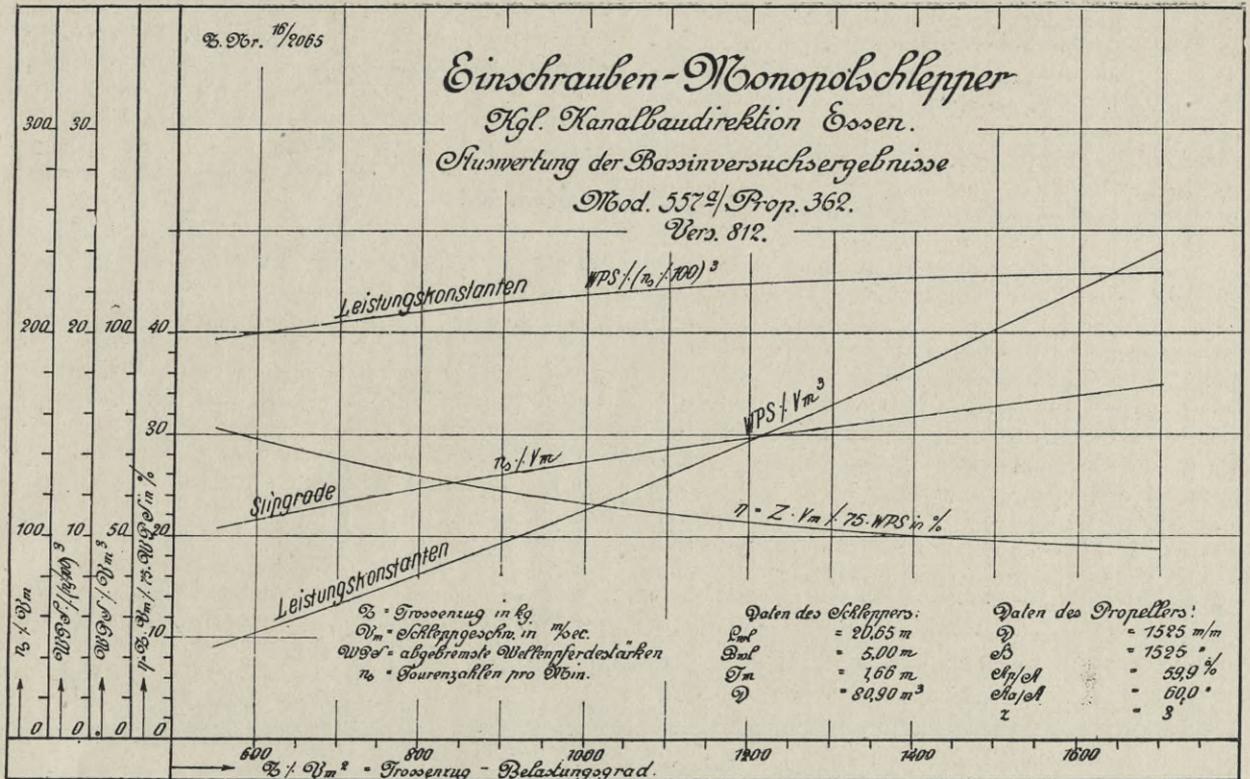


Abb. 90

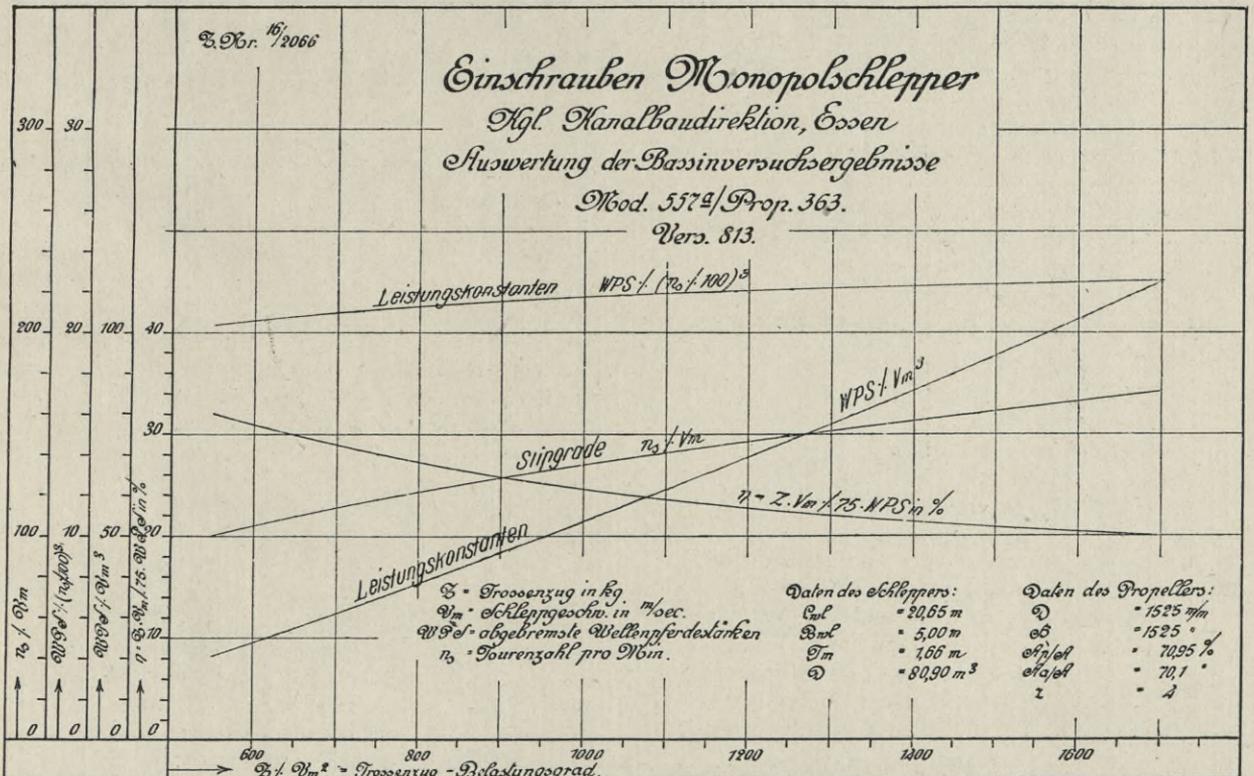
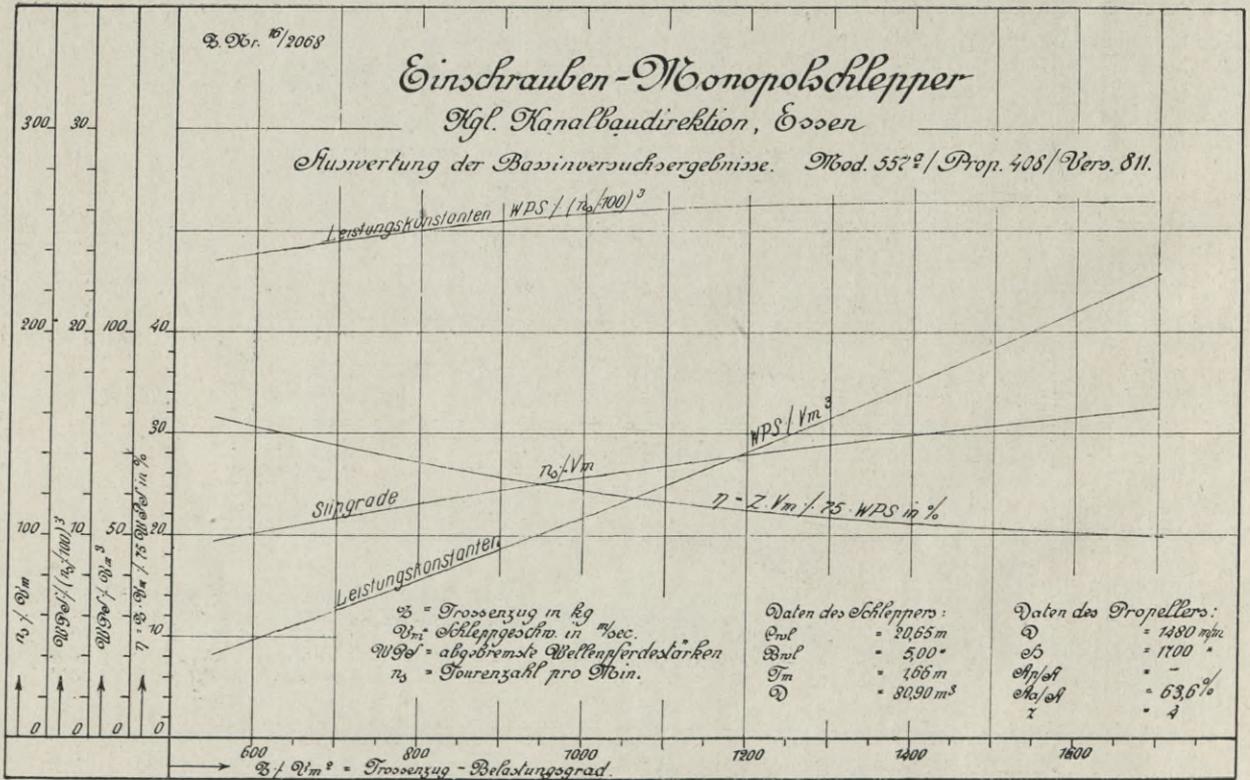
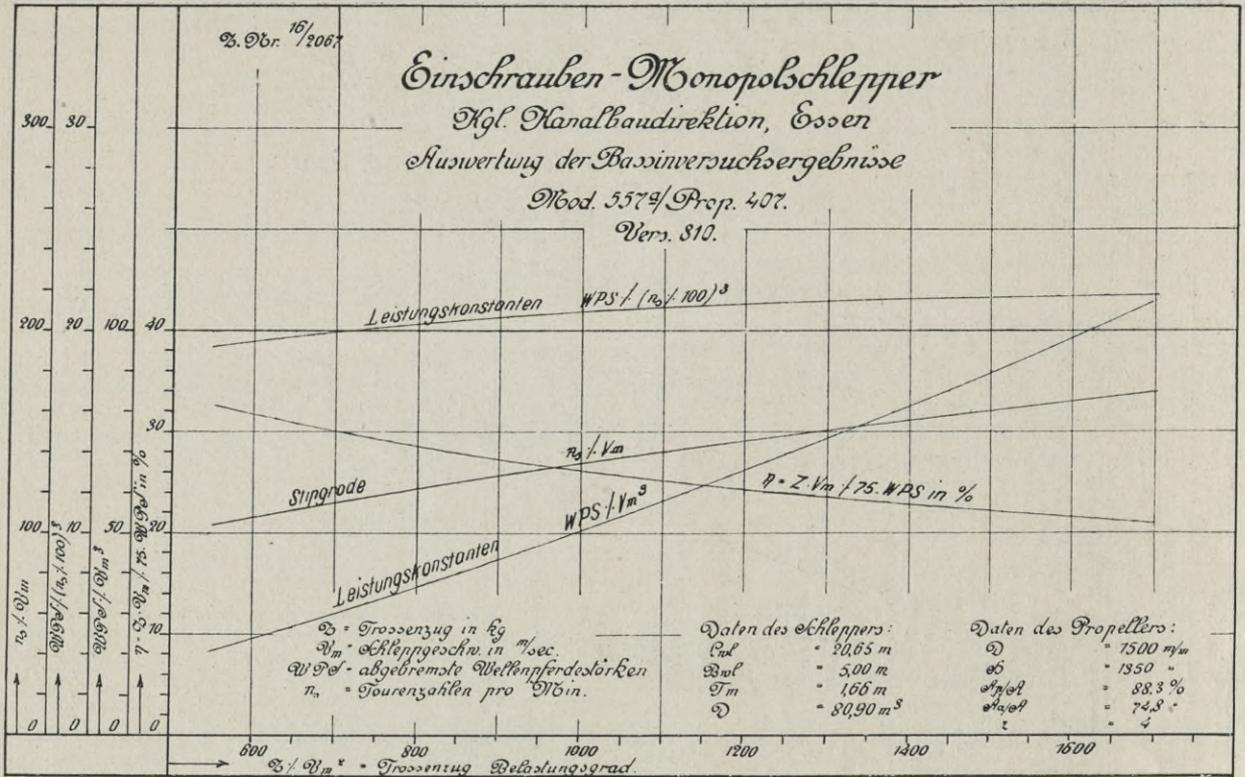


