

SCHRIFTENREIHE SCHIFFBAU

W. Abicht, G. Tulinius

Zur Frage des Trimmausgleichs bei der Berechnung des aufrichtenden Moments im längslaufenden Seegang

**Zur Frage des Trimmausgleichs bei der Berechnung des aufrichtenden Moments im
längslaufenden Seegang**

W. Abicht, G. Tulinius, 1. Auflage, Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, 1973

© Technische Universität Hamburg-Harburg

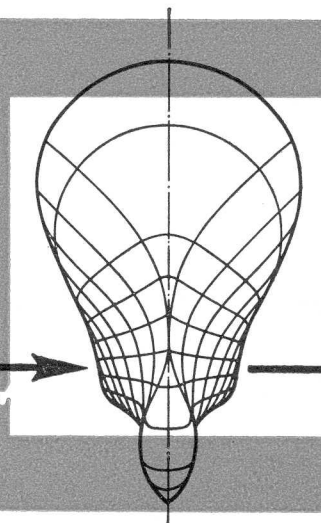
Schriftenreihe Schiffbau

Schwarzenbergstraße 95c

D-21073 Hamburg

<http://www.tuhh.de/vss>

INSTITUT FÜR SCHIFFBAU
DER UNIVERSITÄT HAMBURG



Zur Frage des Trimmausgleichs bei der Berechnung des aufrichtenden Moments im längs-
laufenden Seegang

W. Abicht
G. Tulinius

INSTITUT FÜR SCHIFFBAU DER UNIVERSITÄT HAMBURG

Bericht Nr. 299

Gezeichnet
Hamburg
1973

Zur Frage des Trimmausgleichs
bei der Berechnung des aufrichtenden Moments
im längslaufenden Seegang

W. Abicht

G. Tulinus

Hamburg

1 9 7 3

Inhaltsverzeichnis

Teil I : Physikalische Grundlagen (Dr.-Ing. W. Abicht)

Einleitung	S. 1
Stampfen im längslaufenden Seegang	S. 3
Untersuchung der Kentergefahr in längslaufender See	S. 16
Zusammenfassung und Schluß	S. 19

Teil II : Über den Einfluß der Schiffsform, des Freibords und der Aufbauten auf die Abweichungen der mit und ohne Trimmausgleich berechneten aufrichtenden Momente. Gegenüberstellung der mit zwei unterschiedlichen Rechenprogrammen gewonnenen Ergebnisse. (Dipl.-Ing. G. Tulinus)

Einleitung	S. 23
Zum Einfluß der Schiffsform auf die Hebelarme des vertrimmten Schiffes	S. 26
Hebelarmänderungen durch Trimmausgleich	S. 27
Zusammenfassung	S. 29

Zu dem vorliegenden Bericht gehört ein von Dipl.-Ing. K. Junge verfaßter Anhang, der auf Wunsch eingesehen werden kann.

Teil I :

Physikalische Grundlagen

Einleitung

Bei der Berechnung der Glattwasser- und Seegangspantokarenen eines Schiffes ist es üblich, stets vom unvertrimmten Schiff auszugehen. Tatsächlich wandert jedoch bei Neigungen des Schiffes der Verdrängungsschwerpunkt nicht nur seitlich, sondern auch in Schiffslängsrichtung aus, so daß je nach Lage der Welle zum Schiff und je nach Größe der Neigung unterschiedlich starke Vertrimmungen eintreten. Im Interesse eines begrenzten Rechenaufwands meinte man bisher, diese Vertrimmungen vernachlässigen zu können. In Anbetracht der heute zur Verfügung stehenden modernen Rechenanlagen hat dieser Gesichtspunkt jedoch an Bedeutung verloren und es stellt sich die Frage, ob es nicht besser wäre, bei der Pantokarenberechnung grundsätzlich den Trimmausgleich vorzunehmen.

Um diese Frage beantworten zu können, ist es erforderlich, die bisher für die Beurteilung der Kintersicherheit im Seegang angewandte quasistatische Betrachtungsweise zu verlassen und die im längslaufenden Seegang tatsächlich auftretenden Trimmlagen durch eine Betrachtung des dynamischen Verhaltens abzuschätzen. In dem nachstehenden Abschnitt sind daher die wichtigsten Grundlagen zur Berechnung der Stampfamplituden in achterlicher bzw. vorlicher See zusammengestellt. Am Beispiel der Fregatte "Köln" wird gezeigt, in welcher Größenordnung die jeweils zu erwartenden Stampfamplituden liegen und mit welcher Phasenverschiebung sie auftreten.

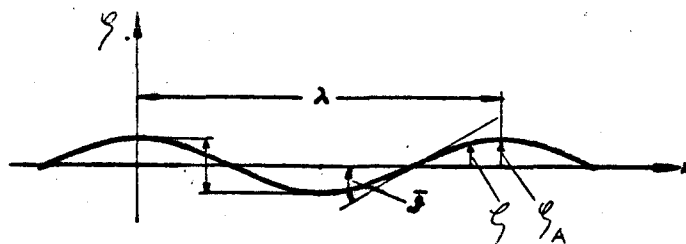
Da zu einer realistischen Stabilitätsbeurteilung auch die Berücksichtigung des Rollverhaltens gehört, wäre es unbefriedigend, wenn man zwar dynamische Betrachtungen im Zusammenhang mit dem Trimmausgleich anstellt, im übrigen aber bei der üblichen quasistatischen Beurteilungsmethode bleiben würde. Insbesondere die

in längslaufender See möglichen instabilen Bewegungszustände können das Schiff u.U. ernsthaft gefährden. Aus diesem Grunde wird im Abschnitt "Untersuchung der Kentergefahr in längslaufender See" in kurzen Stichworten auf die Theorie der Rollbewegungen eingegangen und auf einige Folgerungen hingewiesen, die bei einer Änderung der bestehenden Stabilitätsvorschrift beachtet werden sollten.

Im letzten Abschnitt werden schließlich die Ergebnisse erläutert, die sich aus den in den beiden vorangegangenen Abschnitten behandelten theoretischen Zusammenhängen herleiten lassen. Er schließt mit einigen Empfehlungen für eine verbesserte Beurteilung der Kentersicherheit; insbesondere wird dargelegt, daß die Vornahme des Trimm ausgleichs in einer erweiterten Stabilitätsvorschrift, in der u.a. auch die von den Hebelarm-schwankungen ausgehende Erregung berücksichtigt wird, zu einer zuverlässigeren Sicherheitseinschätzung führen würde.

Stampfen im längslaufenden Seegang

Regelmäßige Wellen :



Die Gleichung einer harmonischen Welle lautet:

$$\xi = \xi_A \cdot \cos \left(\frac{2\pi}{\lambda} x - \omega t \right) ,$$

wobei

$$\omega = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} \quad \text{ist.} \quad \left[\frac{\omega^2}{g} = \frac{2\pi}{\lambda} \right]$$

g = Erdbeschleunigung

Die Wellenfortschrittsgeschw. beträgt:

$$c = \sqrt{\frac{g\lambda}{2\pi}} \quad \left[c = \frac{g}{\omega} \right] \text{ s. obige Gleichung}$$

Vorausgesetzt wird eine Tiefwasserwelle!

Das mit der Geschw. V in x -Richtung fahrende Schiff wird von den Wellen überholt.

Für die Überholperiode T_E bzw. die Begegnungsfrequenz ω_E gilt:

$$T_E = \frac{\lambda}{c - V}$$

$$\omega_E = \frac{2\pi c}{\lambda} - \frac{2\pi V}{\lambda} = \omega - \omega^2 \frac{V}{g} .$$

Bei See von vorne gilt:

$$T_E = \frac{\lambda}{c + V}$$

$$\omega_E = \frac{2\pi c}{\lambda} + \frac{2\pi V}{\lambda} = \omega + \omega^2 \frac{V}{g} .$$

Beim ruhenden Schiff ($V=0$) laufen die Wellen mit der Periode T am Schiff vorbei.

Beim fahrenden Schiff ($V \neq 0$) laufen die Wellen mit der Überholperiode T_E am Schiff vorbei.

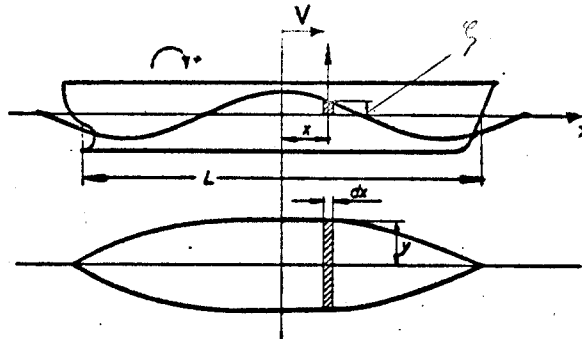
Wird jetzt x von einem schiffsfesten Punkt aus gemessen, so gilt:

$$\eta = \eta_A \cdot \cos \left(\frac{2\pi}{\lambda} x - \frac{2\pi}{T_E} t \right)$$

$$\eta = \eta_A \cdot \cos \left(\frac{2\pi}{\lambda} x - \left[\omega \left(1 + \frac{V^2}{g} \right) \right] t \right)$$

$$\text{(Max. Wellenschräge } \eta = \frac{d\eta}{dx} \Big|_{\text{max}} = \frac{2\pi \eta_A}{\lambda} \text{)}$$

$\omega_E = \frac{2\pi}{T_E}$



Im Vergleich zum Glattwasserzustand wirkt beim Schiff in der Welle ein Trimmoment:

$$M = -2 \rho \int_{-L/2}^{+L/2} \eta y x dx$$

$$M = -2 \rho \eta_A \int_{-L/2}^{+L/2} y x dx \left[\left(\cos \frac{2\pi}{\lambda} x \cdot \cos \omega_E t \right) + \left(\sin \frac{2\pi}{\lambda} x \cdot \sin \omega_E t \right) \right]$$

$$M = -2 \rho \eta_A y \left\{ \int_{-L/2}^{+L/2} x dx \cos \frac{2\pi}{\lambda} x \right\} \cos \omega_E t - 2 \rho \eta_A y \left\{ \int_{-L/2}^{+L/2} x dx \sin \frac{2\pi}{\lambda} x \right\} \sin \omega_E t$$

D.h. das Trimmoment schwankt periodisch mit der Kreisfrequenz ω_E .

Für die weitere Betrachtung genügt es, nur ein Glied zu betrachten:

$$M = -2 \rho \eta_A \int_{-L/2}^{+L/2} y x dx \sin \frac{2\pi}{\lambda} x \cdot \sin \omega_E t \quad \text{oder}$$

$$M = \bar{M} \cdot \cos(\omega_e t + 90^\circ).$$

$\bar{M}$ = Amplitude des durch die Welle erzeugten Trimmomentes.

Dimensionslose Darstellung:

$$\frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \rho \int_A L^2 B} = \frac{4}{L^2 B} \int y x \sin \frac{2\pi}{\lambda} x dx.$$

(s. Bild 111, HdW 60, S. 92)

Begründung für das Verschwinden des ersten Gliedes des auf S. 2 ermittelten Ausdrucks für M:

$$\int x \cos ax dx = \frac{1}{a^2} \cos ax + \frac{x}{a} \sin ax$$

Grenzen: $x = -\frac{L}{2}$ und $x = +\frac{L}{2}$ eingesetzt:

$$\begin{aligned} \int_{-L/2}^{+L/2} x \cos ax dx &= \frac{1}{a^2} \cos \frac{a}{2} L + \frac{L}{2a} \sin \frac{a}{2} L \\ &- \frac{1}{a^2} \cos \frac{a}{2} L - \frac{L}{2a} \sin \frac{a}{2} L = 0. \end{aligned}$$

Stampfeigenfrequenz:

$$J'_{yy} \cdot \ddot{\Theta} + \Delta \cdot \bar{M}_L G \cdot \Theta = 0$$

Stampfwinkel

$\bar{M}_L G \approx \bar{M}_L F = J_y / \Delta$

Verdrängungsgewicht

Massenträgheitsmoment um y-Achse einschl. hydrodyn. Massenträgheitsmoment.

$$J'_{yy} = J_{yy} + J''_{yy}$$

$$J_{yy} = k_{yy}^2 \cdot \frac{\Delta}{g} \quad ; \quad \text{für Frachtschiffe gilt etwa } k_{yy} \approx 0,24L$$

↑
Massenträgheitsradius

$$J''_{yy} = 0,0625 L^2 \frac{\Delta}{g} \left(\frac{J''_{yy}}{[0,25L]^2 \cdot \Delta / g} \right)$$

Dimensionslose Darstellung:

$$J'_{yy} = L^2 \frac{\Delta}{g} \left[(k_{yy}/L)^2 + 0,0625 \left(\frac{J''_{yy}}{[0,25L]^2 \cdot \Delta / g} \right) \right].$$

Das hydrodyn. Massenträgheitsmoment J''_{yy} ist frequenzabhängig (s. Bild 105, HdW 60, S. 88).

Lösung der DGL. ergibt für die Stampfeigenfrequenz (Kreisfrequenz) :

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{\mathcal{H} \cdot J_L}{J'_{yy}}}$$

Bei Berücksichtigung der Dämpfung lautet die DGL.:

$$J'_{yy} \cdot \ddot{\Theta} + b_\Theta \cdot \dot{\Theta} + \Delta \cdot \overline{M_L G} \cdot \Theta = 0$$

Lösung führt zu

$$\omega_{0D} = \omega_0 \cdot \sqrt{1 - d^2} ; \text{ wobei } d = \frac{b_\Theta}{2\sqrt{\mathcal{H} \cdot J_L \cdot J'_{yy}}} .$$

Stampfeigenfrequenz, wenn keine Dämpfung vorhanden

Die Dämpfungskonstante b_Θ ist ebenfalls frequenzabhängig!

(s. Bild 106, HdW 60, S. 88).

Erzwungene Stampfschwingungen :

Die Störung ist periodisch. Da die WL-Fläche nicht mehr eben ist, weicht die Störfunktion vom rückstellenden Trimmoment $\Delta \cdot \overline{M_L G} \cdot \gamma$ bei einem um den Winkel γ im Glattwasser vertrimmten Schiff ab ($\gamma = \vartheta$ bei ∞ langer Welle [ϑ = Wellenschräge]):

$$J'_{yy} \cdot \ddot{\Theta} + b_\Theta \cdot \dot{\Theta} + \mathcal{H} \cdot J_L \cdot \Theta = \overline{M} \cdot \cos(\omega_E t + 90^\circ) .$$

Lösung der DGL.:

$$\Theta = \overline{\Theta} \cdot \cos(\omega_E t - \varepsilon) ;$$

wobei

$$\overline{\Theta} = \frac{\overline{M}}{\sqrt{(\mathcal{H} J_L - J'_{yy} \omega_E^2)^2 + (b_\Theta \omega_E)^2}} \quad \textcircled{I}$$

und

$$\tan \varepsilon = \frac{b_\Theta \omega_E}{\mathcal{H} J_L - J'_{yy} \omega_E^2} .$$

Umformung:

Setze $J_L \equiv k_L \cdot L^3 \cdot B$ und ferner $\Delta = \mathcal{H} \cdot L \cdot B \cdot T \cdot f$:

S. Bild 78, HdW 60, S. 69

$$\frac{\bar{\Theta}}{\nu} = \frac{\frac{\lambda}{L} \cdot \left(\frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \gamma_A L^2 B} \right)}{4\pi \sqrt{\left[k_L - \frac{T \delta}{g} \left(\left\{ \frac{k_{yy}}{L} \right\}^2 + 0,0625 \left\{ \frac{J_{yy}}{0,0625 L^2 d_g} \right\} \right) \omega_E^2 \right]^2 + \left(\frac{b_0 \sqrt{g L}}{\Delta L^2} \right)^2 \cdot \frac{T^2 \delta^2}{g L} \omega_E^2}}$$

Der "statische Ausschlag" infolge der Amplitude $\bar{M}$ des durch die Welle erzeugten Trimmoments beträgt:

$$\left. \begin{array}{l} \Theta_{stat} = \frac{\Delta t}{L} \leftarrow \text{Gesamtvertrimmung} \\ \Delta t = \frac{\bar{M}}{E_T} \leftarrow \text{Einheitstrimmoment} \\ E_T = \frac{\gamma J_L}{L} \end{array} \right\} \Theta_{stat} = \frac{\bar{M}}{\gamma J_L}$$

Gleichung (I) lässt sich leicht auf die bei erzwungenen Schwingungen üblichen Form bringen:

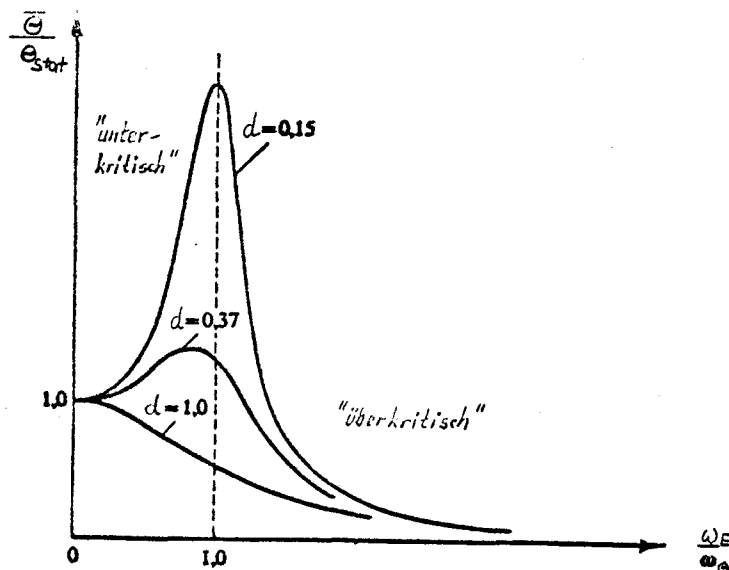
$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{stat}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - [\frac{\omega_E}{\omega_0}]^2)^2 + 4 d^2 [\frac{\omega_E}{\omega_0}]^2}}$$

Zusammenhang zwischen Θ_{stat} und max. Wellenschräge ν :

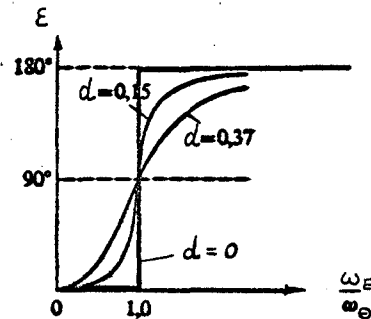
$$\Theta_{stat} = \frac{\lambda/L}{4\pi k_L} \left(\frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \gamma_A L^2 B} \right) \cdot \nu$$

aus

$$\Theta_{stat} = \frac{\Delta t}{L} = \frac{\bar{M}}{\gamma J_L} \quad \text{und} \quad \nu = \frac{2\pi \gamma_A}{R}$$



Für den Phasenwinkel ε ergibt sich, über dem Frequenzverhältnis aufgetragen, folgendes Bild:



Für geringe Dämpfung gilt:

Im unterkritischen Bereich sind das erregende Moment und die Stampfbewegung des Schiffes etwa in Phase, d.h., gleichzeitig mit dem maximalen Trimmmoment tritt auch der maximale Stampfwinkel auf.