Abb. 91



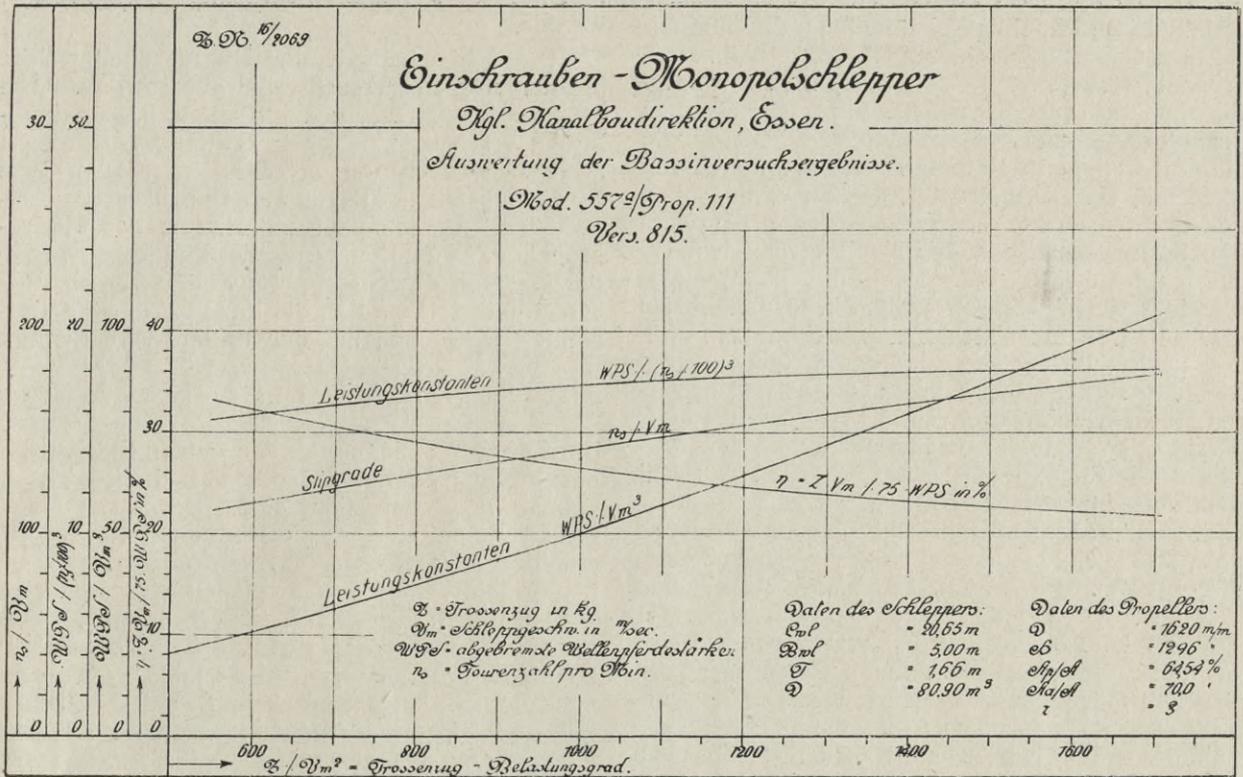


Abb. 94

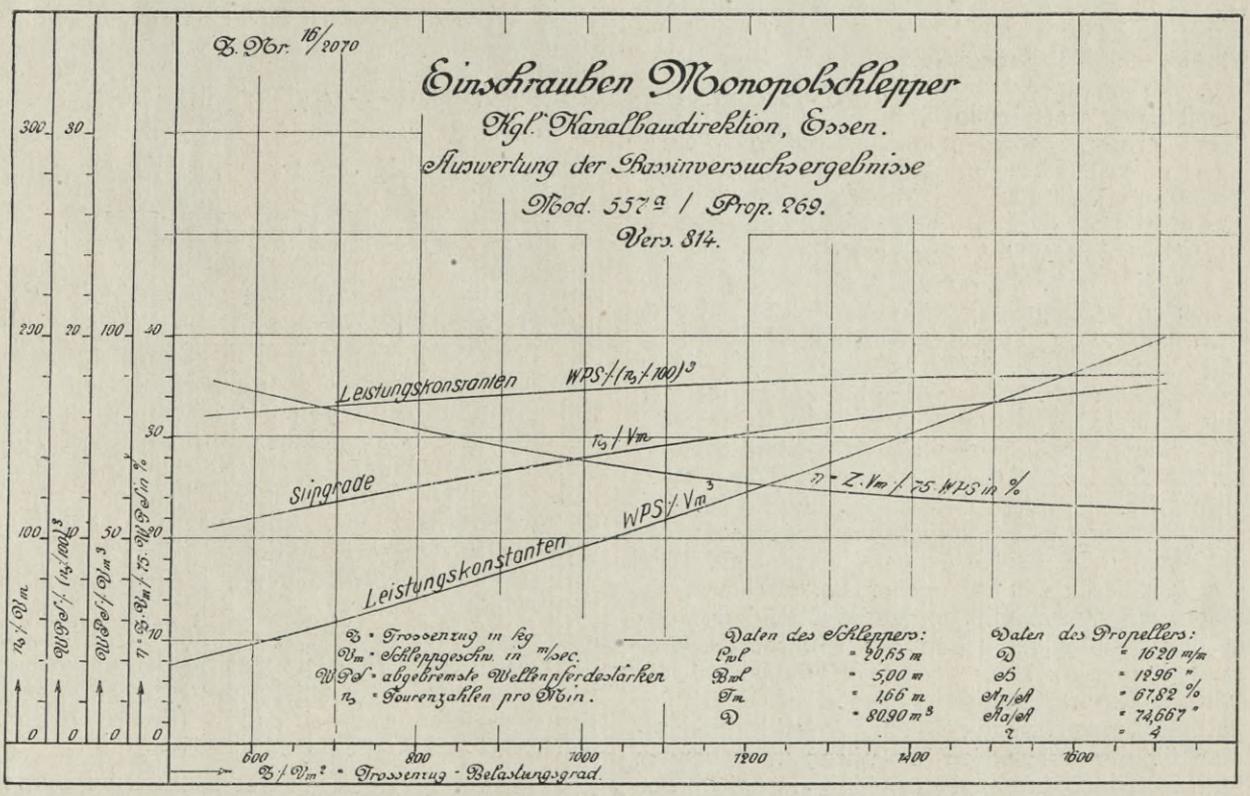


Abb. 95

„Ä“ zu urteilen, nicht auf das kleinere Steigungsverhältnis zurückzuführen ist, so kann dieselbe nur mit dem um ca. 25% kleineren Flächenverhältnis begründet werden. Die ad 2 aufgeführte vierflügelige Schraube Nr. 363 (s. Abb. 78) mit sonst genau den gleichen Konstruktionsverhältnissen wie die ad 1 dagegen wies bereits eine Wertigkeit von 98 % auf, ein Zeichen dafür, daß im vorliegenden Fall bei den gleichen Belastungsgraden der vierflügelige Propeller dem dreiflügeligen um etwa 5 % überlegen gewesen ist. Der ad 3 aufgeführte ebenfalls vierflügelige Propeller Nr. 407 (s. Abb. 80) erreichte trotz des kleineren Durchmessers von $D = 1,50$ m, infolge des niedrigeren (günstigeren) Steigungsverhältnisses von $H/D = 0,90$ und größeren Flächenverhältnisses von $A_p/A = 0,80$ die hohe Wertigkeit von 103,6 %, während der ad 4 aufgeführte vierflügelige Nr. 408 (s. Abb. 79) mit dem noch kleineren Durchmesser von $D = 1,48$ m aber dem bedeutend höheren Steigungsverhältnis von $H/D = 1,149$ nur auf eine Wertigkeit von 97,4 % kam. Die besten Ergebnisse wurden mit den ad 5 und 6 aufgeführten Propellern Nr. 111 und 269 (s. Abb. 82 und 83) erzielt, welche sich bei dem gewählten größten Durchmesser von $D = 1,62$ m und sonst gleichen Konstruktionsverhältnissen im wesentlichen nur durch die Flügelzahl (3 und 4) von einander unterschieden und beim Flächenverhältnis $A_p/A = 0,650$ das extrem niedrige Steigungsverhältnis von $H/D = 0,8$ aufwiesen.