Im Resonanzfall ($\omega_E \approx \omega_0$) beträgt die Phasenverschiebung 90° ; der maximale Stampfwinkel tritt eine viertel Periode später auf als das maximale erregende Moment.

Im überkritischen Bereich stampft das Schiff gegenüber dem erregenden Moment in Gegenphase. Der maximale Stampfwinkel tritt etwa eine halbe Periode später auf als das maximale Trimmoment.

Beispiel: Fregatte "Köln" (Schiffsklasse 12000)

$L_{\text{üa}}$	= 109,97 m
L_{CWL}	= 105 m
B	= 11 m
T	= 3,50 m
Δ	2696 t
V_{Marsch}	~ 20 kn
V_{max}	~ 30 kn
α	= 0,543
δ	= 0,500
E_T	= 2550 mt/m
J_L	= 264 000 m ⁴
ϕ_L	= 0,75 m hinter Σ .

Trochoidenwelle gem. BV 1033 : $\lambda = L = 105$ m

$$H = \frac{\lambda}{10+0,05m} = \frac{105}{15,25} = 6,90 \text{ m}$$

Wellenamplitude :

$$\xi_A = \frac{H}{2} = 3,45 \text{ m}$$

Längenträgheitsradius:

$$k_{yy} \approx 0,24 L \quad \gamma_{\text{Wasser}} = 1.0 \text{ t/m}^3$$

Berechnung der Stampfamplitude $\bar{\Theta}$ (See von hinten) :

$$\Theta_{\text{stat}} = \frac{\gamma \rho_A L^2 B}{2 \gamma J_L} \left(\frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \gamma \rho_A L^2 B} \right)$$

Das durch die Welle erzeugte Trimmoment $\bar{M}$ ergibt sich aus dem Diagramm von Weinblum (HdW 60, S 92):

$$\lambda/L = 1, \quad \alpha = 0,54: \quad \left(\frac{\bar{M}}{\frac{1}{2} \gamma \rho_A L^2 B} \right) \approx 0,15.$$

Für Θ_{stat} erhält man:

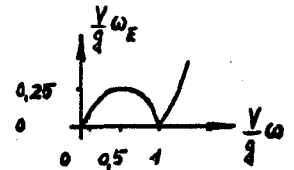
^ (m. "Archimedes" vergleichen!)

$$\Theta_{\text{stat}} \approx \frac{0,15 \cdot 10^2 \cdot 1,102 \cdot 11 \cdot 3,45}{52,8 \cdot 10^4} = 0,1189 = \underline{6,8^\circ}.$$

(Hydrostat. Berechnung ergibt $\Theta_{\text{Stat}_{\text{max}}} = \dots$)

Berechnung der Begegnungsfrequenz:

1. Fall: $V = 20 \text{ km} = 10,29 \text{ m/s}$ und See von achtern
($\lambda = L = 105 \text{ m}$)



$$\omega = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}} = \sqrt{\frac{6,283 \cdot 9,81}{105}} \text{ sec}^{-1} = \sqrt{0,587} \text{ sec}^{-1} = 0,766 \text{ sec}^{-1}.$$

$$\omega_E = \omega - \omega^2 \frac{V}{g} = 0,766 \text{ sec}^{-1} - 0,587 \cdot \frac{10,29}{9,81} \text{ sec}^{-1} = \underline{0,151 \text{ sec}^{-1}}.$$

Frequenzparameter :

$$\omega_E \sqrt{\frac{L}{g}} = 0,151 \cdot \sqrt{\frac{105}{9,81}} = 0,151 \cdot 3,27 = \underline{0,494}.$$

Aus Bild 105, HdW 60, S. 88:

Kurve (1) gilt für schlanke Schiffe!

Extrapolation erforderlich:

(Schiffstyp (1) am ehesten zutreffend)

$$\frac{J''_{yy}}{[0,25 \cdot L]^2 \cdot \Delta / g} \approx \underline{0,5}.$$

Aus Bild 106, HdW 60, S. 88:

Extrapolation erforderlich:

$$\frac{b_2 \cdot \sqrt{g \cdot L}}{\Delta \cdot L^2} \approx \underline{0,05}.$$

Damit ergibt sich:

$$J'_{yy} = L^2 \frac{\Delta}{g} \left[(k_{yy}/L)^2 + 0,0625 \left(\frac{J''_{yy}}{[0,25L]^2 \cdot \Delta / g} \right) \right]$$

$$J'_{yy} = \frac{11025 \cdot 2696}{9,81} \text{ mts}^2 \left[0,0576 + 0,0625 \cdot 0,5 \right] = 269.000 \text{ mts}^2$$

$$\omega_{\ominus} = \sqrt{\frac{g \cdot J_L}{J'_{yy}}} = \sqrt{\frac{1,02 \cdot 264 \cdot 10^3}{269 \cdot 10^3}} \text{ sec}^{-1} = \underline{1,00 \text{ sec}^{-1}}$$

Frequenzverhältnis :

$$\frac{\omega_E}{\omega_{\ominus}} = \frac{0,151}{1.000} = \underline{0,151} ; \left[\frac{\omega_E}{\omega_{\ominus}} \right]^2 = \underline{0,0228}$$

Bei $V > 20$ kn wird $\frac{\omega_E}{\omega_{\ominus}}$ noch kleiner; erreicht den Wert null und liegt bei $V = 30$ kn bei $\frac{\omega_E}{\omega_{\ominus}} = 0,158$.
Im Bereich $20 \text{ kn} < V < 30 \text{ kn}$ gilt also $\bar{\Theta} \approx \Theta_{\text{stat}}$.

Dämpfung:

$$b_{\ominus} = \frac{0,05 \cdot \Delta \cdot L^2}{\sqrt{g L}} = \frac{0,05 \cdot 2696 \cdot 1,1025 \cdot 10^4}{\sqrt{9,81 \cdot 105}} \text{ mts}$$

$$b_{\ominus} = \frac{1,348 \cdot 1,1025 \cdot 10^3}{32,1 \text{ m}^{-1} \text{ t}^{-1} \text{ s}^{-1}} = 46.350 \text{ mts}$$

$$d = \frac{b_{\ominus}}{2 \sqrt{g \cdot J_L \cdot J'_{yy}}} = \frac{46,35 \cdot 10^3}{2 \sqrt{269 \cdot 269 \cdot 10^3}} = \frac{23,175}{269} = \underline{0,086}$$

Stampfamplitude :

$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{\text{stat}}} = \frac{1}{\sqrt{0,9772^2 + 0,0296 \cdot 0,0228}} = \frac{1}{\sqrt{0,9549 + 0,0007}} = \frac{1}{\sqrt{0,9556}}$$

$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{\text{stat}}} = \frac{1}{0,9775} = \underline{1,023}$$

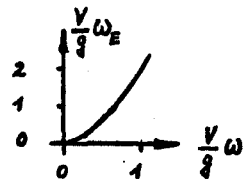
D.h. bei achterlicher See sind die Stampfamplituden etwa genau so groß wie die Vertrimmung infolge der Welle. Zwischen der Stampfamplitude und der Lage der Welle zum Schiff besteht jedoch eine Phasenverschiebung (vorstehendes Ergebnis war wegen des kleinen Frequenzverhältnisses $\frac{\omega_E}{\omega_{\ominus}} = 0,151$ zu erwarten).

Es bleibt noch zu untersuchen, von welcher Geschwindigkeit ab in von vorn kommender See größere bzw. kleinere Stampfamplituden als Θ_{stat} auftreten.

Berechnung der Stampfamplitude $\bar{\Theta}$

(See von vorne) :

Berechnung der Begegnungsfrequenz:



$V = 20 \text{ kn} = 10,29 \text{ m/s}$ und See von vorne ($\lambda = L = 105 \text{ m}$)

$[30 \text{ kn} = 15,43 \text{ m/s}]$

Bem.: Die jeweils zusätzlich in eckigen Klammern angegebenen Zahlenwerte gelten für $V = 30 \text{ kn}$.

$$\omega = 0,766 \text{ sec}^{-1}$$

$$\omega_E = \omega + \omega^2 \frac{V}{g} = 0,766 \text{ s}^{-1} + 0,615 \text{ sec}^{-1} = \underline{1,381 \text{ sec}^{-1}} \\ [1,690 \text{ sec}^{-1}]$$

Frequenzparameter :

$$\omega_E \cdot \sqrt{\frac{L}{g}} = 1,381 \cdot 3,27 = \underline{4,516} \\ [5,525]$$

Aus Bild 105, HdW 60, S. 88 (Kurve ①) :

$$\frac{J''_{yy}}{[0,25L]^2 \cdot \Delta/g} \approx \underline{0,4}.$$

Aus Bild 106, HdW 60, S. 88 (Kurve ①) :

$$\frac{b_0 \cdot \sqrt{g \cdot L}}{\Delta \cdot L^2} \approx \underline{0,0786} \\ [0,047]$$

$$J'_{yy} = L^2 \frac{\Delta}{g} \left[\left(k_{yy}/L \right)^2 + 0,0625 \left(\frac{J''_{yy}}{(0,25L)^2 \cdot \Delta/g} \right) \right]$$

$$= \frac{11025 \cdot 2696}{9,81} \text{ mts}^2 [0,0576 + 0,0625 \cdot 0,4] =$$

$$= 3,03 \cdot 10^6 \text{ mts}^2 \cdot 0,0826 = 250.000 \text{ mts}^2$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g \cdot J_L}{J'_{yy}}} = \sqrt{\frac{1,02 \cdot 264 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^3}} \text{ sec}^{-1} = \\ = \sqrt{1,077} \text{ sec}^{-1} = \underline{1,04 \text{ sec}^{-1}}.$$

Frequenzverhältnis :

$$\frac{\omega_E}{\omega_0} = \frac{1,381}{1,04} = \underline{\underline{1,33}} \quad (\text{überkritischer Bereich})$$

$$\left[\frac{\omega_E}{\omega_0} \right]^2 = \underline{\underline{1,77}}.$$

$$\left[\begin{array}{l} \frac{\omega_E}{\omega_0} = \frac{1,69}{1,04} = 1,63 \\ \left[\frac{\omega_E}{\omega_0} \right]^2 = 2,65 \end{array} \right]$$

Dämpfung:

$$b_0 = \frac{0,0786 \cdot \Delta \cdot L^2}{\sqrt{g \cdot L}} = 72.800 \text{ mts} \quad [43.530 \text{ mts}]$$

$$d = \frac{b_0}{2\sqrt{J_z \cdot J_{yy}}} = \frac{36,400}{\sqrt{1,02 \cdot 264 \cdot 250}} = \frac{36,4}{259,5} = \underline{\underline{0,14}}.$$

$$\left[d = \frac{21,765}{259,5} = 0,084 \right]$$

Stampfamplitude :

$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{stat}} = \frac{1}{\sqrt{0,77^2 + 0,0785 \cdot 1,77}} = \frac{1}{\sqrt{0,593 + 0,139}} =$$

$$= \frac{1}{0,856} = \underline{\underline{1,17}}.$$

$$\left[\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{stat}} = \frac{1}{\sqrt{1,65^2 + 0,0282 \cdot 2,65}} = \frac{1}{\sqrt{2,723 + 0,075}} = \right.$$

$$\left. = \frac{1}{1,673} = 0,598 \right]$$

(Die berechneten Stampfamplituden haben nur theoretische Bedeutung. Da die zugrunde gelegten ungünstigen Verhältnisse [regelmäßige Wellen mit $\lambda = L = 105 \text{ m}$ und $6,90 \text{ m}$ Höhe!] praktisch nicht vorkommen, sind die auftretenden Stampfamplituden kleiner).

Ergänzungen:

See von vorne: $V = 21 \text{ kn} = 10,80 \text{ m/sec}$

$$\omega = 0,766 \text{ sec}^{-1}$$

$$\omega_E = \omega + \omega^2 \frac{V}{g}$$

$$= 0,766 \text{ sec}^{-1} + \frac{0,587 \cdot 10,8}{9,81} \text{ sec}^{-1} = 1,412 \text{ sec}^{-1}$$

$$\frac{\omega_E}{\omega_\theta} = \frac{1,412}{1,038} = 1,36; \left[\frac{\omega_E}{\omega_\theta} \right]^2 = 1,85$$

$$4 d^2 \approx 0,0735$$

Stampfamplitude

$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{stat}} = \frac{1}{\sqrt{0,85^2 + 0,0735 \cdot 1,85}} = \frac{1}{\sqrt{0,8585}} = \underline{\underline{1,08}}.$$

Bei $V = 20$ km ist $\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{stat}} = 1,17$; daraus folgt, daß $\bar{\Theta} = \Theta_{stat}$ etwa bei 22 km erreicht wird!

See von vorne : $V = 0$

(bzw. von hinten) $\omega_E = \omega = 0,766 \text{ sec}^{-1}$

Frequenzparameter

$$\omega_E \sqrt{\frac{L}{g}} = 0,766 \cdot 3,27 = 2,50$$

Aus Bild 105 :

$$\frac{J_{yy}''}{[0,25L]^2 \cdot \Delta/g} \approx 0,54$$

Aus Bild 106 :

$$\frac{b_\theta \cdot \sqrt{gL}}{\Delta \cdot L^2} \approx 0,12$$

$$J_{yy}' = 3,03 \cdot 10^6 \text{ mts}^2 [0,0576 + 0,0625 \cdot 0,54] = 277.000 \text{ mts}^2$$

$$\omega_\theta = \sqrt{\frac{4J_L}{J_{yy}'}} = \sqrt{\frac{1,02 \cdot 264 \cdot 10^3}{277 \cdot 10^3}} \text{ sec}^{-1} = \sqrt{0,9725} \text{ sec}^{-1} = 0,986 \text{ sec}^{-1}$$

Frequenzverhältnis

$$\frac{\omega_E}{\omega_\theta} = \frac{0,766}{0,986} = 0,777$$

$$\left[\frac{\omega_E}{\omega_\theta} \right]^2 = 0,6037$$

Dämpfung

$$b_\theta = \frac{0,12 \cdot \Delta \cdot L^2}{\sqrt{gL}} = \frac{46.350 \cdot 0,12}{0,05} \text{ mts} = 111200 \text{ mts}$$

$$d = \frac{b_0}{2\sqrt{J_z J_y}} = \frac{55600}{\sqrt{1,02 \cdot 264 \cdot 277}} = 0,204$$

$$2d = 0,408$$

$$4d^2 = 0,1665$$

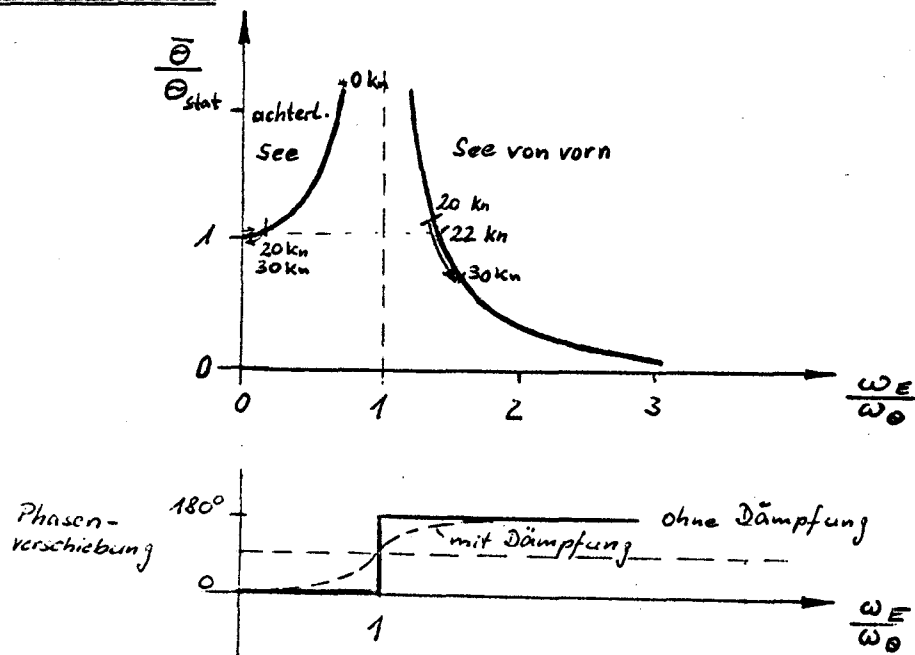
Stampfamplitude

$$\frac{\bar{\Theta}}{\Theta_{\text{stat}}} = \frac{1}{\sqrt{0,3963^2 + 0,1665 \cdot 0,6037}} = \frac{1}{\sqrt{0,1570 + 0,0101}} = 2,45.$$

Schlußfolgerung:

Die Resonanzstelle wird beim Fahren in von vorn kommender See bei einer recht niedrigen Schiffsgeschwindigkeit V erreicht.