Das relative Verhältnis der mit 105,2 % bzw. 110,6 % festgestellten Wertigkeiten war hierbei fast genau dasselbe wie bei den ad 1 und 2 aufgeführten, ebenfalls sonst gleichartigen aber dreibzw. vierflügeligen Propellern, d. h. etwa 5 % zugunsten des vierflügeligen, so daß hierdurch der Belag erbracht werden konnte, daß bei den hohen Belastungsgraden, unter denen die Monopolschlepper zu arbeiten bestimmt sind, vierflügelige Schrauben im allgemeinen als die vorteilhafteren zu empfehlen sein dürften. Im Vergleich zu der ad 1 aufgeführten dreiflügeligen Schraube Nr. 362 mit dem kaum um 100 mm kleineren Durchmesser von $D = 1,525$ m betrug die Ueberlegenheit der größten vierflügeligen Nr. 269 von $D = 1,620$ m bei der für diese ermittelten Wertigkeit von 110,6 % mehr als 18 % und gegenüber der ebenfalls vierflügeligen Nr. 263 von $D = 1,525$ m Durchmesser immer noch etwa 12 %. Es dürfte bereits aus diesen Verhältniszahlen zur Genüge hervorgehen, wie notwendig es ist, gerade bei Schleppern eine sorgfältige Dimensionierung der Propeller vorzunehmen, da schon verhältnismäßig geringfügige Unterschiede in den Hauptabmessungen der letzteren den Gesamtwirkungsgrad der Propulsion und damit die Wirtschaftlichkeit des Betriebes ganz wesentlich zu beeinflussen imstande sind. Welch hohe Summen für die serienweise in Auftrag zu gebenden Monopolschlepper dabei im Betrieb erspart werden können, soll zum Schluß dieser Untersuchungen

durch eine Rentabilitätsrechnung nachgewiesen werden.

Die nicht unbedeutende Ueberlegenheit, welche bei der zweiten Versuchsreihe die Schrauben von großem Durchmesser gezeigt hatten, ließ es angebracht erscheinen, in einer dritten Versuchsreihe schließlich auch die relative Wertigkeit von Schrauben mit noch größeren Durchmessern festzustellen. Um eine Neuherstellung der Modellpropeller zu ersparen, wurde der Einfachheit wegen der Maßstab des Schleppermodells von 1/13,5 auf 1/14,5 geändert, so daß die in Abb. 78–93 dargestellten Schrauben bei der dritten Versuchsreihe

relativ einen um $\frac{14,5}{13,5} = 1,072$ d. s. 7,2 % größeren

Durchmesser erhielten, als die entsprechenden bei der zweiten, deren Hauptkonstruktionsdaten in Tabelle 7 mit aufgeführt sind. Die dort ad 1–4 verzeichneten vier Spezialschrauben von durchschnittlich 1500 mm Durchmesser wiesen daher bei der dritten Versuchsreihe einen solchen von etwa 1600 mm auf. Um diesen unterzubringen, wurde der vorgeschriebene Tiefgang des Schleppers von ebenfalls 1660 mm (inkl. Balkenkiel) voll ausgenutzt, derart, daß die Schrauben nicht über Unterkante Kiel hinausschlügen und in dieser Lage mit ihren oberen Flügelspitzen etwa bis zum Wasserspiegel reichten, oder in einzelnen Fällen noch um einige Millimeter darunter tauchten. Das bei dieser Anordnung immerhin erforderliche Tunnelheck war in ähnlicher Weise wie bei den einzelnen Modellen der zweiten Versuchsreihe verhältnismäßig nur ganz schwach ausgebildet und seitlich wie nach hinten zu weich bis zur Wasseroberfläche hinuntergezogen. Bei Anwendung der beiden letzten Modellpropeller Nr. 111 und 269, welche bei der dritten Versuchsserie auf den bedeutend größeren Durchmesser von 1740 mm kamen, wurde bei einem Schleppertiefgange von 1,75 m (inkl. Balkenkiel) die Wellenachse derart gesenkt, daß die Flügel ebenfalls nicht über den Wasserspiegel hinausragten und die Schraube daher in dieser Lage mit ihren unteren Flügel-Spitzen auch nicht über die Kielunterkante hinausschlug (s. Abb. 96). Das Tunnelheck war hierbei nicht stärker ausgeprägt und auch sonst in genau derselben Form gehalten wie bei den übrigen Propellern der dritten Versuchsserie mit den kleineren Durchmessern. Zu diesen Schrauben trat noch schließlich eine Spezialkonstruktion Nr. 423 einer bekannten Binnenschiffswerft hinzu (s. Abb. 97) von ebenfalls 1740 mm Durchmesser und dem gleichen Steigungsverhältnis der beiden anderen großen Schrauben Nr. 111 und 269 von $H/D = 0,8$, aber dem bedeutend kleineren Flächenverhältnis von $A_p/A = 0,481$. Die Lage dieses Propellers zum Schiff und Wasserspiegel war unter Einhaltung des gleichen Tunnelhecks dieselbe wie bei den Schrauben Nr. 111 und 269.

Sämtliche Versuche der dritten Reihe wurden wieder für den gleichen (konstanten) Trossenzug

von $Z = 2000$ kg bei verschiedenen Schleppegeschwindigkeiten ausgeführt. Die Ergebnisse derselben sind in den Diagrammen Abb. 98–104 zur Darstellung gebracht und die weiteren Auswertungen als Funktion des Trossenzugbelastungsgrades Z/V_m^2 in den zugehörigen Diagrammen Abb. 105 bis 111 vorgenommen worden. Für den bei der Konstruktion in Frage kommenden Belastungsgrad von $Z/V_m^2 = 1250$ gehen aus der in Tabelle 8 vorgenommenen Zusammenstellung die bei den einzelnen Schrauben und Schraubenanordnungen zu erwartenden Verhältnisse insbesondere die in Spalte 19 eingetragenen Wertigkeiten der verschiedenen Konstruktionen hervor. Wie daraus zu ersehen, ergibt sich, in gleicher Weise, wie nach den Versuchen der zweiten Reihe zunächst bei den sonst gleichartig dimensionierten Schrauben Nr. 362 und 363 sowie Nr. 111 und 269 eine Ueberlegenheit der vierflügeligen Propeller gegenüber den dreiflügeligen von etwa 4–5 %, ein Zeichen dafür, daß diese Ueberlegenheit bei Schleppern in weiteren Grenzen eine durchaus gesetzmäßige zu sein scheint. Die in Tab. 8 ad 2 aufgeführte vierflügelige Schraube Nr. 363 von $D = 1638$ mm Durchmesser erreicht mit ihrer Wertigkeit von 108,7 % noch nicht die der etwas kleineren ebenfalls vierflügeligen Nr. 269 der zweiten Versuchsreihe (s. Tabelle 7 ad 6) von 110,6 %, was in erster Linie auf das höhere (ungünstigere) Steigungsverhältnis der ersteren zurückgeführt werden kann.

Die in der Tabelle 8 ad 3 aufgeführte dreiflügelige Schraube Nr. 407 dagegen ist mit ihrer Wertigkeit von 111,5 % trotz ihres etwas kleineren Durchmessers von $D = 1612$ mm dem Propeller Nr. 269 der zweiten Versuchsreihe bereits etwas überlegen, wahrscheinlich infolge ihres größeren Flächenverhältnisses von $A_p/A = 0,80$ gegenüber dem der anderen von nur 0,651. Auch die Schraube ad 4 Nr. 408 in Tabelle 8 von dem noch kleineren Durchmesser von $D = 1590$ mm zeigt trotz ihres hohen Steigungsverhältnisses von $H/D = 1,149$ in ihrer Wertigkeit von 109,4 % durchaus kein schlechtes Ergebnis, wenn auch der Gütegrad des Propellers Nr. 269 der zweiten Versuchsreihe noch nicht ganz erreicht wird. Aus diesem Resultat dürfte sich sogar die Schlußfolgerung ziehen lassen, daß die bei der Schraube Nr. 408 gewählte charakteristische Flügelform (s. Abb. 79) mit dem nach den Flügelspitzen zu verschobenen Areal an sich für die Verhältnisse von Schleppern besonders günstig sein muß. Würde bei dem Propeller Nr. 408 eine kleinere (bessere) Steigung vorgesehen worden sein, so hätte man, nach den Ergebnissen aller bisherigen systematischen Propellerversuche zu urteilen, entschieden auf einen recht guten Wirkungsgrad rechnen können, besonders, wenn dabei gleichzeitig derselbe (große) Durchmesser geworden wäre, wie bei den anderen zum Vergleich herangezogenen Schrauben. Im allgemeinen geht jedoch aus diesen Versuchen hervor, daß es, abge-