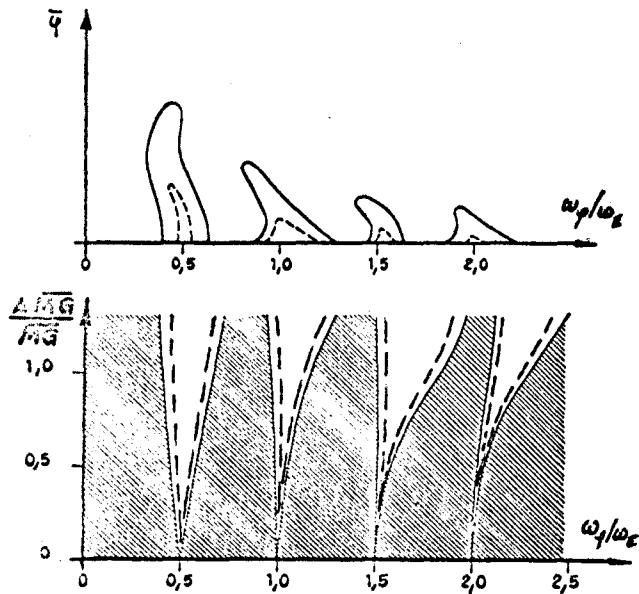
Zusammenfassung:



- 1) Im Bereich $20 \text{ kn} < V < 30 \text{ kn}$ sind bei achterlicher See die Stampfamplituden etwa gleich dem statischen Ausschlag Θ_{stat} .
Bei $V < 20 \text{ kn}$ können sie etwas größer werden.
- 2) Ab $V > 22 \text{ kn}$ ist bei von vorne kommender See die Stampfamplitude kleiner als der statische Ausschlag. Bei $V = 30 \text{ kn}$ ist $\bar{\Theta}$ nur noch $\sim 0,6 \Theta_{\text{stat}}$.
Bei $V < 20 \text{ kn}$ können jedoch größere Stampfamplituden auftreten.

Untersuchung der Kentergefahr in längslaufender See

1) Regelmäßiger Seegang:



"Resonanzkurven":

- $\Delta \overline{MG}$ groß; $\overline{MG}$ klein; Dämpfung gering
- - - $\Delta \overline{MG}$ klein; $\overline{MG}$ groß; Dämpfung groß

Lineare Theorie:

Die instabilen Bereiche bei $\frac{\omega_p}{\omega_E} = \frac{1}{2}, 1, \frac{3}{2}$ usw. sind um so breiter, je größer $\Delta \overline{MG}$ und je kleiner $\overline{MG}$ ist

(— ohne Dämpfung, - - - mit Dämpfung)

See von vorn: $\omega_E = \omega + \frac{V}{g} \omega^2$

See von hinten: $\omega_E = \omega - \frac{V}{g} \omega^2$ (Vorzeichenwechsel, wenn Schiffsgeschw. > Wellengeschw.)

Schwerewelle $\omega = \sqrt{\frac{2\pi g}{\lambda}}$

Rolleigenfrequenz $\omega_p = \sqrt{g \cdot \frac{MG}{i^2}}$

Frequenzverhältnis

$$\frac{\omega_p}{\omega_E} = \frac{\sqrt{g \cdot \frac{MG}{i^2}} \cdot \lambda}{2\pi i (\sqrt{\frac{g \lambda}{2\pi}} \pm V)}$$

- ["minus": See von hinten]
- ["plus" : See von vorn]

Für $\frac{\Delta \overline{MG}}{\overline{MG}} \left(\frac{\omega_p}{\omega_E} \right)^2 \ll 1$ liefert die lineare Theorie:

a) instabiler Zustand bei See von vorn, wenn Fr innerhalb des nachstehenden Bereichs liegt:

Betrag unabhängig von Richtung der längslaufenden See

$$Fr_{1,2} = \frac{\sqrt{L'} \cdot \sqrt{MG \pm \frac{1}{2} \Delta \overline{MG}}}{\pi \cdot i} - \frac{1}{\sqrt{2\pi}}$$

b) instabiler Zustand bei See von hinten, wenn Fr innerhalb des nachstehenden Bereichs liegt:

$$Fr_{1,2} = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} - \frac{\sqrt{L'} \cdot \sqrt{MG \pm \frac{1}{2} \Delta \overline{MG}}}{\pi \cdot i}$$

Vorausgesetzt: Regelmäßige "Schwerewellen" der Länge $\lambda = L$ und tiefes

Wasser

(bei $\lambda \neq L$ ebenfalls Kentern möglich; die Schwankung

$\Delta \overline{MG}$ ist dann jedoch erfahrungsgemäß kleiner).

Liegt F_r innerhalb der angegebenen Grenzen, so besteht Kentergefahr. Liegt F_r außerhalb dieser Grenzen, so kann ein Kentern nicht völlig ausgeschlossen werden, da auch in der Umgebung von $\frac{\omega}{\omega_E} = 1,3/2,2$ usw. instabile Bewegungszustände vorhanden sind.

Die vorstehenden Formeln gelten für $\Delta \overline{MG} / \overline{MG} < 2$. Sie sind um so genauer, je kleiner $\Delta \overline{MG} / \overline{MG}$ ist.

Aus den Formeln ist ersichtlich, wie sich eine $\overline{MG}$ -Änderung auf die Breite des instabilen Bereichs auswirkt. Sie zeigt ferner, daß der instabile Bereich mit wachsendem $\Delta \overline{MG}$ größer wird (da bei gegebenem Schiff $\Delta \overline{MG}$ mit der Wellenhöhe zunimmt: $\tilde{F}_r$ -Bereich um so breiter, je größer die Wellenhöhe!).

Ist $\Delta \overline{MG} \approx 0$, so ist $\tilde{F}_{r_1} \approx \tilde{F}_{r_2}$: der instabile Bereich verschwindet:

keine Kentergefahr.

2) Unregelmäßiger Seegang:

Kann nur dann gefährlich werden, wenn Einzelwellen mit einer bestimmten Frequenz vorherrschen $\rightarrow$ ungünstiges Frequenzverhältnis kann zu einem instabilen Bewegungszustand führen!

Häufung von Einzelwellen gleicher Frequenz liegt vor, wenn das Begegnungsspektrum "schmal" ist.

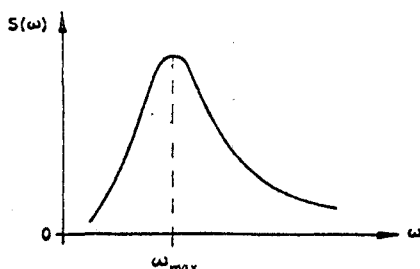
Begegnungsspektrum wird immer dann "schmal", wenn die See von hinten kommt und Wellen der Kreisfrequenz $\omega \approx 0,5$ g/v im Seegangsspektrum besonders stark vertreten sind.

Seegangsspektrum: $S(\omega) = \frac{a}{\omega^5} \cdot e^{-\frac{b}{\omega^4}}$ ["Bretschneidersche Formel"]

$$\frac{dS}{d\omega} = -5a\omega^{-6} e^{-\frac{b}{\omega^4}} + 4b\omega^{-10} a e^{-\frac{b}{\omega^4}}$$

$$\frac{dS}{d\omega} = 0, \text{ wenn } 5a\omega^{-6} = 4ab\omega^{-10} \omega^{-4}$$

$$b = 691 T_v^{-4} \text{ ("Bretschneider")}$$



$$\omega^4 = \frac{4 \cdot 691}{5 \cdot T_v^4}$$

$$\omega^4 = \frac{552,8}{T_v^4}$$

$$\omega_{max} = 4,85 \cdot T_v^{-1}$$

T_v = kennzeichnende
Wellenperiode
(aus Beobachtungen)

Unendlichkeitsstelle des Umrechnungsfaktors $\frac{d\omega}{d\omega_c}$ fällt mit dem Maximum des Seegangsspektrums zusammen, wenn:

$$0,5gT_v = 4,85 \cdot V$$

$$\underline{V = \frac{0,5g}{4,85} T_v = 1,012 \text{ m sec}^{-2} \cdot T_v}$$

3) Folgerungen:

Durch folgende Maßnahmen kann man aus dem instabilen Bereich herauskommen:

- 1) Änderung von V , so daß $\mathcal{F}_r$ außerhalb eines gefährlichen Bereichs liegt.
- 2) Änderung von $\overline{MG}$ (oder - durch Über- u. Unterwasserschiff!
Formänderung - von $\Delta \overline{MG}$).
- 3) Einschränkung des Fahrtgebietes: in Gebieten schwächeren Seegangs sind die Wellenhöhen und damit $\Delta \overline{MG}$ kleiner.
- 4) Änderung von L und i (sofern überhaupt möglich).
- 5) Vergrößerung der Rolldämpfung (durch Schlingerkiel, Schlingerdämpfungsanlagen).

Zusammenfassung und Schluß

Wie das weiter oben behandelte Beispiel der Fregatte "Köln" zeigt, liegen die auftretenden Stampfamplituden $\bar{\Theta}$ in der Größenordnung der hydrostatischen Vertrimmung $\Theta_{\text{stat.}}$ des Schiffes in der Welle. Fast völlige Übereinstimmung erhält man im Falle der von hinten kommenden See; lediglich bei relativ geringen Geschwindigkeiten überschreitet hier der Stampfwinkel den hydrostatisch berechneten Trimmwinkel ("unterkritischer" Bereich). Bei achterlicher See ist es also auf jeden Fall realistischer, die aufrichtenden Hebelarme für die Wellenberg- und Wellental-lage und gegebenenfalls auch für Zwischenlagen unter Berücksichtigung der hydrostatischen Vertrimmung zu berechnen. Das gilt vor allem auch deswegen, weil im unterkritischen Bereich kaum eine Phasenverschiebung zwischen der hydrostatischen Vertrimmung und der tatsächlichen Lage des Schiffes in der Welle besteht. Hinzu kommt, daß wegen der bei achterlicher See geringen Frequenz-verhältnisse $\frac{\omega_F}{\omega_0}$ man sich auch hinsichtlich der Tauchbewegung im unterkritischen Bereich befindet; d.h. das Schiff hebt und senkt sich mit der Welle. Größere Ein- und Austauchungen, wie sie beim Fahren gegen die See wegen der Phasenverschiebung von bis zu 180° auftreten, sind also nicht zu erwarten, so daß man in erster Näherung mit einer konstanten Verdrängung rechnen kann. Andere Verhältnisse treten bei von vorn kommender See auf. Bei hoher Geschwindigkeit können die Stampfamplituden recht klein werden; die Annahme einer unvertrimmten Lage des Schiffes in der Welle kommt der Wirklichkeit näher als die Annahme einer vertrimmten Lage.*¹ Im übrigen ist hierbei zu beachten, daß das Schiff nunmehr nahezu in Gegenphase stampft: ergibt z.B. die hydrostatische Rechnung einen vorlastigen Trimm, so ist das Schiff wegen der Phasenverschiebung tatsächlich noch achterlastig vertrimmt. Durch eine hydrostatische Rechnung mit Trimm-ausgleich würde man in diesem Fall die tatsächlichen Gegebenheiten also nicht erfassen.

*¹) Hierbei ist die Verdrängung jedoch nicht konstant.

Da man davon ausgehen muß, daß ein Schiff sowohl in achterlicher als auch in von vorn kommender See fährt, kann sowohl die Berechnung der Seegangshebelarme mit Trimmausgleich als auch ohne Trimmausgleich als Näherung für die wirklichen Verhältnisse geeignet sein. Vom Standpunkt der Kentersicherheit ist es jedoch ausreichend, sich nur auf den Fall der nachlaufenden See zu beschränken. Man kann nämlich zeigen, daß bei See von vorn das Begegnungsspektrum des natürlichen Seegangs stets relativ "breit" ist: die Einzelwellen, in die man sich den unregelmäßigen Seegang zerlegt denken kann, haben recht unterschiedliche Frequenzen, so daß es von der Gesamtzahl nur wenige Wellen sind, die das Schiff zu parametererregten Rollschwingungen anregen. Die Gefahr der Rollresonanz ist also nur gering. Bei achterlicher See wird dagegen unter bestimmten Voraussetzungen das Begegnungsspektrum recht schmal, so daß die Wirkung des natürlichen Seegangs auf das Schiff nahezu die gleiche ist wie beim regelmäßigen Seegang. In diesem Fall besteht die Möglichkeit, daß die Rollbewegung instabil wird und das Schiff aus diesem Grunde kentert.

Ogleich es möglich ist, durch entsprechende Sicherheitsbestimmungen die Wahrscheinlichkeit des Kenterns infolge der geschilderten Umstände zumindest stark einzuschränken, enthalten die nationalen und internationalen Stabilitätsvorschriften noch keine derartigen Regeln. Eine Berücksichtigung der Bewegungsvorgänge im Seegang braucht dabei keineswegs einen Verzicht auf das bewährte quasistatische Beurteilungskriterium (Gegenüberstellung der kennzeichnenden Seegangshebel und der Hebel der krängenden Momente) zu bedeuten. Ein bedeutender Schritt wäre es schon, wenn man sich dazu entschließen könnte, an Schiffe mit großen Hebelarmschwankungen im Seegang etwas höhere Sicherheitsanforderungen zu stellen. Abweichend von der jetzigen Regelung sollte man dann aber nicht mehr die Pantokarenen für unvertrimmte Lagen des Schiffes berechnen, sondern den in achterlicher See der Wirklichkeit näher kommenden Trimmausgleich vornehmen. Ferner sollte man die aufrichtenden Hebelarme außer für die Wellenberg- und Wellentallage auch für mehrere Zwischenlagen

berechnen^{*)}. Wie die im zweiten Teil des Berichts durchgerechneten Beispiele zeigen, sind die Hebelarmwerte in Zwischenlagen sehr oft kleiner bzw. größer als in der Wellenberg- bzw. Wellentallage. Die Abweichung zwischen dem jeweils lediglich aus dem Wellenberg- und Wellentalhebel gebildeten Mittelwert und dem arithmetischen Mittel aller Zwischenwerte ist unter Umständen erheblich, so daß es sinnvoll wäre, den "kennzeichnenden" Seegangshebel als Mittelwert der für mehrere Lagen der Welle zum Schiff berechneten Hebelarme zu definieren.

Ein weiterer Grund für die Durchführung des Trimmausgleichs bei einer in der erwähnten Weise erweiterten Stabilitätsvorschrift ist die genauere Erfassung der tatsächlich auftretenden Hebelarmschwankungen. Die ohne Trimmausgleich berechneten Wellenberg- und Wellentalhebeln liegen in der Mehrzahl der untersuchten Fälle weniger weit auseinander als es der Wirklichkeit entspricht (vgl. Teil II). Das kann zu einer Unterschätzung der tatsächlichen Gefährdung des Schiffes in nachlaufender See führen. Berechnet man dagegen die Hebelarme unter Beachtung der in der Welle jeweils eintretenden Vertrimmung, so ist die Wahrscheinlichkeit einer Fehleinschätzung wesentlich geringer.

Eine generelle Aussage darüber, ob man mit oder ohne Trimmausgleich größere Pantokarenenwerte erhält, läßt sich nicht treffen. Das liegt u.a. daran, daß bei der relativ hohen Berechnungswelle ($H = \lambda / (10 + 0,05 \cdot \lambda)$) der Aufbauteneinfluß recht groß ist. So ist es z.B. bei entsprechender Lage und Größe der Aufbauten durchaus möglich, daß sich mit Trimmausgleich ein kleinerer Pantokarenenwert ergibt als ohne Trimmausgleich, obgleich aufgrund der gewählten Unterwasserform (z.B. schlankes Schiff mit Spiegelheck) eher eine Zunahme zu erwarten war.

^{*)} Der damit verbundene Mehraufwand mag ein Grund dafür gewesen sein, daß man den Seegangseinfluß bisher nur durch die Hebelarme des unvertrimmten Schiffes im Wellenberg und im Wellental berücksichtigt hat. Bei den heutigen Möglichkeiten des EDV-Einsatzes ist der zeitliche Mehraufwand praktisch bedeutungslos; die damit verbundenen Mehrkosten für die Berechnungen sind im Interesse der Sicherheit des Schiffes gerechtfertigt.