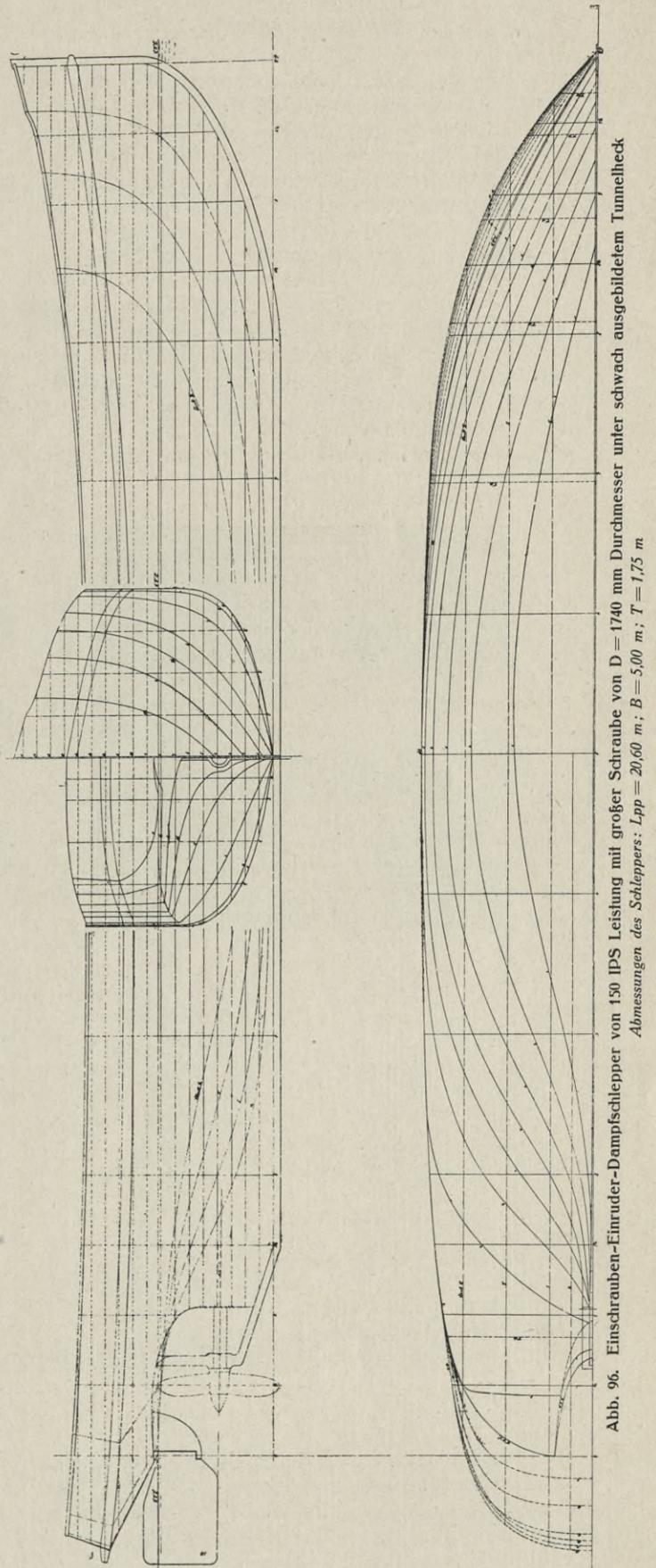


Abb. 96. Einschrauben-Eintruder-Dampfschlepper von 150 IPS Leistung mit großer Schraube von $D = 1740$ mm Durchmesser unter schwach ausgebildetem Tunnelheck. Abmessungen des Schleppers: $L_{pp} = 20,60$ m; $B = 5,00$ m; $T = 1,75$ m

sehen von der Flügelzahl und in geringerem Grade auch noch von dem Flächenverhältnis, in erster Linie nur die Hauptdimensionen, d. h. die absolute Größe des Durchmessers und des Steigungsverhältnis sind, durch welche der Wirkungsgrad einer Schlepperschraube wesentlich beeinflusst wird. Infolge dieses Umstandes weist naturgemäß der in Tabelle 8 ad 6 aufgeführte Propeller Nr. 269 mit dem erheblich größeren Durchmesser von $D = 1740$ mm, dem kleinen Steigungsverhältnis von $H/D = 0,8$ und dem Flächenverhältnis von $A_p/A = 0,65$ die hohe Wertigkeit von 118,6 auf, welche nur noch von der zum Schluß ad 7 aufgeführten Spezial-Schraube Nr. 423 der betreffenden Binnenwerft (s. Abb. 97) mit sonst den gleichen Hauptkonstruktionsdaten, aber dem kleineren Flächenverhältnis von $A_p/A = 0,481$, um ein geringes übertroffen wird, da die für diese ermittelte

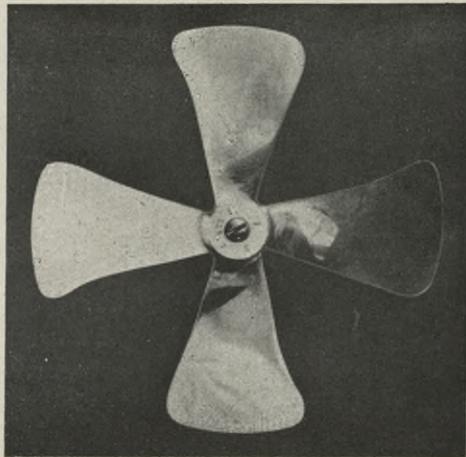


Abb. 97
Propeller Nr. 423
 $D = 1,74$ m; $H/D = 0,80$; $A_p/A = 0,481$; $A_a/A = 0,526$

Wertigkeit nach Tabelle 8, Spalte 19, 121,9 betrug. Vergleicht man das Resultat der letzteren Schraube mit dem des Propellers Nr. 408 der zweiten Versuchsreihe (s. Tabelle 7), für welchen bei $D = 1480$ mm Durchmesser nur eine Wertigkeit von 97,4 % festgestellt worden war, so läßt sich

das Hauptergebnis der Versuche

dahin zusammenfassen, daß durch Wahl eines genügend großen und zweckmäßig angeordneten Propellers unter sonst gleichen Bedingungen sehr wohl eine Leistungsverbesserung im Verhältnis der beiden Wertigkeiten zu einander,

nämlich von $\frac{121,9}{97,4} = 1,25$ d. s. 25 % erreich-

bar sein dürfte, wobei durch ein genügend kleines und außerdem für den Wirkungsgrad noch günstiges Steigungsverhältnis die Tourenzahl für die Maschine nur von 179,7 auf 167,7 pro Minute herabgesetzt zu werden braucht. Was aber eine

Tabelle 8
Auswertung der Ergebnisse der dritten Versuchsreihe für $Z = 2000$ kg Trossenzug bei $V_s = 4,555$ km/side. Schleppgeschwindigkeit Trossenzugbelastungsgrad $Z/V_m^2 = 1250$

Nr.	Versuchs-Nr.	Art des Modells	Abb.-Nr. d. Diagramms	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
				Pro- peller Nr.	z	D (m)	H (m)	H/D	A_p/A	A_a/A	n_s/V_m	n_s (min)	$\frac{WPS}{V_m^3}$	WPS	η	Z/WPS (kg/PS)	IPS	Z/PS (kg/PS)	Wertigkeit %	
1	950	Flaches Schlepperheck mit schwach ausgebildetem Tunnel	105	362	3	1,638	1,638	1,00	0,600	0,709	131,0	165,7	69,7	141,1	0,236	14,18	166,0	12,06	103,2	
2	949		106	363	4	1,638	1,638	1,00	0,600	0,709	127,0	160,7	66,2	134,0	0,252	14,93	157,7	12,69	108,7	
3	947		107	407	4	1,612	1,450	0,90	0,748	0,883	128,0	161,9	64,5	130,6	0,259	15,32	153,6	13,02	111,5	
4	948		108	408	4	1,590	1,828	1,149	0,636	0,748	123,0	155,6	65,7	133,0	0,253	15,04	156,5	12,78	109,4	
5	966	Flaches Schlepperheck mit stärker ausgebildetem Tunnel	109	111	3	1,740	1,392	0,80	0,650	0,720	135,0	170,8	63,2	128,0	0,264	15,63	150,7	13,28	113,7	
6	965		110	269	4	1,740	1,392	0,80	0,650	0,720	133,5	168,9	60,6	122,7	0,276	16,30	144,4	13,85	118,6	
7	877		111	423	4	1,740	1,390	0,80	0,481	0,526	132,5	167,7	59,0	119,4	0,286	16,75	140,5	14,24	121,9	

2. Nr. 17/2139

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 587 ; Versuch Nr. 950

Auftrag: Kgl. Kanalbauinspektion, Ewen.

Modellmaßstab $\frac{1}{145}$.

Ergebnisbericht: Schiffsmodell mit Schrauben.

Platz mit Ruder

Zustand des Modells: und Witterung (Sommerzeit); Material: Messing; Bauart: ca. 40 m; Bauartbreite 8,20 m.
Y = spec. Grav. des Baumaterials = 1,0; Temperatur d. Baumaterials = ; Reibungscoeff. für Modell $\lambda_m =$
Y = spec. Grav. des Wassers = 1,0; Temperatur d. Wasser = ; Reibungscoeff. für Schiff $\lambda_s =$

Daten des Schiffes:
 L_{sp} = Länge zw. St. = 20,60 m
 L_{sp} = Länge in der Wasserlinie = 20,65 m
 B_{sp} = Breite = 5,00 m
 S_{sp} = Tiefgang ohne Kiel am St. =
 S_{sp} = " " im Mittel = 1,66 m
 Δ_{sp} = Verdrängung auf See = 80,90 tsm

Daten der Propeller: Anzahl

Φ = äußerer Durchmesser = 1638 mm
 d = Innendurchmesser = 408 mm
 B = Steigung = 1638 mm
 A = $\frac{\Phi^2 - d^2}{4}$ = Querschnitt = 2,028 m²
 A_0 = abgerundetes Flügelflächen = 1,725 m²
 A_1 = projiziertes " = 1,562 m²
 Φ = Anzahl der Flügel = 3

N_p = Tourenzahlen des Schiffpropellers pro Minute;

WPS = Abgebremste Wellenferdestärken;

β = Scheinbarer Slip in %

η = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in %;

EPS = Gesamt - Schlep - Pferdestärken des Schiffes;

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec.

v_s = Schiffgeschwindigkeit in Knoten.

200 150

150 100

100 50

50 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

0 0

5. Nov. 17/2138

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 534, Versuch Nr. 949.

Auftrag: Hgl. Kanalbauverkektion, Gosen.

Modellmaßstab $\frac{1}{100} = \frac{1}{100}$.

Schleppversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: *Schiff mit Propeller und Wellenmechanik (Haupttrieb)*. Material: Porzellan, Baumrinde $0,42$ m, Baumrindebreite $8,20$ m.
 γ = spec. Grav. des Baumrinde = $1,2$; Temperatur d. Baumrinde = ...
 Daten des Schiffes: ρ_{fl} = Dichte des Wassers = $1,0$; ρ_{Luft} = Dichte der Luft = $0,0012$

- l = Länge in der Wasserlinie = $22,00$ m
- b = Breite = $3,50$ m
- s = Tiefgang ohne Kiel am vL = $0,69$ m
- s_m = ... im Mittel = $1,06$ m
- ρ_{pl} = Displacement auf Spannen = $32,90$ t

Daten der Propeller: Anzahl?

- d = äußerer Durchmesser = $16,38$ mm
- d_i = innerer Durchmesser = $4,28$ mm
- β = Öffnung = $16,38$ mm
- β_0 = ... = $2,128$ m²
- β_1 = abgewinkeltes Flügelflächen = $1,477$ m²
- β_2 = projiziertes = $1,304$ m²
- β_3 = Anzahl der Flügel = 4

Umdrehungen des Schiffpropellers pro Minute:

11/PS = Abgebremste Wellenförderstärken,

β_3 = Scheinbarer Slip in %,

η = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in %.

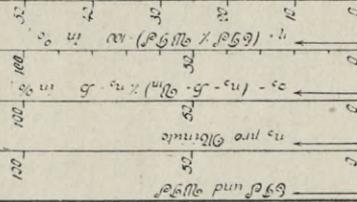
EPS = Gesamt - Schlepp - Pferdestärken des Schiffes.

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec

v_s = Schiffsgeschwindigkeit in Min. Uhd.

222

152



0,5

0,6

0,5

0,3

0,2

0,1

0,0

0,0

0,0

0,0

0,0

0,0

Abb. 99

3. Vbr. 19136

Summe %

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Vbr. 584, Versuch Vbr. 947

Auftrag: Tgl. Kanalbauverwaltung, Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{4}$.

Ekklenerveruch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: *Wirtensloch (Tunnelloch)* Maßmal: *Drahtlin*, *Bozwinbreite* 8,70 m
Y = proc. Gen. des *Bozwinwassers* = 1,0 ; *Temperatur d. Bozwinwassers* ; *Reibungswert für Wasser* $\lambda_m =$
Y = proc. Gen. des *Schiffwassers* = 1,0 ; *Temperatur d. Schiffwassers* ; *Reibungswert für Schiff* $\lambda_s =$

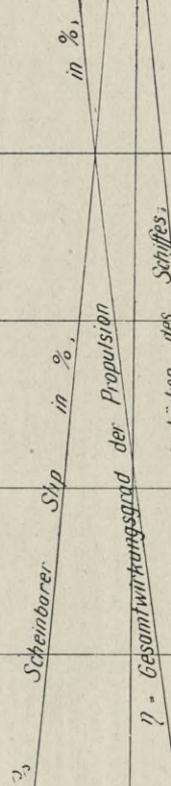
Daten des Schiffes:
 L_{L} = Länge zw. St. = 20,60 m
 B_{L} = Breite " = 20,60 m
 S_{L} = Fläche " = 5,0
 S_{M} = Fläche ohne Kiel am St. = 5,9
 S_{M} = Fläche im Mittel = 1,66
 σ_{M} = Displacement auf See = 80,90 tdm

Daten der Propeller: Anzahl

σ = äußerer Durchmesser = 1612 mm
 d = Stabdurchmesser = 208,5
 b = Steigung = 1450
 R = $\frac{D_{\text{M}}}{2}$ = $\frac{2035}{2}$ mm
 R_0 = abgewinkeltes Flügelland = 1298
 R_1 = projiziertes = 1593
 β = Anzahl der Flügel = 4

n_3 = Tourenzahlen des Schiffspellers pro Minute

WPS = Abgebremste Wellenferdestärken



η = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion

EPS = Gesamt - Schlepp - Pferdestärken des Schiffes

v_m = Modellgeschwindigkeit in proc.
 v_s = Schiffsgeschwindigkeit in proc.

Abb. 100

5. Nr. 17/137

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Ableitung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 584, Versuch Nr. 948.

Auftrag: Hgl. Kanalbauverwaltung, Eosen.

Modellmaßstab $\frac{1}{20} = 1/17,5$.

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: *Sticht mit Ruder und* Material: *Bronze* $\lambda_m = 0,2$ m, *Propellerbreite* $3,20$ m.
 $\gamma = \text{spec. Gew. des Propellers} = 1,2$; *Temperatur d. Propellers* = ; *Reibungskoeff. für Schiff* $\lambda_s =$
 $\gamma_s =$; *Wassers* = $1,0$; *Luft* =

Daten des Schiffes:
 λ_m = Länge in der Wasserlinie = $22,00$ m
 λ_m = Länge in der Wasserlinie = $20,65$ m
 λ_m = Breite = $5,00$ m
 λ_m = Stützgang ohne Kiel am W.P. =
 λ_m = " " im Mittel = $5,8$ m
 λ_m = " " im Mittel = $1,65$ m
 λ_m = Displacement auf Espanen = $86,90$ tbn

Daten der Propeller: Anzahl

Wend. Nr. 408.
 λ = äußerer Durchmesser = 1590 mm
 λ = innerer Durchmesser = 215 mm
 λ = Stützgang = 7058 mm
 λ = Stützgang = 1903 mm
 λ = abgewinkeltes Stützgang = 1485 mm
 λ = Stützgang = 1305 mm
 λ = Anzahl der Flügel = 4

n_3 = Tourenzahlen des Schiffspropellers pro Minute.

WPS = Abgebrenste Wellenfeststärken i

λ_3 = Scheinbarer Slip in %

η = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in %

EPS = Gesamt - Schlepp - Pferdestärken des Schiffes.

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec
 v_s = Schiffsgeschwindigkeit in $Km/Std.$

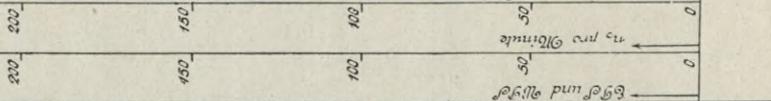


Abb. 101

Z. Nr. 17/257

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 584, Versuch Nr. 966.

Auftrag: Hgl. Kanalbauverwaltung, Essen.

Modellmaßstab $1/45$.

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Zustand des Modells: *Gibt mit Ruder und Schleppseil (Tunnelschiff)* *Österr. Bergbau* Bauhöhe $0,9$ m, Baubreite $8,20$ m.
 γ = spec. Gew. des Wasservassers = $1,0$; Temperatur d. Wassermassens = ;
 η = Reibungscoeff. für Schiff $A_3 =$

Daten des Schiffes: ρ = Länge im R. = $22,60$ m
 ρ_1 = Länge in der Wasserlinie = $21,65$ m
 ρ_2 = Breite = $5,00$ m
 ρ_3 = Tiefgang ohne Kiel am R. = $1,75$ m
 ρ_4 = " " im Mittel = $1,75$ m
 ρ_5 = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_6 = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_7 = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_8 = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_9 = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{10} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{11} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{12} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{13} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{14} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{15} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{16} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{17} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{18} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{19} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{20} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{21} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{22} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{23} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{24} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{25} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{26} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{27} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{28} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{29} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{30} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{31} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{32} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{33} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{34} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{35} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{36} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{37} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{38} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{39} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{40} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{41} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{42} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{43} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{44} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{45} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{46} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{47} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{48} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{49} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{50} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{51} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{52} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{53} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{54} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{55} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{56} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{57} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{58} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{59} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{60} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{61} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{62} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{63} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{64} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{65} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{66} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{67} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{68} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{69} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{70} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{71} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{72} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{73} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{74} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{75} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{76} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{77} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{78} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{79} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{80} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{81} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{82} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{83} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{84} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{85} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{86} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{87} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{88} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{89} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{90} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{91} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{92} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{93} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{94} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{95} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{96} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{97} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{98} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{99} = " " im Vorderrück = $1,75$ m
 ρ_{100} = " " im Vorderrück = $1,75$ m

Daten der Propeller: Anzahl

ρ = äußerer Durchmesser = 1740 mm
 ρ_1 = innerer Durchmesser = 1300 mm
 ρ_2 = $\rho_1 - \rho$ = 440 mm
 ρ_3 = $\rho_2 - \rho$ = 300 mm
 ρ_4 = $\rho_3 - \rho$ = 160 mm
 ρ_5 = $\rho_4 - \rho$ = 20 mm
 ρ_6 = $\rho_5 - \rho$ = 0 mm
 ρ_7 = $\rho_6 - \rho$ = 0 mm
 ρ_8 = $\rho_7 - \rho$ = 0 mm
 ρ_9 = $\rho_8 - \rho$ = 0 mm
 ρ_{10} = $\rho_9 - \rho$ = 0 mm
 ρ_{11} = $\rho_{10} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{12} = $\rho_{11} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{13} = $\rho_{12} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{14} = $\rho_{13} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{15} = $\rho_{14} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{16} = $\rho_{15} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{17} = $\rho_{16} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{18} = $\rho_{17} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{19} = $\rho_{18} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{20} = $\rho_{19} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{21} = $\rho_{20} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{22} = $\rho_{21} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{23} = $\rho_{22} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{24} = $\rho_{23} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{25} = $\rho_{24} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{26} = $\rho_{25} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{27} = $\rho_{26} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{28} = $\rho_{27} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{29} = $\rho_{28} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{30} = $\rho_{29} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{31} = $\rho_{30} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{32} = $\rho_{31} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{33} = $\rho_{32} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{34} = $\rho_{33} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{35} = $\rho_{34} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{36} = $\rho_{35} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{37} = $\rho_{36} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{38} = $\rho_{37} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{39} = $\rho_{38} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{40} = $\rho_{39} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{41} = $\rho_{40} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{42} = $\rho_{41} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{43} = $\rho_{42} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{44} = $\rho_{43} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{45} = $\rho_{44} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{46} = $\rho_{45} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{47} = $\rho_{46} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{48} = $\rho_{47} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{49} = $\rho_{48} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{50} = $\rho_{49} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{51} = $\rho_{50} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{52} = $\rho_{51} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{53} = $\rho_{52} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{54} = $\rho_{53} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{55} = $\rho_{54} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{56} = $\rho_{55} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{57} = $\rho_{56} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{58} = $\rho_{57} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{59} = $\rho_{58} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{60} = $\rho_{59} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{61} = $\rho_{60} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{62} = $\rho_{61} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{63} = $\rho_{62} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{64} = $\rho_{63} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{65} = $\rho_{64} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{66} = $\rho_{65} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{67} = $\rho_{66} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{68} = $\rho_{67} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{69} = $\rho_{68} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{70} = $\rho_{69} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{71} = $\rho_{70} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{72} = $\rho_{71} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{73} = $\rho_{72} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{74} = $\rho_{73} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{75} = $\rho_{74} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{76} = $\rho_{75} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{77} = $\rho_{76} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{78} = $\rho_{77} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{79} = $\rho_{78} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{80} = $\rho_{79} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{81} = $\rho_{80} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{82} = $\rho_{81} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{83} = $\rho_{82} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{84} = $\rho_{83} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{85} = $\rho_{84} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{86} = $\rho_{85} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{87} = $\rho_{86} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{88} = $\rho_{87} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{89} = $\rho_{88} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{90} = $\rho_{89} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{91} = $\rho_{90} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{92} = $\rho_{91} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{93} = $\rho_{92} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{94} = $\rho_{93} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{95} = $\rho_{94} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{96} = $\rho_{95} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{97} = $\rho_{96} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{98} = $\rho_{97} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{99} = $\rho_{98} - \rho$ = 0 mm
 ρ_{100} = $\rho_{99} - \rho$ = 0 mm