Zum Schluß sei noch einmal darauf hingewiesen, daß ohne Beachtung der Kentergefahren im nachlaufenden Seegang eine wahlweise Berechnung der Seegangspantokarenen mit oder ohne Trimmausgleich im Interesse der Kentersicherheit nicht zugelassen werden sollte. Es wäre dann nämlich naheliegend, immer dann, wenn der Trimmausgleich zu höheren Pantokarenenwerten führt, diesen vorzunehmen. Schiffsformen, bei denen der Trimm- ausgleich zu relativ großen aufrichtenden Hebelarmen führt, sind jedoch oft nicht besser, sonder schlechter als andere Formen. Denn vielfach steigt mit der Hebelarmvergrößerung auch die Hebelarmschwankung; d.h. gerade die Formen, die man bei einem zugelassenen Trimmausgleich wegen der relativ großen Hebelarmwerte bevorzugen würde, weisen oft ein sehr ungünstiges Rollverhalten auf, das in besonderen Situationen sogar zum Kentern führen kann. Auch aus diesem Grunde empfiehlt es sich, von der gegenwärtigen Praxis, die Pantokarenen für unvertrimmte Lagen des Schiffes zu bestimmen, nur dann abzuweichen, wenn die Beeinträchtigung der Kentersicherheit durch das Rollen in achterlicher See besonders beachtet wird.

Teil II :

Über den Einfluß der Schiffsform, des Freibords und der Aufbauten auf die Abweichungen der mit und ohne Trimmausgleich berechneten aufrichtenden Momente.

Gegenüberstellung der mit zwei unterschiedlichen Rechenprogrammen gewonnenen Ergebnisse.

Einleitung

Die Momenten- bzw. Hebelarmbilanz stellt eine heute übliche Methode zur Beurteilung der Stabilität eines Schiffes dar. Der Einfluß des Seegangs wird dadurch berücksichtigt, daß für das in einer regelmäßigen Trochoidenwelle unvertrimmt liegende Schiff die Hebelarme der Wellenberg- und Wellentallage berechnet und die sich hieraus ergebenden Mittelwerte als kennzeichnende Seegangshebel betrachtet werden.

Durch Berücksichtigung der hydrostatischen Vertrimmung (Trimmausgleich) ergibt sich eine neue veränderte Form des Unterwasservolumens und demzufolge abweichende Hebel. Diese Abweichungen sind je nach Form des Schiffes, Lage und Größe der Aufbauten sowie Phasenlage der Welle zum Schiff unterschiedlich groß. Recht gering werden die Unterschiede in der reinen Berg- bzw. Tallage, und zwar insbesondere dann, wenn das Schiff zum Hauptspant weitgehend symmetrisch ist. In anderen Wellenlagen entsteht aber durch die Unsymmetrie der Welle zum Hauptspant ein größeres Trimmoment, das eine größere Formänderung des eingetauchten Schiffsvolumens und damit stärkere Hebelarmabweichungen zur Folge hat.

Es stellt sich die Frage, ob durch die Berücksichtigung der hydrostatischen Vertrimmung die wirklichen Verhältnisse besser erfaßt und damit die Kintersicherheit zuverlässiger zu beurteilen ist.

Beide Methoden stellen gewisse Ersatzmodelle für das Schiff im natürlichen Seegang dar. Da die dynamischen Kräfte und Einflüsse, die im Seegang auf das Schiff ausgeübt werden, aber weiterhin unberücksichtigt bleiben, besteht leicht die Gefahr, daß durch eine Verfeinerung der quasistatischen Methode nicht vorhandene Genauigkeit vorgetäuscht wird. Unter bestimmten Voraussetzungen - wie bei achterlicher See und kleiner Relativgeschwindigkeit der Welle zum Schiff - werden die wirklichen Verhältnisse durch Trimm Ausgleich besser erfaßt. Bei Frequenzverhältnissen, bei denen eine Phasenverschiebung zwischen der erregenden Welle und dem zu Stampf schwingungen angeregten Schiffskörper besteht, empfiehlt es sich jedoch, auf den Trimm Ausgleich zu verzichten, da hier die Annahme eines unvertrimmten Schiffes der Wirklichkeit meist näher kommt.

Die Frage läßt sich also nur schwer beantworten und nicht ohne Beachtung des dynamischen Verhaltens im Seegang. Hierzu wurde bereits im ersten Teil des Berichts ausführlich Stellung genommen.

Im folgenden soll zunächst versucht werden, einen Überblick über den Einfluß der Schiffsform und der Aufbauten auf die Größenunterschiede der nach beiden Methoden ermittelten Seegangshebel zu gewinnen.

Für zwei Marinefahrzeuge wurden die Hebelarme nach beiden Methoden, bei jeweils 10 Phasenlagen der Welle zum Schiff, berechnet. Die Berechnungen gelten gleichzeitig als Kontrollrechnung für die mit einem Rechenprogramm des BWB berechneten Hebelarme.

Hauptdaten dieser Fahrzeuge sind:

<u>Fregatte Klasse 12 000</u>		<u>Schnellboot Klasse 14 200</u>	
Länge ü.a.	109,91 m	Länge ü.a.	42,50 m
Länge d.KWL	105,00 m	Länge d.KWL	39,90 m
Breite a.Spt.	11,00 m	Breite a.Planken	6,97 m
Seitenhöhe auf L/2	6,50 m	Seitenhöhe auf L/2	3,64 m
Verdrängung	2 638,00 m ³	Verdrängung	216,54 m ³
$\overline{KG}$ über OKK	4,62 m	$\overline{KG}$ über UKK auf L/2	2,685 m
Gew.Schwerpkt. hinter Hauptspt.	0,746 m	Gew.Schwerpkt. hinter Hauptspt.	3,64 m
Aufbauten entsprechend Skizze Abb. 2		Ohne Aufbauten Skizze Abb. 3	
H/T	1,56	H/T	1,85
(T = Glattwassertiefg.)		(T = Glattwassertiefg.)	

Außerdem dienen die Berg-, Tal- und Glattwasserhebel von sieben anderen Schiffstypen der vergleichenden Betrachtung zur Beurteilung des Formeinflusses auf die Hebelarmdifferenzen (s. Anhang von Dipl.-Ing. K. Junge).

Die Wellenlängen und -höhen entsprechen der Stabilitätsvorschrift der Deutschen Bundesmarine. Alle Berechnungen wurden mit Hilfe des Rechenprogramms Archimedes 1800 durchgeführt.

Kontrollrechnung

In den Abb. 4 - 13 und 19 - 28 sind, jeweils für eine Phasenlage der Welle zum Schiff, die mit dem Programm Archimedes 1800 als auch die mit dem Rechenprogramm des BWB berechneten Hebelarmwerte für die Fregatte und das Schnellboot zum Vergleich aufgetragen. Die Legende zu den unterschiedlich gekennzeichneten Kurven ist in Abb. 4 angegeben.

Die Ergebnisse stimmen im allgemeinen gut überein. Für die Fregatte sind jedoch bei den Phasenlagen 5 - 8, d.h. Wellenberg auf 0,4 L - 0,7 L der Schiffslänge von hinten, Abweichungen festzustellen, die bei Neigungswinkeln um 45° bis zu 0,05 m und bei 75° bis 0,09 m betragen. Da diese Abweichungen in Phasenlagen mit Wellenberg im Bereich der von Bord zu Bord reichenden Aufbauten und nur bei größeren Neigungswinkeln vorkommen, wird der Fehler in geringfügig unterschiedlicher Aufmessung der Aufbauten zu finden und nicht auf Ungenauigkeit des Rechenprogramms zurückzuführen sein. Im übrigen sind die Differenzen klein; das gilt auch für das Schnellboot, bei dem die maximalen Abweichungen nur etwa 0,02 m betragen. Die Mittelwerte der Hebel aus den zehn Phasenlagen (dargestellt in den Abb. 14 und 29) zeigen Abweichungen, die für die Fregatte bei Neigungswinkeln bis 60° weniger als 0,03 m (bei 75° bis 0,06 m) und für das Schnellboot erst bei Neigungswinkeln über 30° bemerkbar werden und weniger als 0,01 m betragen.

Zum Einfluß der Schiffsform auf die Hebelarme des vertrimmten Schiffes

Bei kleinen Neigungen wird die Formstabilität eines Schiffes durch den metazentrischen Radius $\overline{MF}$ und die Höhe des Verdrängungsschwerpunktes $\overline{KF}$ bestimmt. Bei konstanter Verdrängung ist $\overline{MF}$ allein von der Geometrie der Schwimmwasserlinie ($\overline{MF} = I_B / V$, I_B = Breitenträgheitsmoment der Wasserlinie) und $\overline{KF}$ von der Form des eingetauchten Volumens abhängig. Durch Vertrimmung ändern sich die Größen $\overline{MF}$ und $\overline{KF}$ entsprechend den Spantformen im Bereich der ein- und austauchenden Keilstücke. Das Schiff erfährt eine Stabilitäts- bzw. Hebelarmänderung.

Der qualitative Einfluß der unterschiedlichen Schiffsformen soll mit Hilfe der beiden Spantenrisse in Abb. 1 veranschaulicht werden. Es handelt sich um ein Handelsschiff vom Typ "Series 60" mit steilen U-Spanten im Vorschiff, V-Spanten im Hinterschiff und Kreuzerheck und um die Fregatte Klasse 12000 mit ausfallenden V-Spanten im Vorschiff, trapezförmigen Spanten im Hinterschiff und Spiegelheck.

Für den metazentrischen Radius gilt allgemein:

$$\overline{MF} = J_B / V = 1/V \cdot 2 \int_L y^3 dy$$

und nach der Vertrimmung

$$\overline{MF} = 1/V \cdot 2 \left[\int_0^{L/2} (y \pm \Delta y_h)^3 dy + \int_{L/2}^L (y \pm \Delta y_v)^3 dy \right]$$

wobei Δy die Änderung in der Wasserlinienbreite des Hinter- bzw. Vorschiffes bedeutet. Ein Eintauchen von steilen Spanten bewirkt also eine geringe Änderung, während das Austauchen V-förmiger Spanten eine $\overline{MF}$ -Verminderung zur Folge hat.

Die $\overline{KF}$ -Änderung wird ebenso durch V-förmige oder stark ausfallende Spanten stärker beeinflusst als durch rechteckige Querschnitte.

Die Schiffsform I wird demzufolge bei hecklastigem Trimm, die Schiffsform II bei vorlastigem Trimm eine Stabilitätszunahme, bei umgekehrter Trimmlage eine Stabilitätsabnahme erfahren. Bei einem Schiff mit einem ähnlichen Hinterschiff, wie es der Schiffstyp I aufweist, und V-förmigen Vorschiffsspannten würde sich die Wirkung weitgehend ausgleichen und nur eine geringe Stabilitäts- bzw. Hebelarmänderung zu erwarten sein.

Sieben unterschiedliche Schiffsformen sind in der Tabelle I kurz beschrieben (s. auch Anhang). Die Ergebnisse für die Berg-, Tal- und Glattwasserlage entsprechen qualitativ den vorangegangenen Überlegungen.

Hebelarmänderungen durch Trimmausgleich bei der Fregatte Kl.12000 und dem Schnellboot Kl. 14200

Die beiden betrachteten Fahrzeugtypen sind in den Abb. 2 und 3 skizziert. Aus der maßstabsgerecht eingezeichneten Wellenkontur für die Berg- und Tallage geht hervor, daß ohne Beachtung des Trimmausgleichs bei Wellenlagen, bei denen sich der Berg im Bereich der hinteren Schiffshälfte befindet, weite Bereiche des Decks schon in der aufrechten Lage eintauchen.

Die Abb. 15 und 30 zeigen den hydrostatischen Trimm, der sich bei den jeweiligen Phasenlagen der Welle zum Schiff ergibt.

In den Phasenlagen 1 und 6 (bzw. 5 für das S-Boot) bleibt die Vertrimmung und gleichzeitig die Auswirkung auf die Hebel gering. Der Einfluß der stark ausfallenden Spannten im Vorschiff und des tiefliegenden Achterdecks ist trotzdem in der Phasenlage 1 (Wellental) recht deutlich. Durch den vorlastigen Trimm bei Neigungen bis zu ca. 30° ergibt der Trimmausgleich zunächst größere Hebel. Bei größeren Neigungswinkeln trimmen die Fahrzeuge hecklastig, die ausfallenden Spannten des Vorschiffes tauchen weiter aus und das Achterdeck taucht ein, so daß der Trimmausgleich kleinere Hebel liefert.

Für die Phasenlagen 2 - 4 zeigen sich ähnliche Einflüsse; bei stark vorlastigem Trimm bewirken die ausfallenden Spanten des Vorschiffes und die breiten Wasserlinien (Spiegelheck) des Hinterschiffes eine Vergrößerung der Hebel. Ohne den Trimmausgleich bleiben bei diesen Lagen, wo das Deck gleich überspült wird und die scharfen Wasserlinien des unteren Vorschiffes wenig zur Stabilität beitragen, die Hebel klein.

Die Spiegelheckform wirkt sich bei hecklastigem Trimm in den Phasenlagen 7 und 8 (auch Phasenlage 6 beim S-Boot) aus. Die breiten Wasserlinien des Hinterschiffes kommen durch den Trimmausgleich zum Tragen (ohne Trimmausgleich bleibt das Heck ausgetaucht und ohne Wirkung auf die Hebel) und bewirken größere Hebel.

Liegt der Wellenberg im Bereich 0,8 L bis 0,9 L vor dem hinteren Lot (Phasenlagen 9 bzw. 10), sind die ohne Trimmausgleich berechneten Hebel größer. Die breiten Spiegelheckspanten sind durch die Wellenverschiebung wieder eingetaucht, die ausfallenden Vorschiffsspanten, die von Bord zu Bord reichenden Aufbauten bzw. das erhöhte Vorderdeck zeigen ihre Wirkung, die durch den Trimmausgleich wieder verringert wird.

Obwohl die nach beiden Methoden berechneten Hebel in den einzelnen Phasenlagen größere Abweichungen aufweisen, ergeben die Mittelwerte (Abb. 14 und 29), die man als kennzeichnende Seegangshebel betrachten könnte, maximale Abweichungen von nur 5 cm bei der Fregatte bzw. 7 cm bei dem S-Boot.

Die Größenunterschiede der mittleren Hebel werden deutlicher, wenn die Aufbauten der Fregatte weggelassen werden, wie es aus Abb. 17 hervorgeht. Das S-Boot hat jedoch keine Aufbauten, so daß die geringen Abweichungen in einem günstigeren Freibordverhältnis von $H/T = 1,85$ (T = Glattwassertiefgang) zu suchen sind. (Die Fregatte hat nur ein Freibordverhältnis von $H/T = 1,56$). Dies läßt sich auch leicht durch die relativ große Wellenhöhe erklären. Ohne den

Trimmausgleich wird bei geringem Freibord schon in der aufrechten Lage ein Teil des Decks von dem Wellenkamm überspült. Hierdurch werden das Breitenenträgheitsmoment der Wasserlinienfläche und der metazentrische Radius $\overline{MF}$ erheblich reduziert, so daß sich kleine Hebel ergeben.

Zusammenfassung

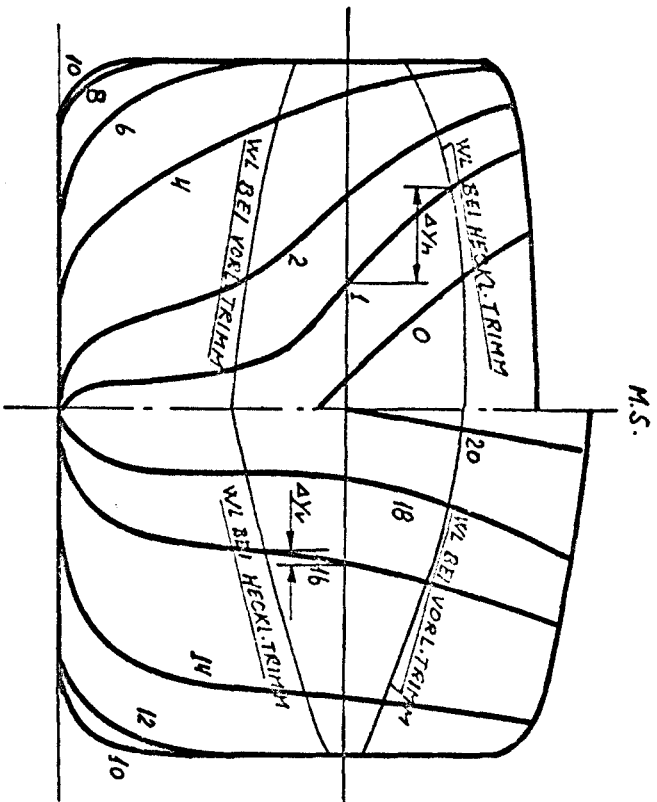
Wenn das Deck in der aufrechten Lage nicht überspült wird, ergibt der Trimmausgleich Hebelarmabweichungen, die gegenüber der Betrachtung ohne Trimmausgleich je nach Spantform des Vor- und Hinterschiffes und nach der Trimmlage (heck- bzw. vorlastig) positiv oder negativ sein können.

Die Freibordhöhe und das Vorhandensein von Aufbauten haben dagegen einen ausschlaggebenden Einfluß auf die Größenordnung der Hebelarmunterschiede. Bei niedrigem Freibord und fehlenden Aufbauten wird - wegen der recht großen Wellenhöhen der "administrativen" Welle - in der unvertrimmten Lage ein Teil des Decks überspült, was wiederum eine starke Reduzierung von $\overline{MF}$ zur Folge hat. Durch den Trimmausgleich taucht das Deck in den meisten Fällen wieder völlig aus, und es ergeben sich bedeutend größere Hebelarmwerte.

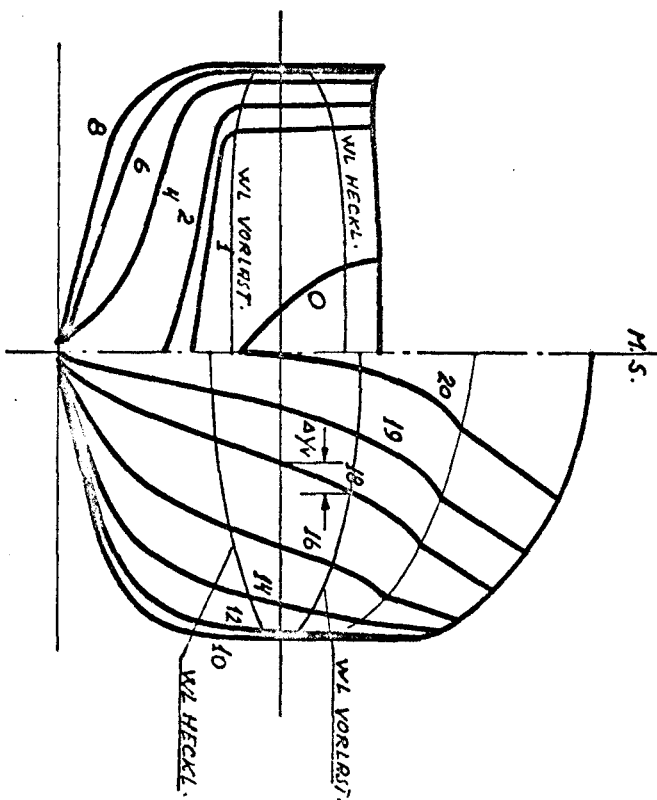
Die kennzeichnenden Seegangshebel ergeben sich nach der Stabilitätsvorschrift durch das arithmetische Mittel aus den reinen Wellenberg- und Wellentalhebeln. Die Extremwerte treten aber u.U. bei anderen Phasenlagen auf, wie es aus den Abb. 16, 18 und 31 zu erkennen ist. Damit auch sie bei den kennzeichnenden Seegangshebeln mit berücksichtigt werden, sollte man mehr Phasenlagen als bisher berechnen und die Ergebnisse in die Mittelwertbildung mit einbeziehen.

TRIMMLAGE UND MAX. HEBELÄNDERUNG DURCH TRIMMRAUSG. IN DER BERG-TAL- UND GLEITW. LAGE

SCHIFF	SCHIFFSFORM		RUFBRÜTEN	TRIMMLAGE		MAX. HEBEL- ÄRMÄNDERUNG
	HINTEN	VORNE				
01: KONV. HANDELSCHIFF TYP "SERIES 60" LPP = 150,0 m H/T = 1,30	TRAPEZ- UND V- FÖRMIGE SPANTEN, KREUZERHECK	SCHMALE U-SPANTEN	KURZE BACK (0,08L) POOP (0,28L)	WB HECKLASTIG 3,6-10 m	± 0,06 m	± 0,06 m
				WT — " — 2,7-2,2 m		
				GW — " — 3,8-1,1 m		
				WB VORLASTIG 1,5-2,5 m		
02: CONTRINERSCHIFF "COLUMBIA STAR" LPP = 178,0 m H/T = 1,72	TRAPEZ- UND V- FÖRMIGE SPANTEN, SPIEGELHECK	AUSFRIELENDE V-SPANTEN KLIPPERSTEVEN MIT BUGWULST	BRACK (0,24L) POOP (0,30L)	WT — " — 2,5-3,0 m	± 0	± 0
				GW — " — 1,2-2,2 m		
				WB VORLASTIG 2,8-6,0 m		
				WT — " — 7,4-8,0 m		
03: CONTRINERSCHIFF "BREITEN EXPRESS" LPP = 273,0 m H/T = 1,84	TRAPEZ-SPANTEN, RUSGEPRÄGTES SPIEGELHECK	STARK AUSFRIELENDE V-SPANTEN, KLIPPERSTEVEN MIT BUGWULST	LANGE BACK (0,83L) ANSCHL. DECKSHAUS BIS 0,02L VOR HL.	GW — " — 5,0-6,5 m	-0,12 m	-0,12 m
				WB VORLASTIG 0,3-0,8 m		
				WT — " — 1,5-0,9 m		
				GW — " — 0,8-1,1 m		
04: KÜSTENWACH- BZW. MINENSUCH- BOOT Lcwl = 35,40 m H/T = 2,17	TRAPEZ-SPANTEN MIT KNICK IN DER KIMM, RUSGEPRÄGTES SPIEGELHECK	V-SPANTEN STARK AUSFRIELENDE, DECK NACH VORN HOCHGEZOGEN	DECKSHAUS (0,25L) AUF 0,50-0,75 L VON HINTEN	WB VORLASTIG 0,2-0,8 m	± 0	± 0,10 m
				WT — " — 1,9-1,2 m		
				WB VORLASTIG 0,2-0,8 m		
				WT — " — 1,9-1,2 m		
05: SCHNELLBOOT- ENTWURF Lcwl = 54,40 m H/T = 1,99	FRST QUADERFÖRMIG MIT RUSGEPRÄGTEN U-SPANTEN, RUSGEPRÄGTES SPIEGELHECK	AUSFRIELENDE V-SPANTEN, DECK NACH VORN HOCHGEZOGEN	DECKSHAUS (0,27L) AUF 0,46-0,73 L VON HINTEN	WB VORLASTIG 0,2-0,8 m	± 0	± 0,10 m
				WT — " — 1,9-1,2 m		
				WB VORLASTIG 0,2-0,8 m		
				WT — " — 1,9-1,2 m		
06: TENDER LPP = 89,0 m H/T = 1,68	SICH VERJÜNGENDE U-SPANTEN MIT RUSGEPRÄGTEM SPIEGELHECK	V-SPANTEN MIT KNICK IM OBEREN BEREICH, DECK NACH VORN HOCHGEZOGEN	LANGE BACK (0,42L) ANSCHL. DECKSHAUS BIS 0,15L VOR HL.	WB 0,2m HECKL. - 0,5m VORL.	± 0	± 0,16 m
				WT 2,6m VORL. - 0,4m HECKL.		
				GW 0,8m VORL. - 1,2m VORL.		
				WB 0,2m HECKL. - 0,3m VORL.		
07: RAKETENZER- STÖRER Lcwl = 128,0 m H/T = 1,72	U-FÖRMIGE SPANTEN DIE SICH STARK VER- JÜNGEN, ZUM HAUPTSP. HIN RUNDSPANTFORM, SPIEGELHECK	STILE V-SPANTEN, DECK NACH VORN HOCHGEZOGEN	DECKSHAUS (0,56L) AUF 0,25-0,81 L VON HINTEN	WT 2,4m VORL. - 0,8m HECKL.	± 0	± 0,10 m
				GW 0,2m VORL. - 0,8m VORL.		
				WT 2,4m VORL. - 0,8m HECKL.		
				GW 0,2m VORL. - 0,8m VORL.		

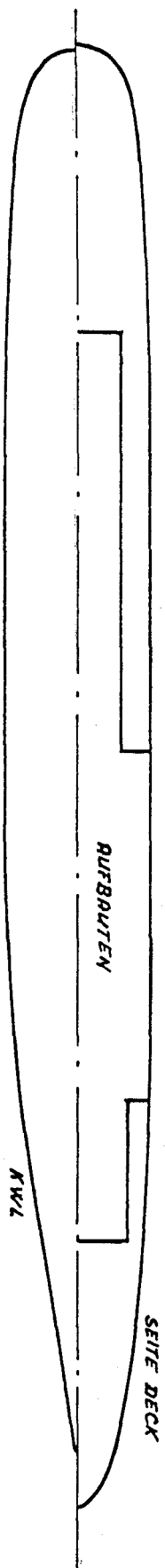
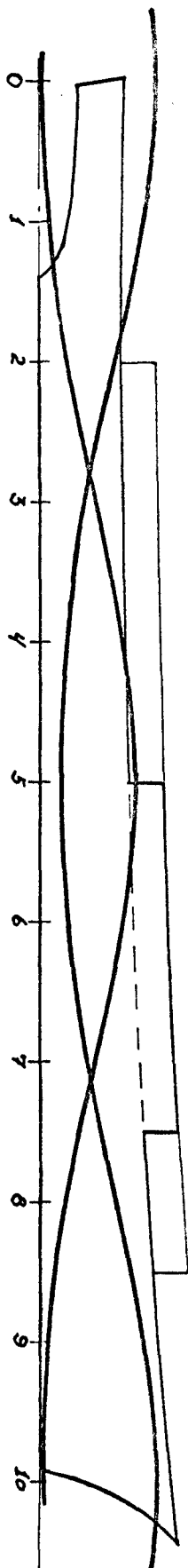


SCHIFFSTYP I: STEILE U-SPANTEN IM VORSCHIFF,
V-SPANTEN IM HINTERSCHIFF



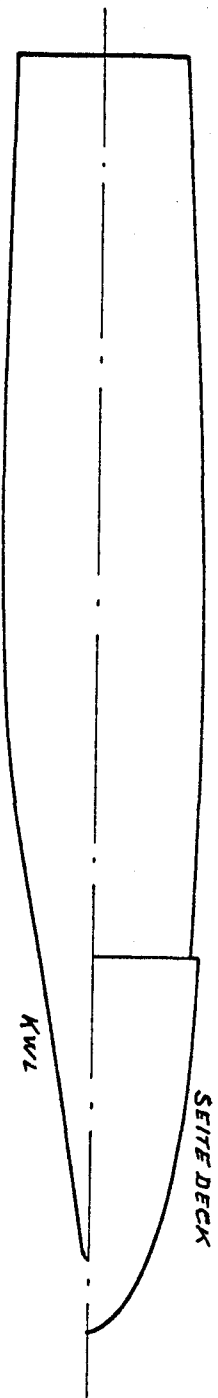
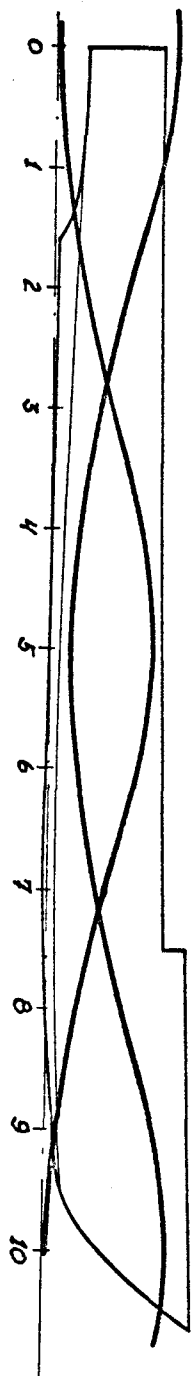
SCHIFFSTYP II: AUSFALLENDE V-SPANTEN
IM VORSCHIFF, SPIEGELHECK

M. 1:500

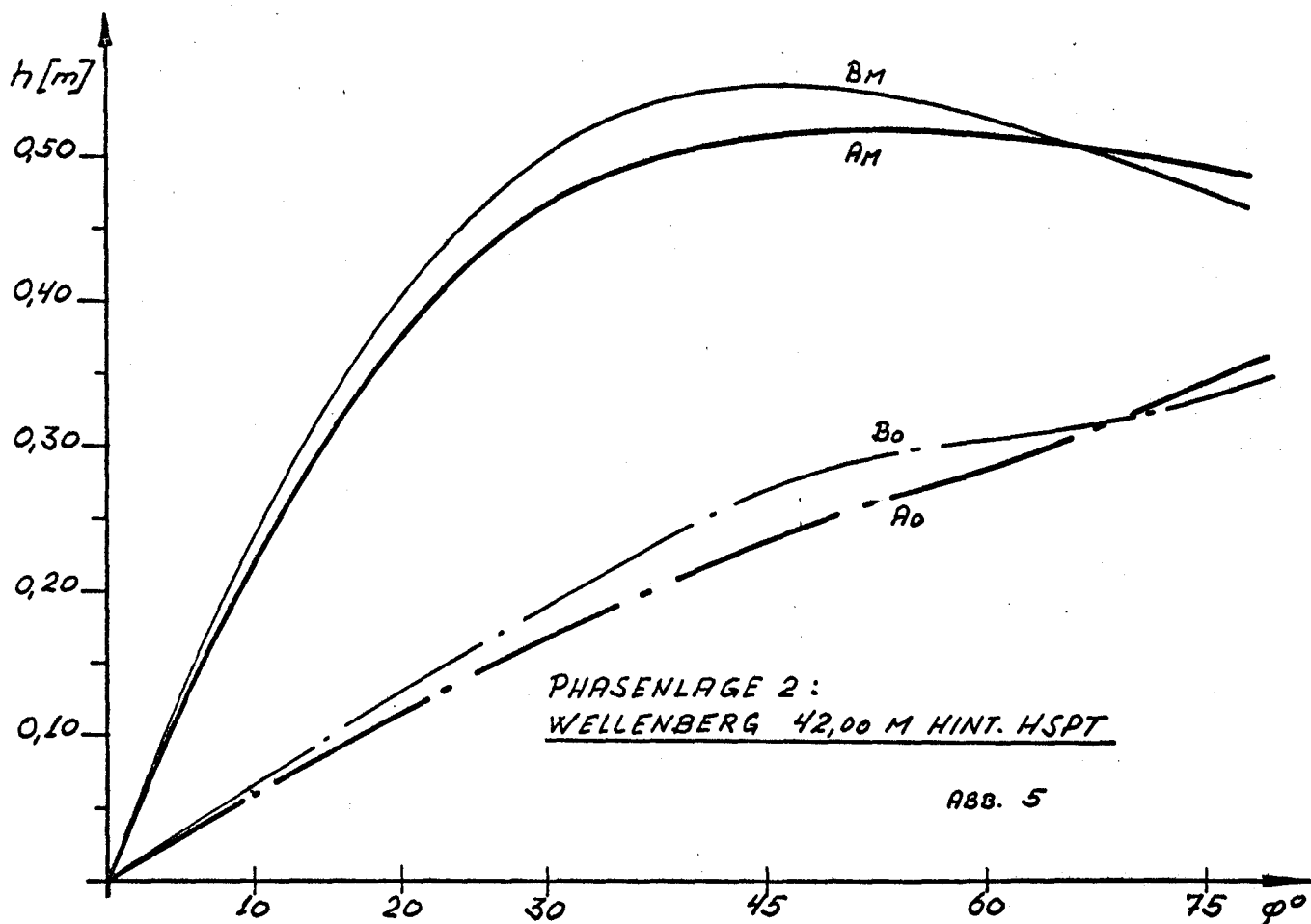
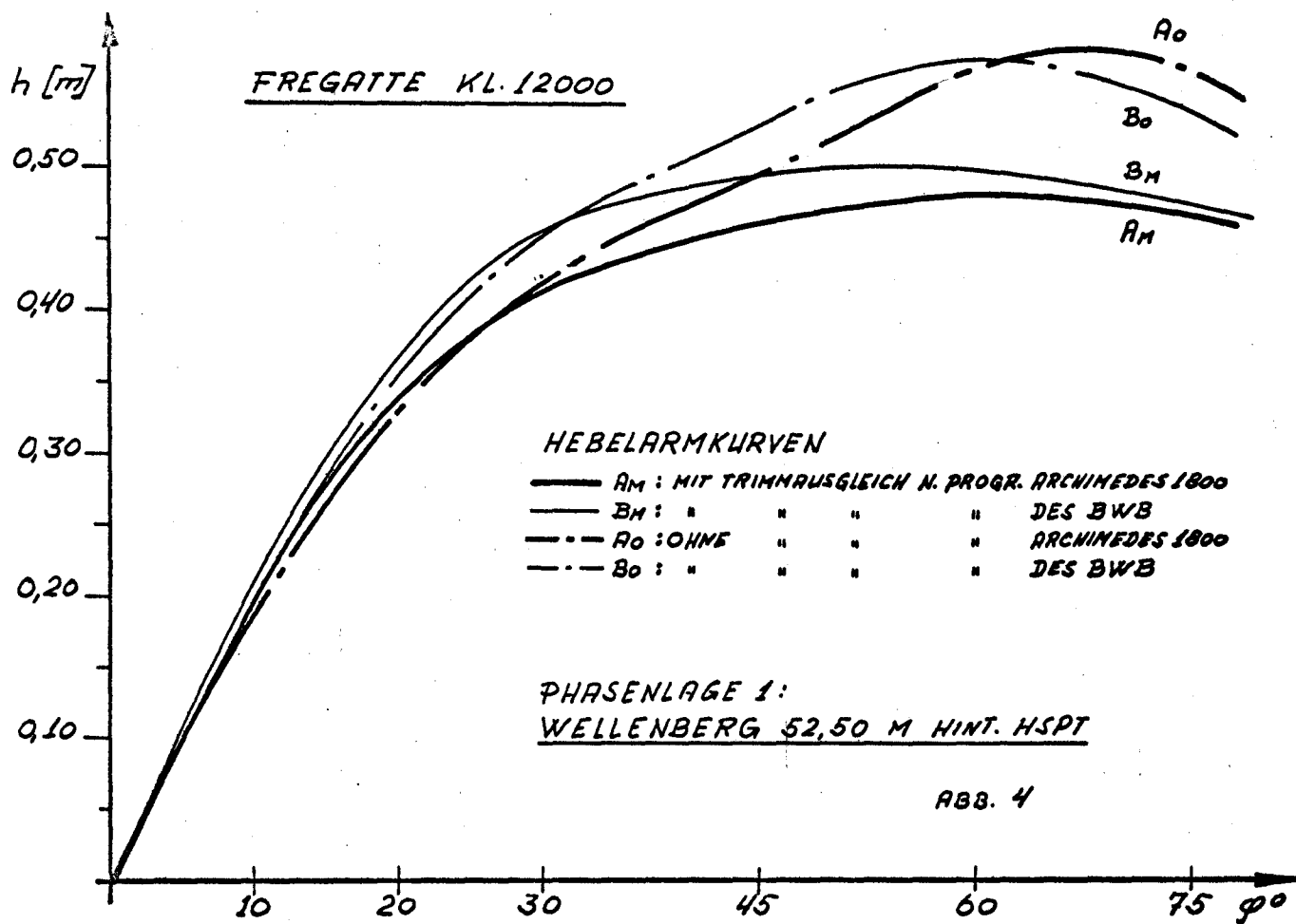