η = Abgemessene Wellenfeststärken:

η_1 = Schiebbarer Slip in %

η_2 = Gesamtwirkungsgrad der Propulsion in %

η_3 = Gesamt - Schleppl - Pferdestärken des Schiffes

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec

v_s = Schiffgeschwindigkeit in km/h

Z. Nr. 172156

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffmodell Nr. 534, Versuch Nr. 965.

Auftrag: Hgl. Kanalbauverteilung, Essen.

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{10}$.

Schleppversuch: Schiffmodell mit Schrauben

Stich mit Ruder und

Zustand des Modells: *Wittkebeck (Stammkeel)* Material: Stahlfirn, Besatzwerk $\approx 4,0$ m, Bauspannweite $8,00$ m.
 $\gamma = \text{spec. Gew. des Fließmittels} = 1,0$; Temperatur d. Wassermassens = ; Reibungswert für Modell $\lambda_m =$;
 $\eta =$;
Daten des Schiffes: Längs-Länge zu 90° = $1,0$;
Längs-Breite = $0,60$ m
Längs-Höhe in der Wasserdicke = $0,65$ m
Höhe ohne Kiel am 90° = $0,50$ m
Höhe im Mittel = $0,50$ m
 $\Delta_m =$ Displacement auf Echanten = $0,190$ t/m.

Daten der Propeller: Minzeckl

- \varnothing = äußerer Durchmesser = $17,2$ mm
- \varnothing = innerer Durchmesser = $2,30$ "
- d = Zwischenmesser = $1,392$ "
- β = Steigung = $2,38$ "
- β_0 = Winkel des abgewinkelten Flügelrandes = $1,72$ "
- β_1 = Projektionswinkel = $1,53$ "
- β_2 = Winkel der Flügel = 4 "

$n_3 =$ Tourenzahlen des Schiffpropellers pro Minute.

WPS = Abgebremsste Wellenpferdestärken.

$\beta_3 =$ Scheitelparen β_{11} in %; Propulsion in %;

$\eta =$ Gesamtwirkungsgrad der Schlepp - Pferdesterken des Schiffes;

EPS = Gesamt - Schlepp - Pferdesterken des Schiffes;

$v_m =$ Modellgeschwindigkeit in m/sec

$v_s =$ Schiffgeschwindigkeit in Knoten

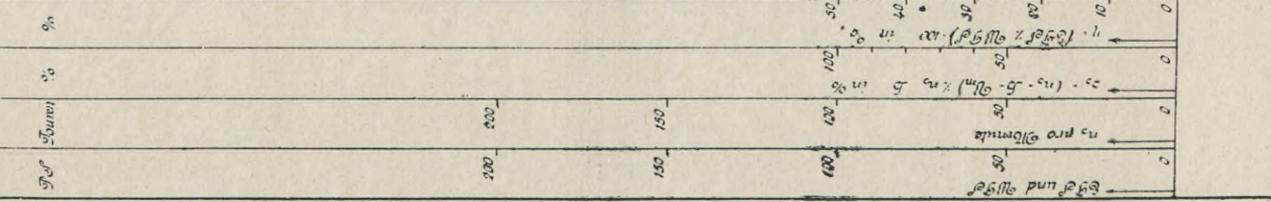


Abb. 103

5. Nov. 1919

Königliche Versuchsanstalt für Wasserbau und Schiffbau-Berlin

Abteilung Schiffbau

Schiffsmodell Nr. 537 g ; Versuch Nr. 877.

Auftrag: Kgl. Kanalbauverwaltung, Bonn.

Modellmaßstab $\frac{1}{40} = \frac{1}{13,5}$.

Erleutnerversuch: Schiffsmodell mit Schrauben

Sticht mit Ruder und

Wachstafel (Dumethick)

Zustand des Modells: Material: Balsa; Bauweise: ca. $\frac{1}{2}$ m Bauhinbreite 8,20 m.

Y: spec. Grav. des Balsa-Holzmasses = 1,0 ; Temperatur d. Wassermasses =

Wasserdichte des Schiffes = 1,0 ; Luft

Daten der Propeller: Anzahl

1 = 1740 mm

2 = 230

3 = 1390

4 = 338 m²

5 = 1,25

6 = 1,14

7 = 4

1 = äußerer Durchmesser

2 = äußere Durchmesser

3 = Steigung

4 = Blattzahl

5 = abgewinkeltes Flügelmaß

6 = projektiertes Flügelmaß

7 = Anzahl der Flügel

n_2 = Drehzahlen des Schiffspropellers pro Minute,

WPS = Abgebrachte Wellenpferdestärken,

η = Scheinbarer Slip in %;

η = Gesamtwirkungsgrad

EFS = Gesamt - Schlepp - Pferdestärken des Schiffes;