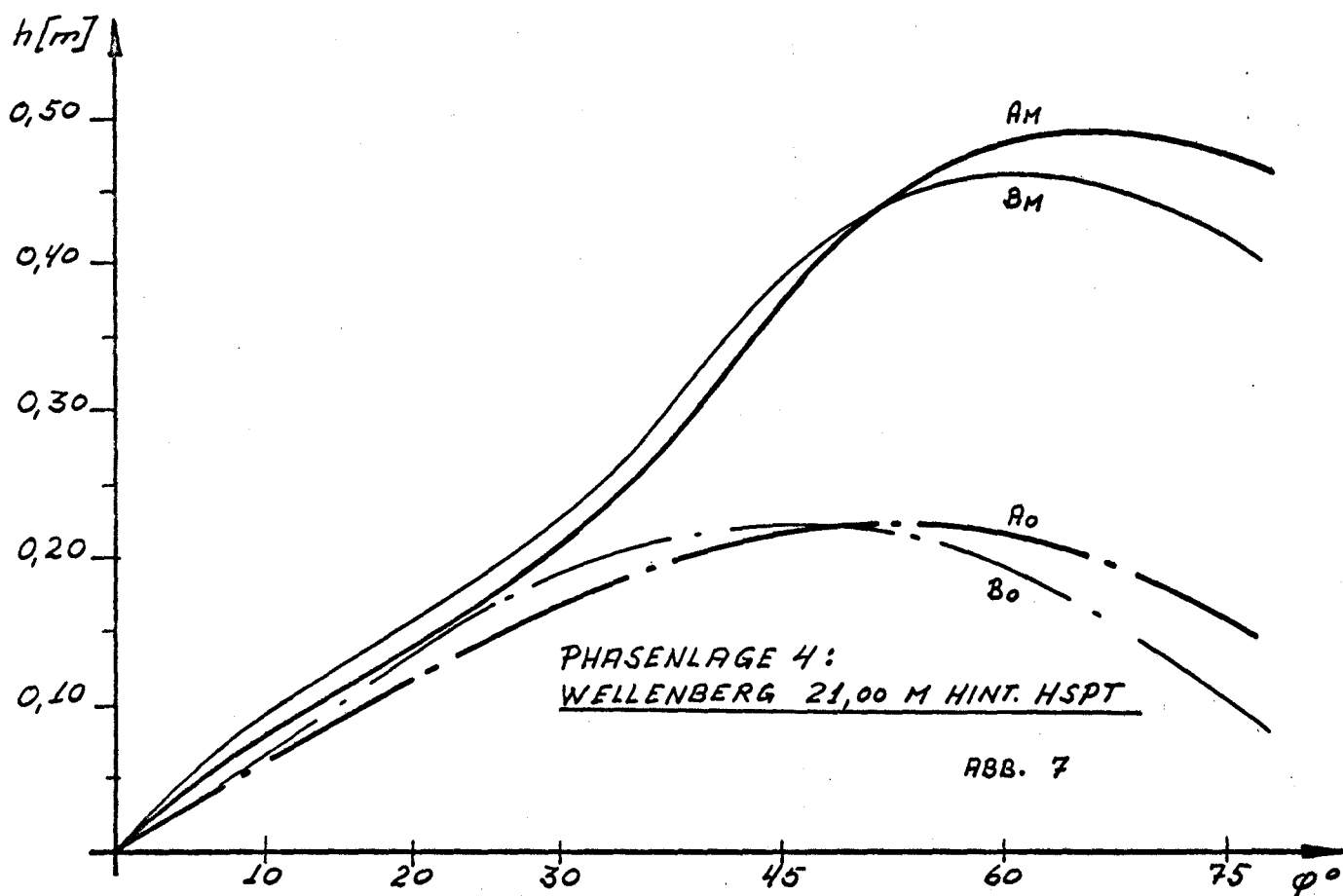
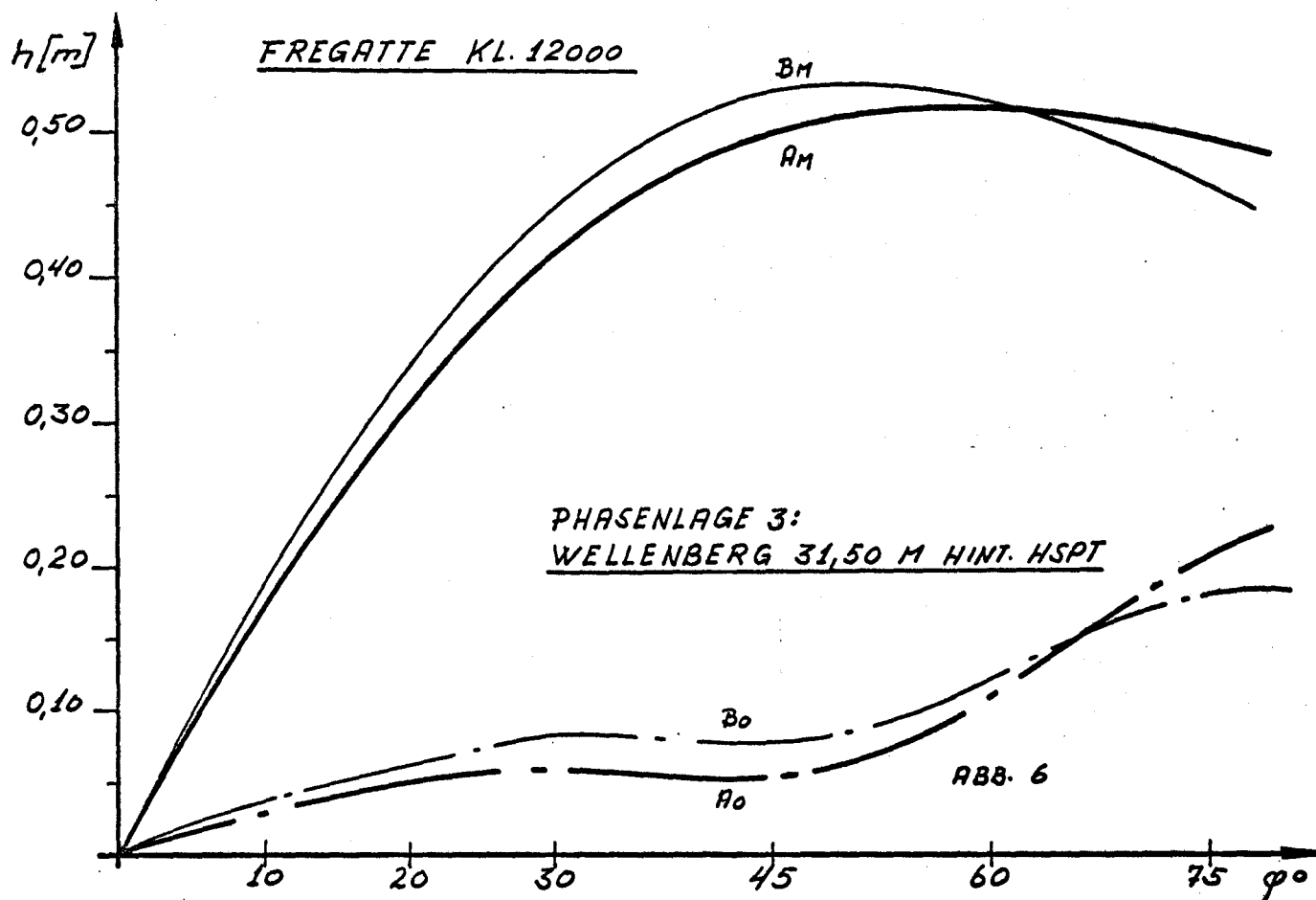
R88. 2 FREGATTE KL. 12000
IM WEILENBERG - U. WEILENTALLAGE
OHNE TRIMMRUGGLEICH

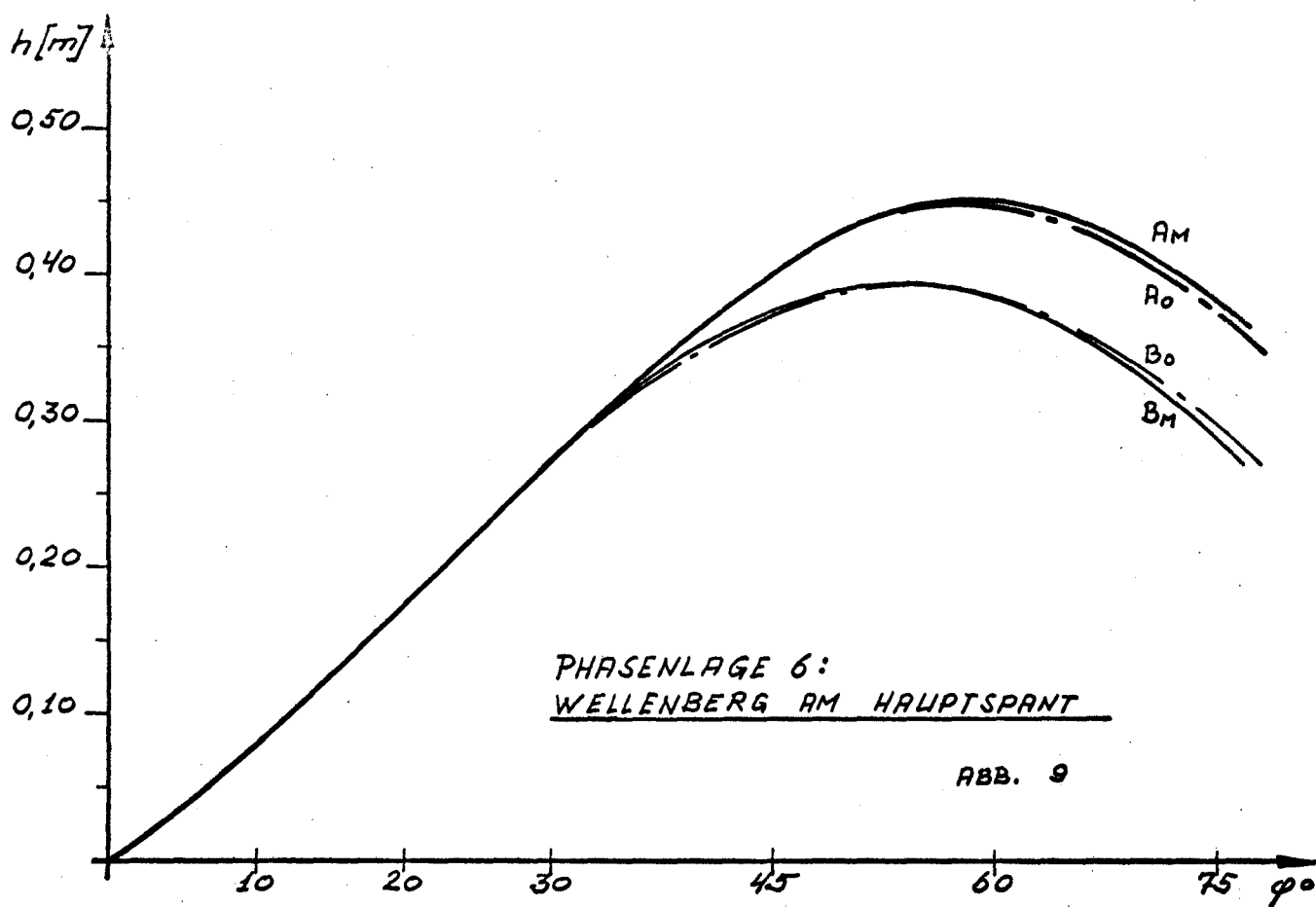
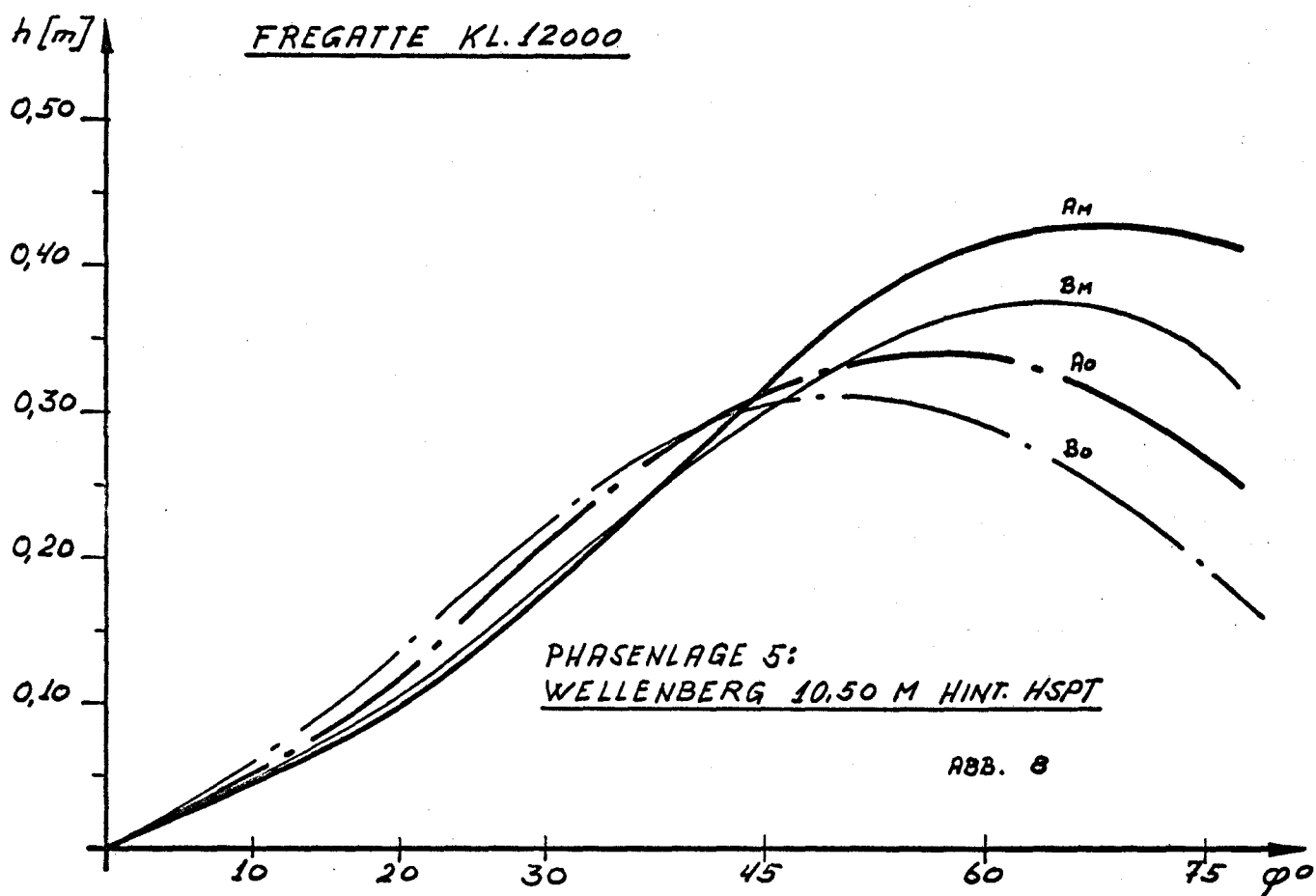
M. 1:250

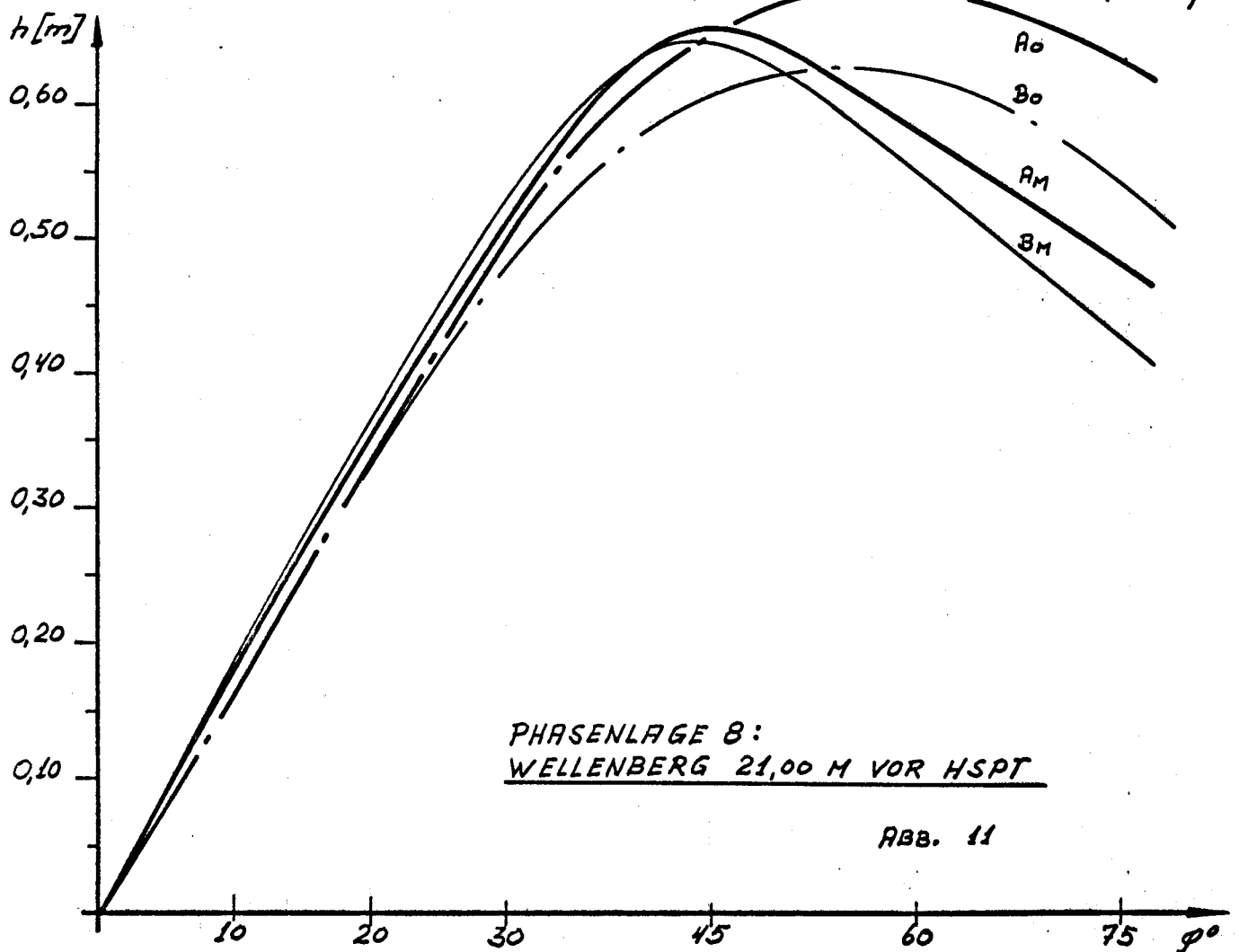
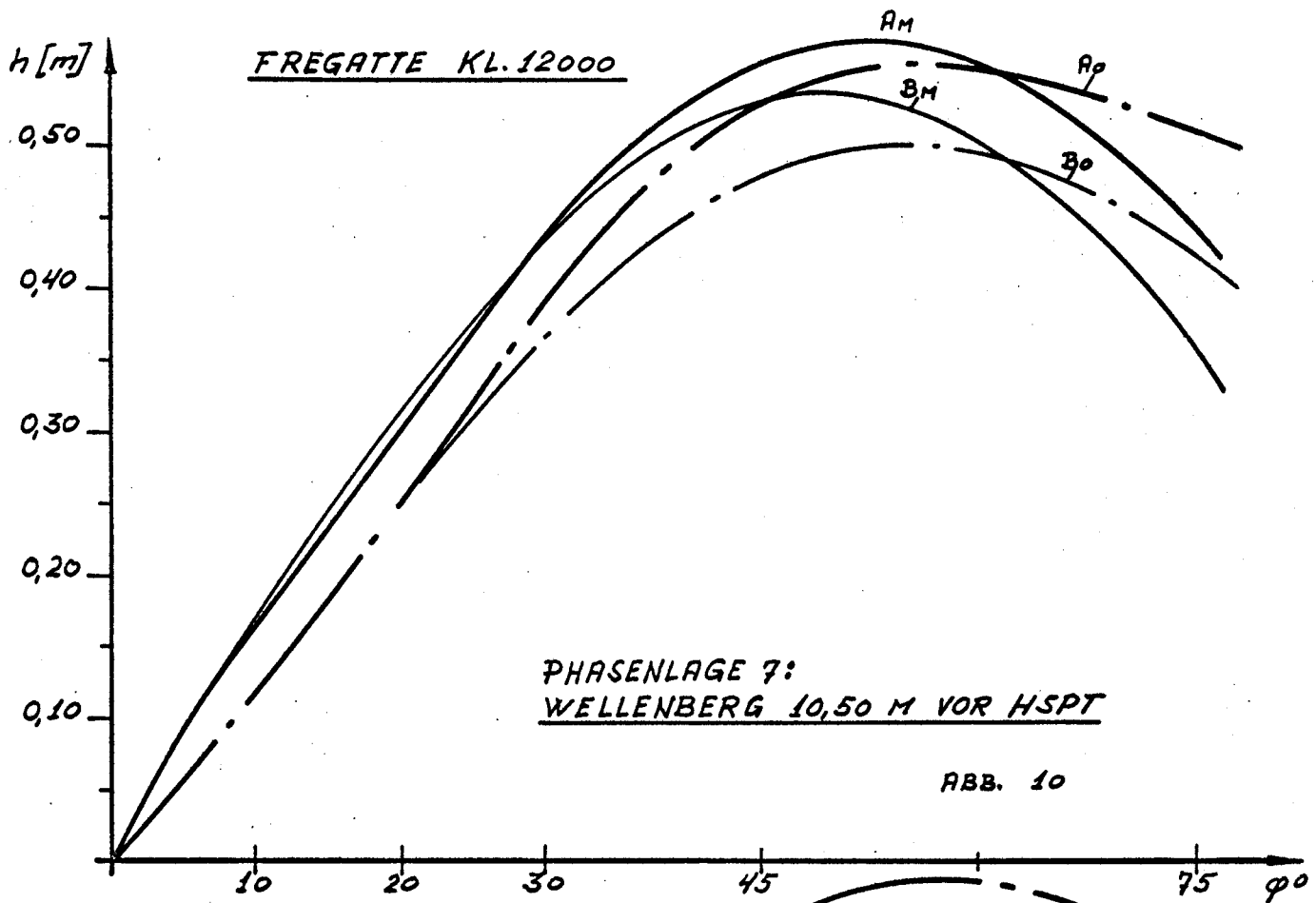


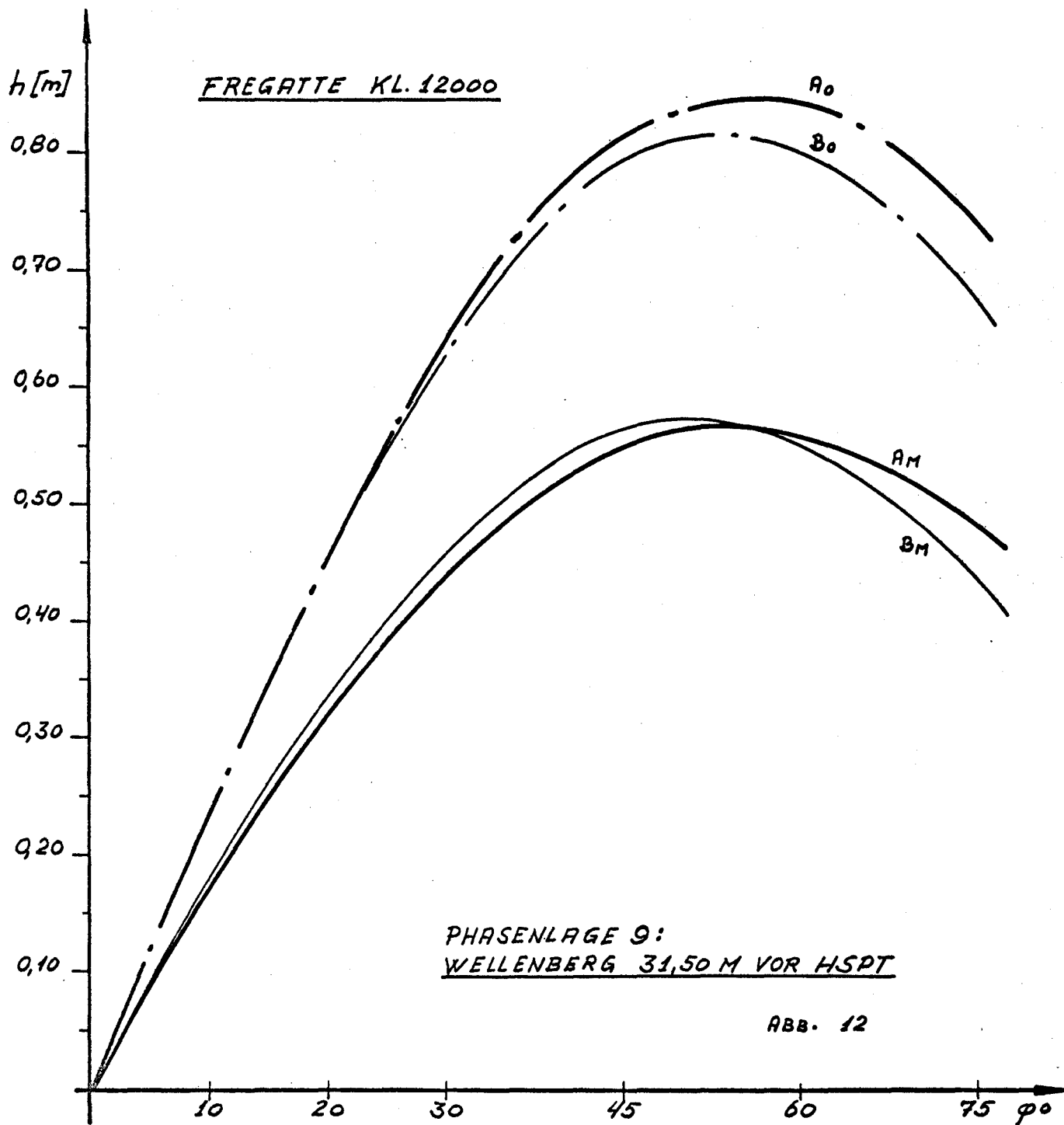
RBB. 3 SCHNELLBOOT KL. 14200
IN WELLENBERG- U. WELLENTRIKKE
OHNE TRIMMIRISGLEICH

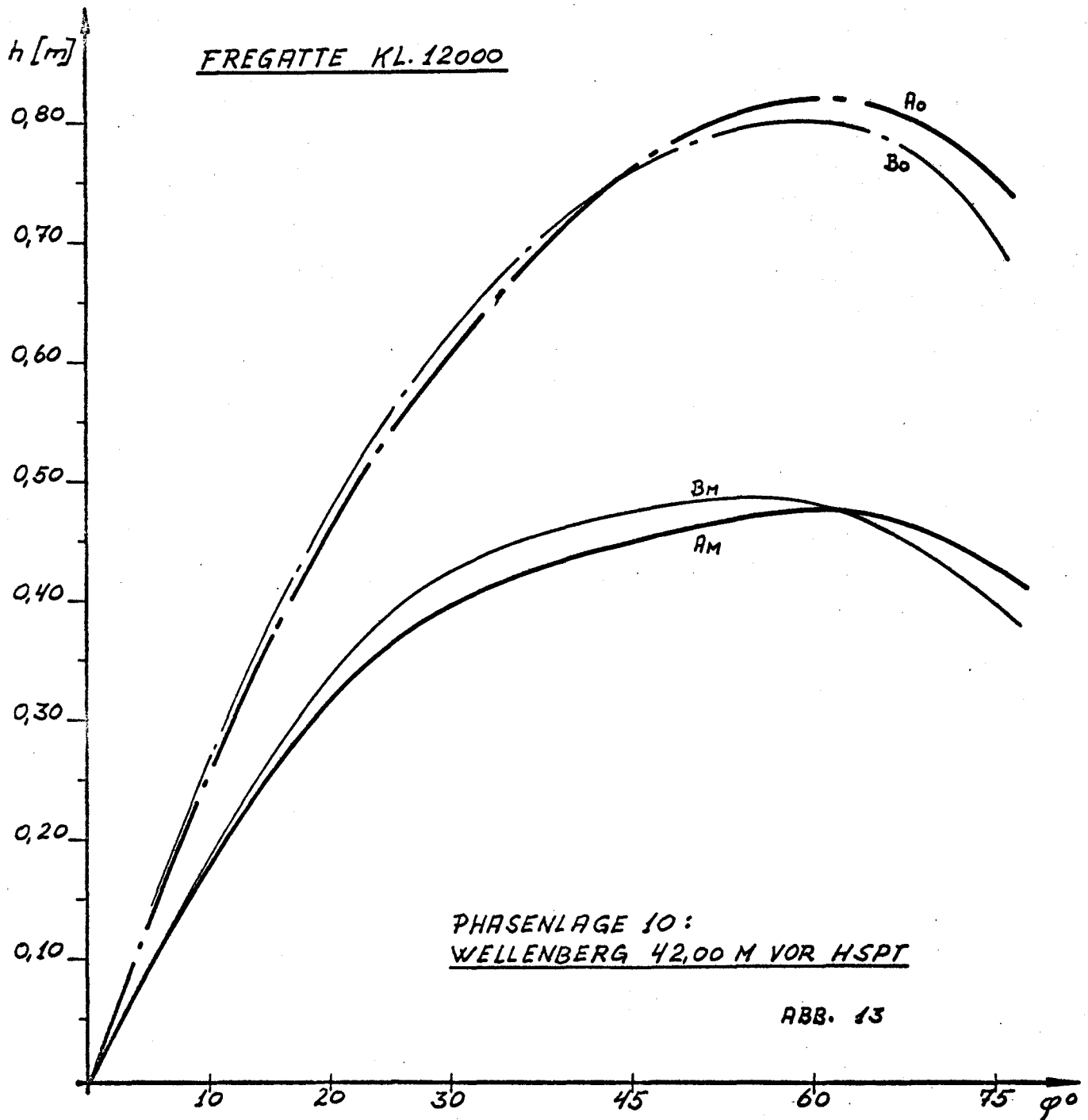


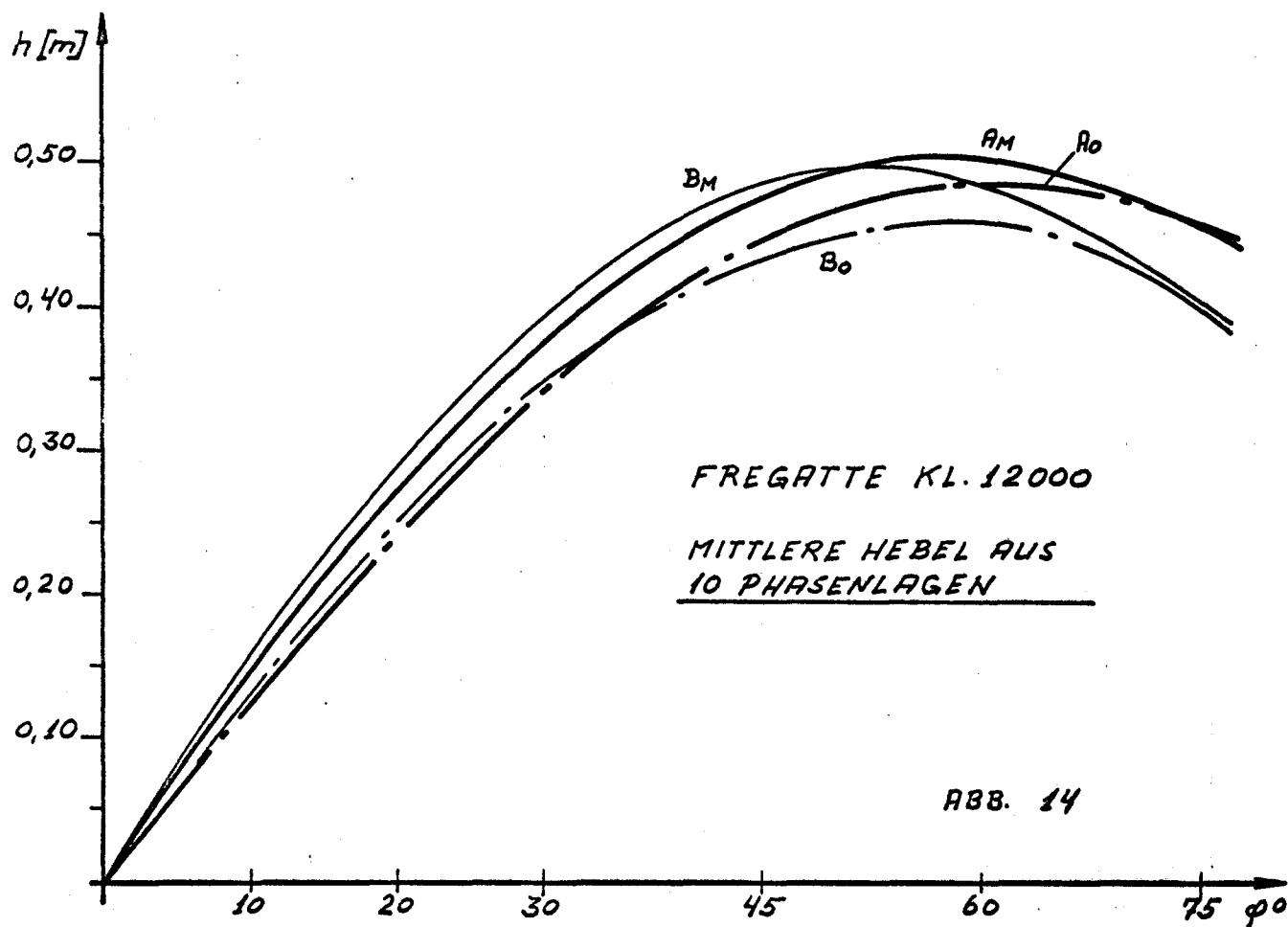












FREGATTE KL. 12000

HYDROSTAT. TRIMM FÜR 10 PHASENLAGEN
DER WELLE ZUM SCHIFF

WELLENLÄNGE = 105,00 M, WELLENHÖHE = 6,88 M

PHASENL. 1 @ WB A.D. LOTEN, PHASENL. 2 @ WB AUF OIL
VOM H.L. ETC.