v_m = Modellgeschwindigkeit in m/sec

v_s = Schiffsgeschwindigkeit in km/h

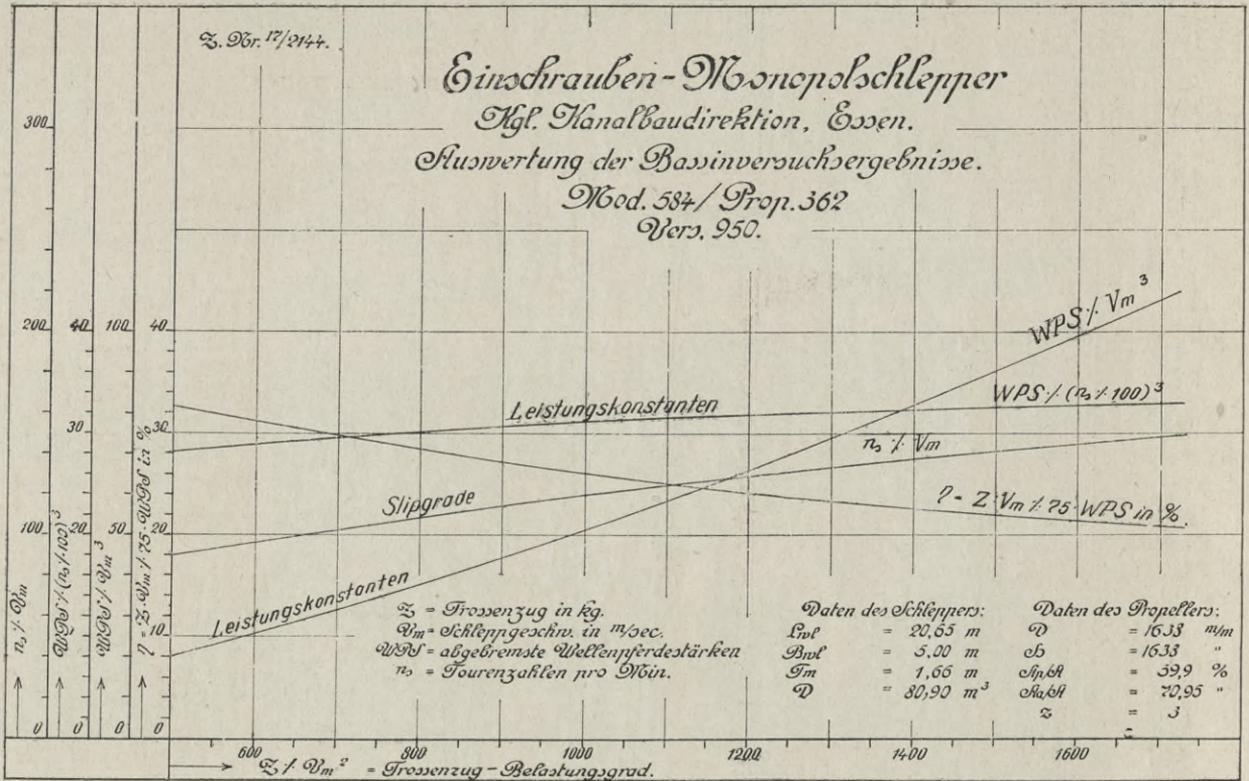


Abb. 105

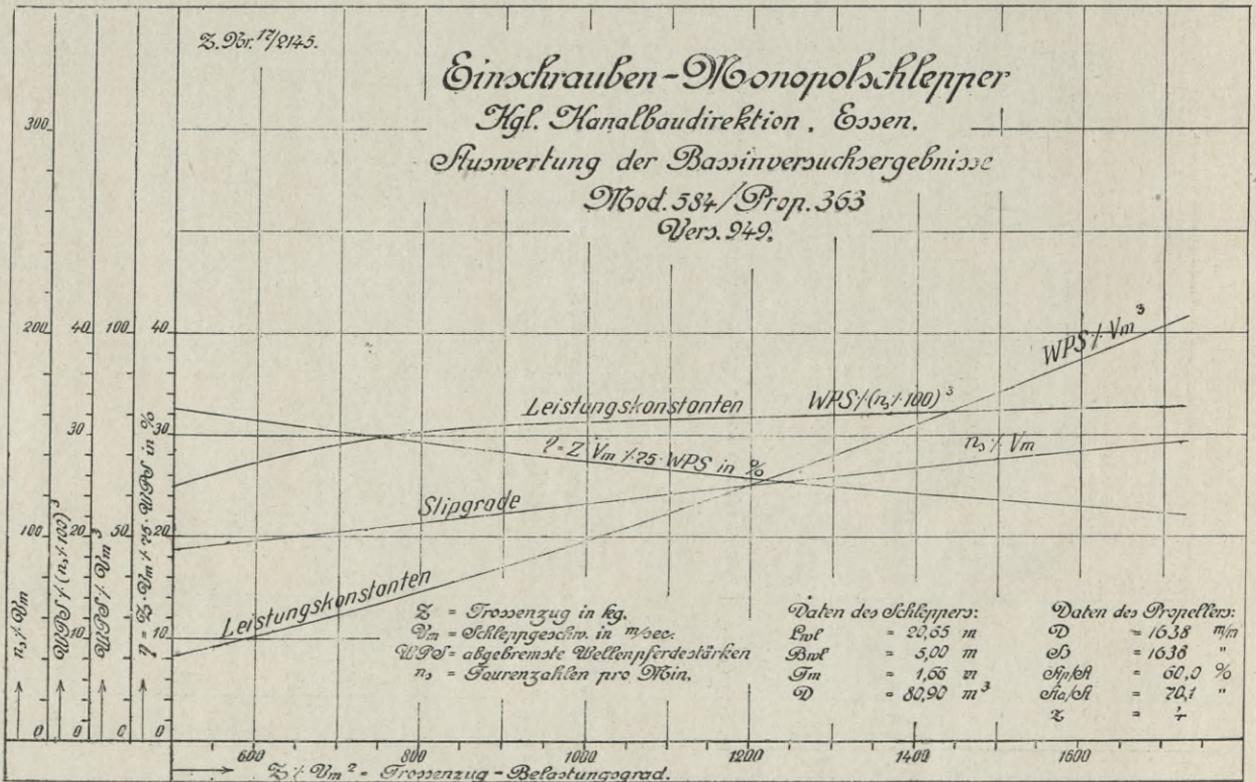


Abb. 106

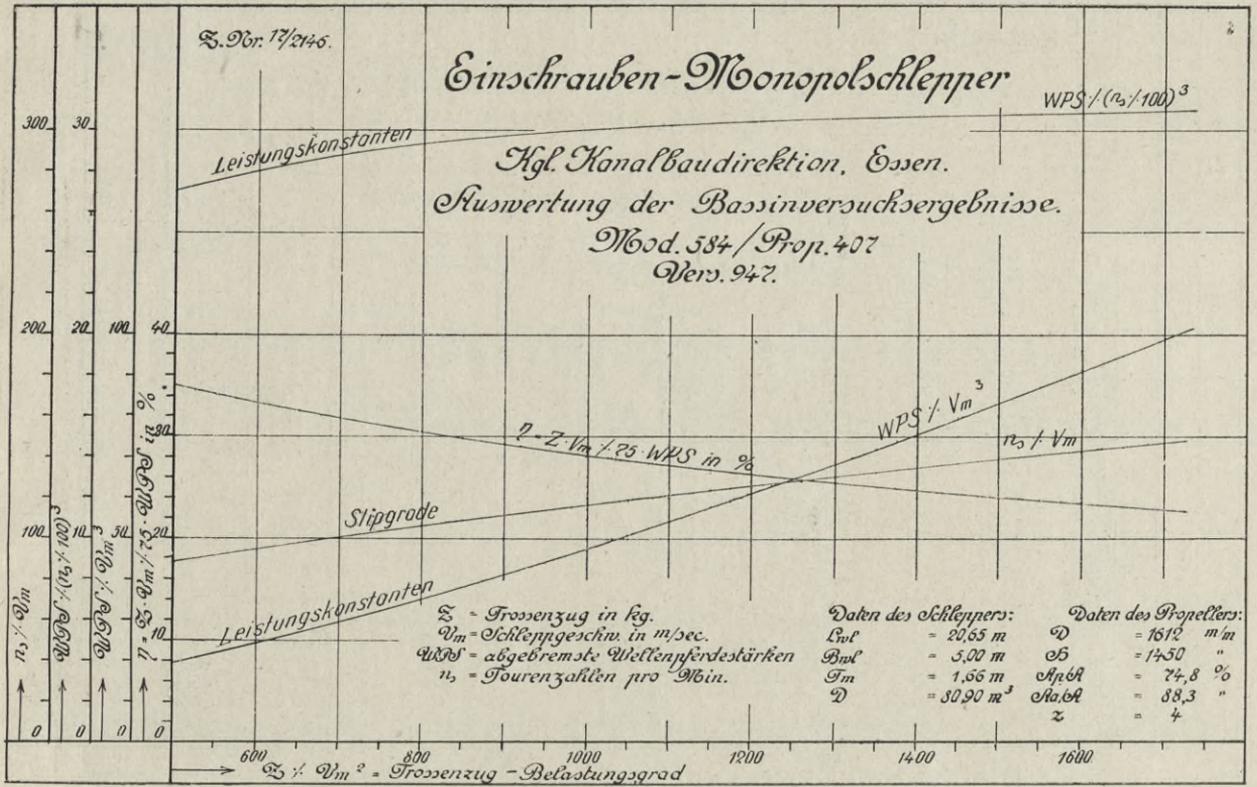


Abb. 107

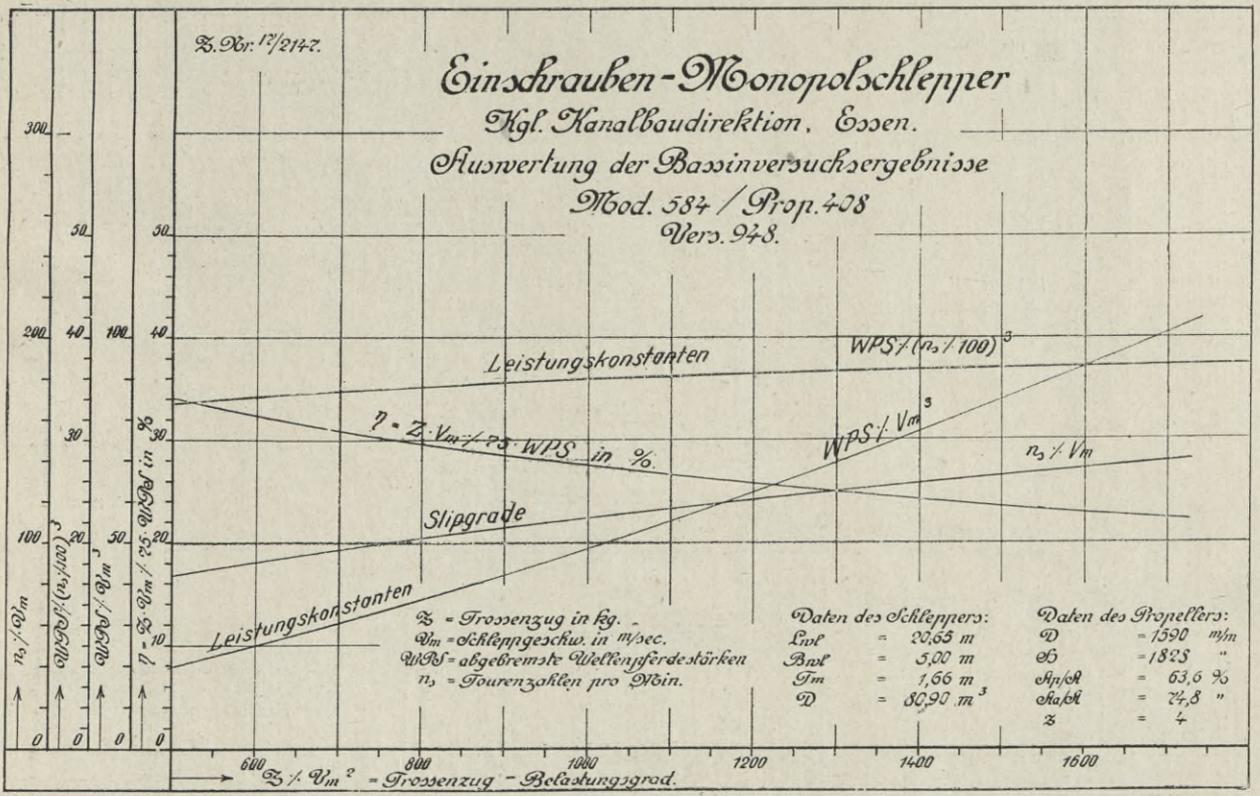


Abb. 108

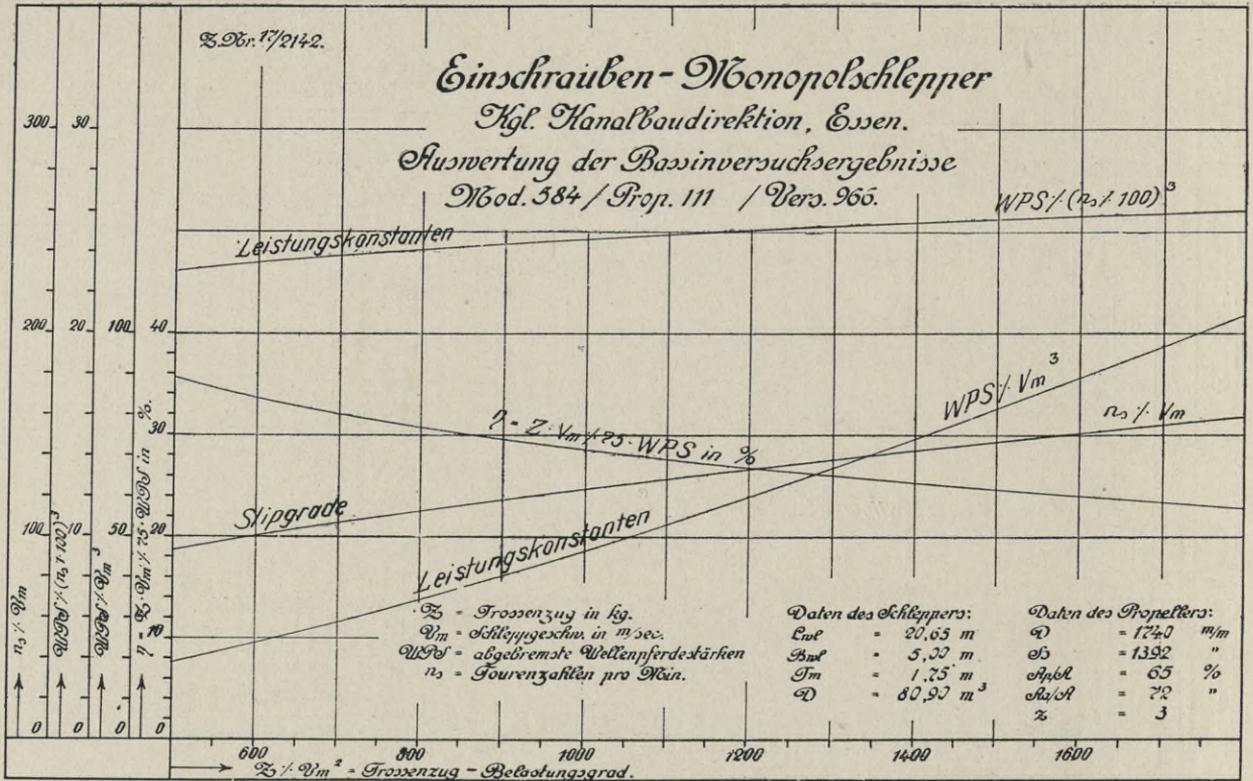


Abb. 109

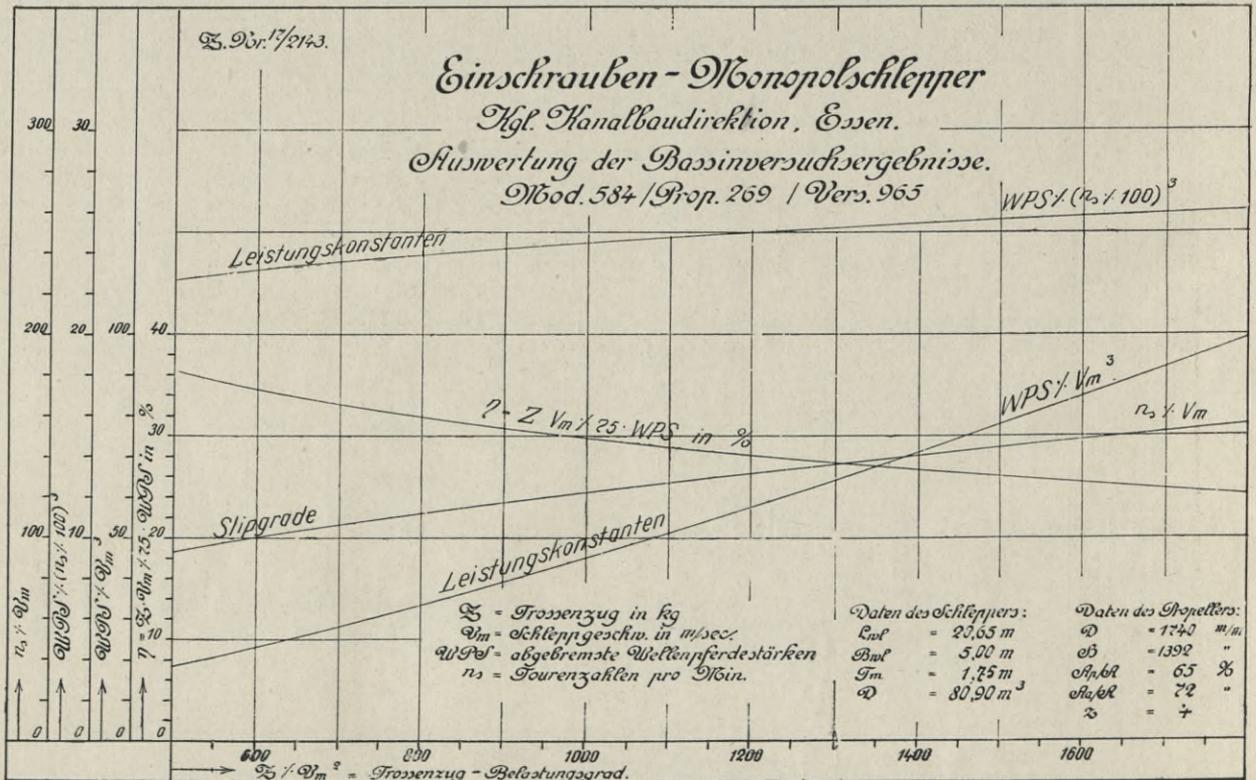


Abb. 110

Leistungsparsnis von etwa 25 % bei einer Serie von 100 Monopolschleppern für die ganze Zeit ihres Bestehens bedeutet, soll in folgendem durch eine

Rentabilitätsrechnung

nachgewiesen werden. Unter der Annahme, daß

sparsnis an Oel. Wegen der um 25 % kleineren Maschinenstärke für gleiche Schleppleistung wird aber außerdem auch noch das Anlagekapital für Maschine und Kessel niedriger, während an dem der Schlepper selbst kaum etwas Nennenswertes erspart werden dürfte. Zieht man nur die Verrin-

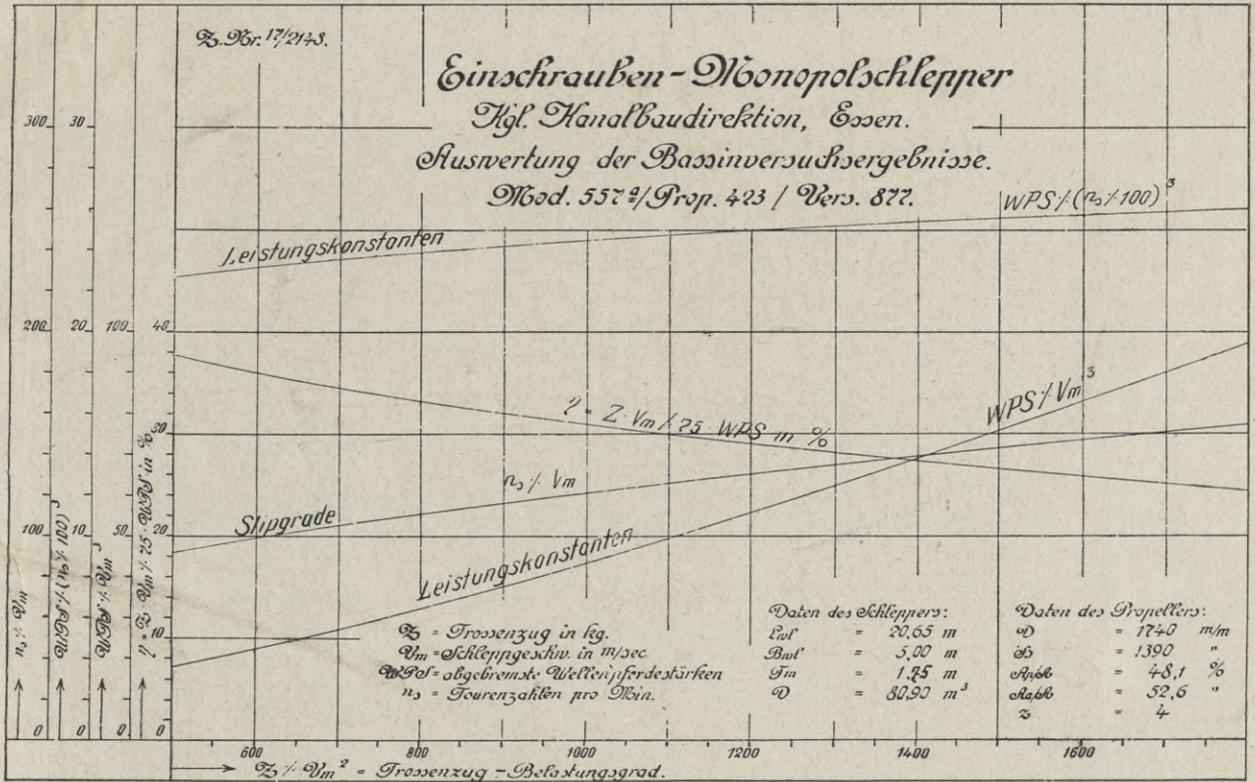


Abb. 111

die betreffenden (150 IPS) Schlepper durchschnittlich 3000 Volldampfstunden im Jahr arbeiten werden, könnte bei jedem derselben das Brennmaterial für etwa 37 Pferdestärken, d. s. $3000 \cdot 37 \cdot 1 \text{ kg} = 121 \text{ t}$, mithin für alle hundert zusammen 12100 t Kohle jährlich gespart werden, was bei einem Preise von 18 M/t, frei Schiff auf der Feuerplatte liegend, bereits ca. 218 000 M ausmachen würde. Hierzu trifft noch eine geringe Er-

gerung der Feuerungskosten in Betracht, so würde dies bei 100 Schleppern mit einer Lebensdauer von 50 Jahren insgesamt schon 50.218 000 M = 10 900 000 M, ohne Einrechnung der teilweisen Verzinsung der laufenden Ersparnisse ausmachen, eine Summe, welche bereits den Gesamt-Anschaffungspreis dieser Fahrzeuge unter normalen Verhältnissen bei weitem überschreitet.



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



16659

L. inw.

Druk. U. J. Zam. 356. 10,000.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000301638

Buchdruckerei Strauß A. - G.
Berlin SW68, Neuenburgerstr. 8