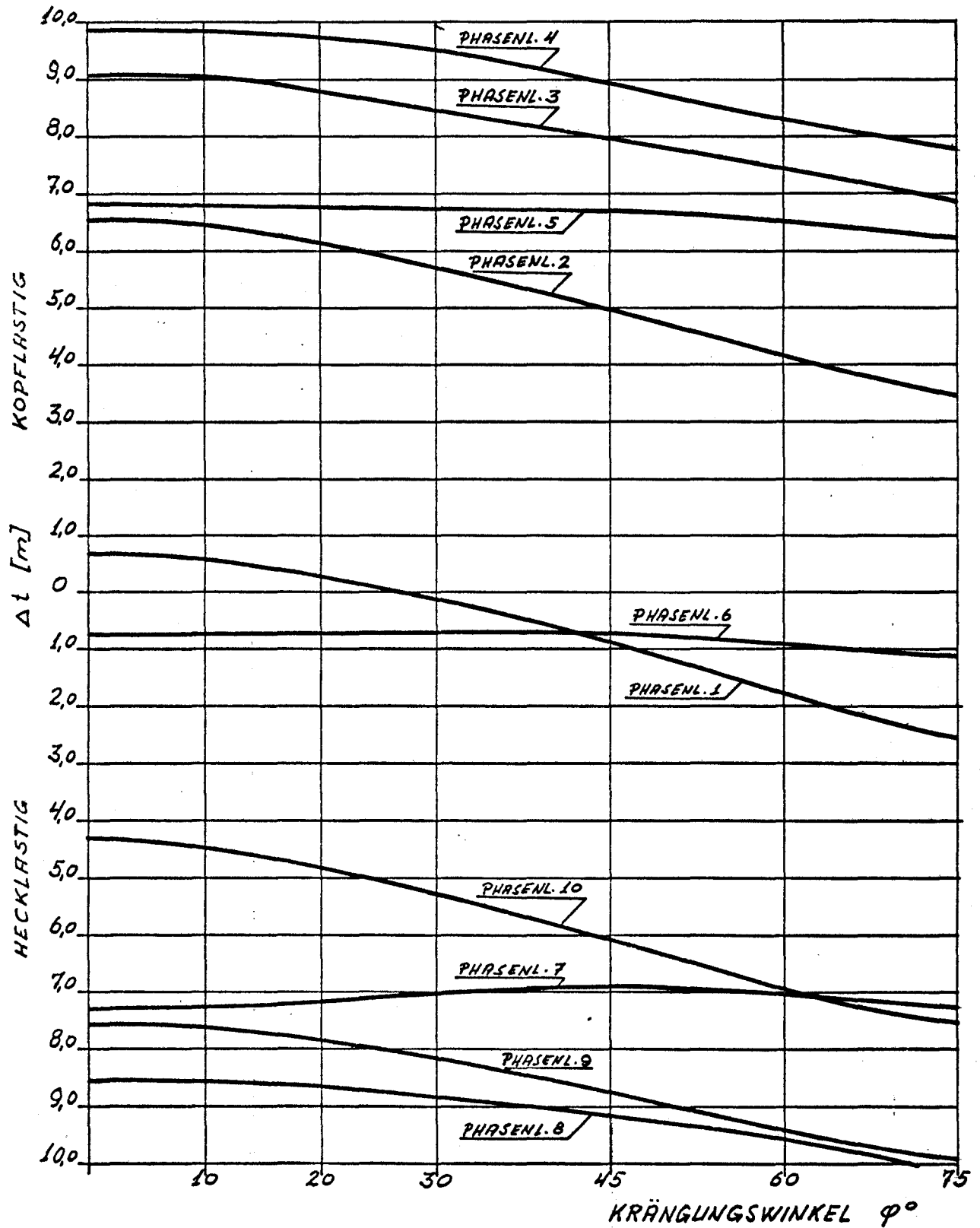


ABB. 15

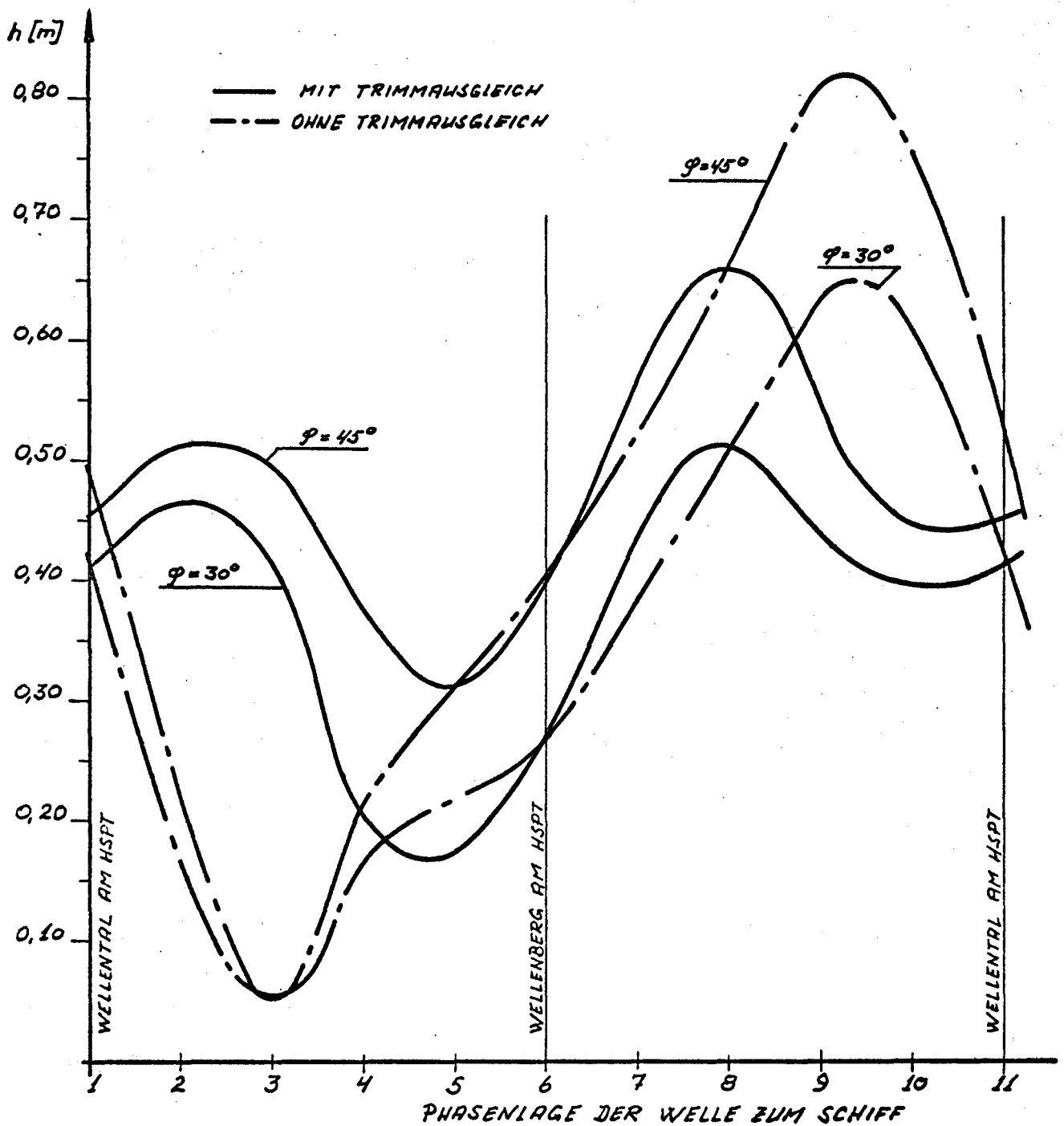


ABB. 16

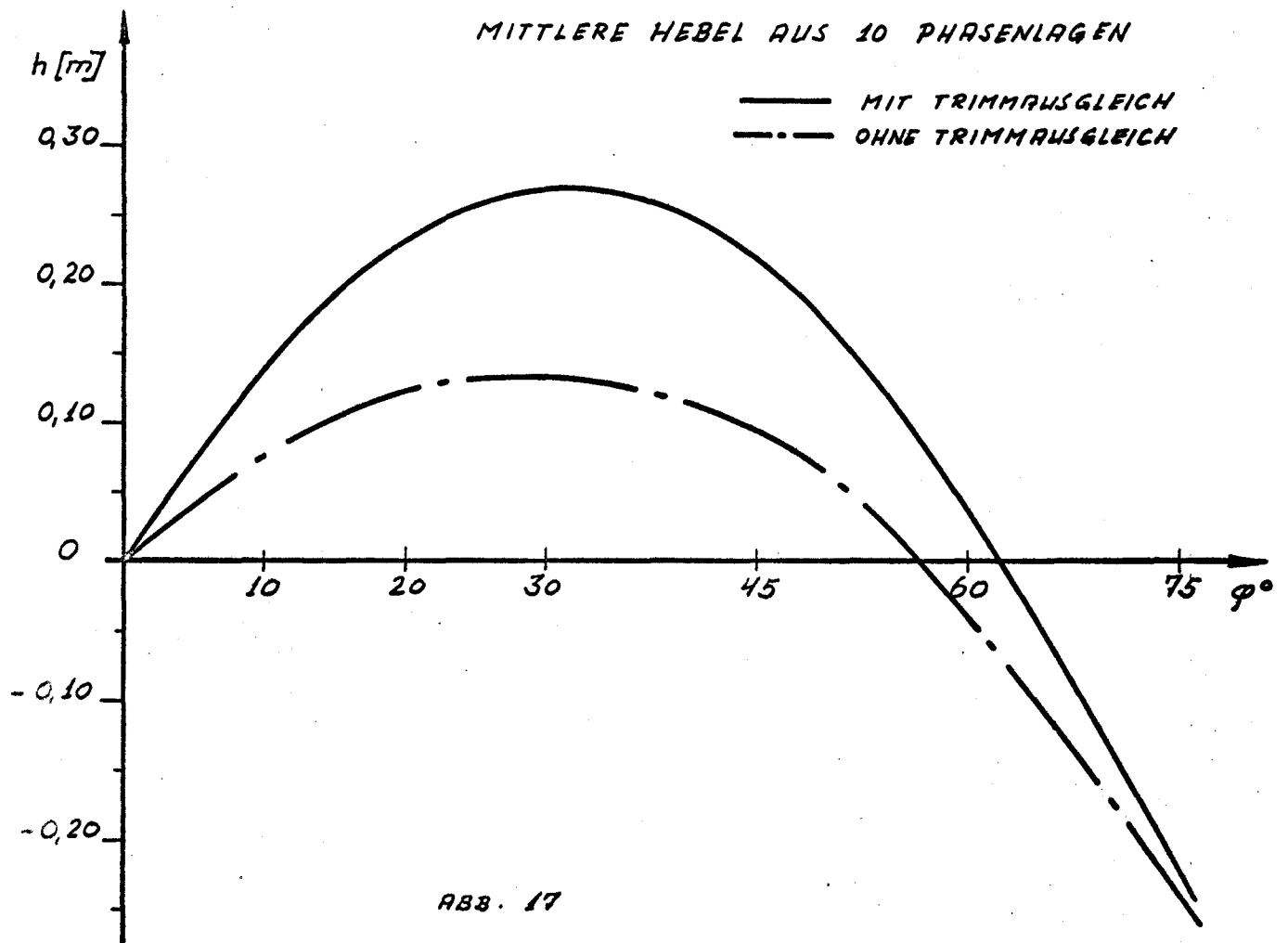
FREGATTE KL. 12000

HEBELARMSCHWANKUNGEN

AUFGEZEICHNET FÜR 30° U. 45° KRÄNKUNG

FREGATTE KL. 12000 OHNE AUFBAUTEN

MITTLERE HEBEL AUS 10 PHASENLAGEN



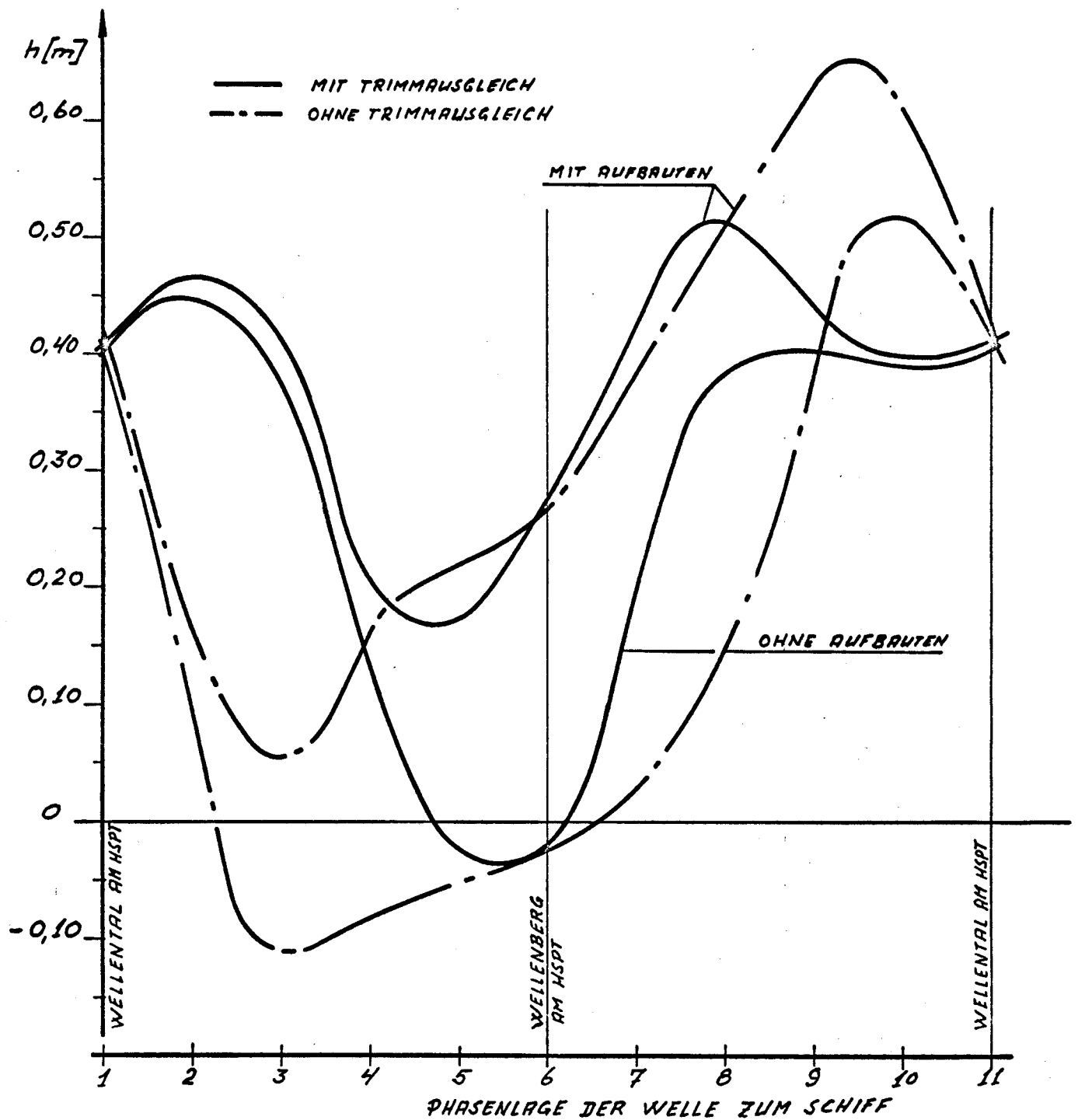
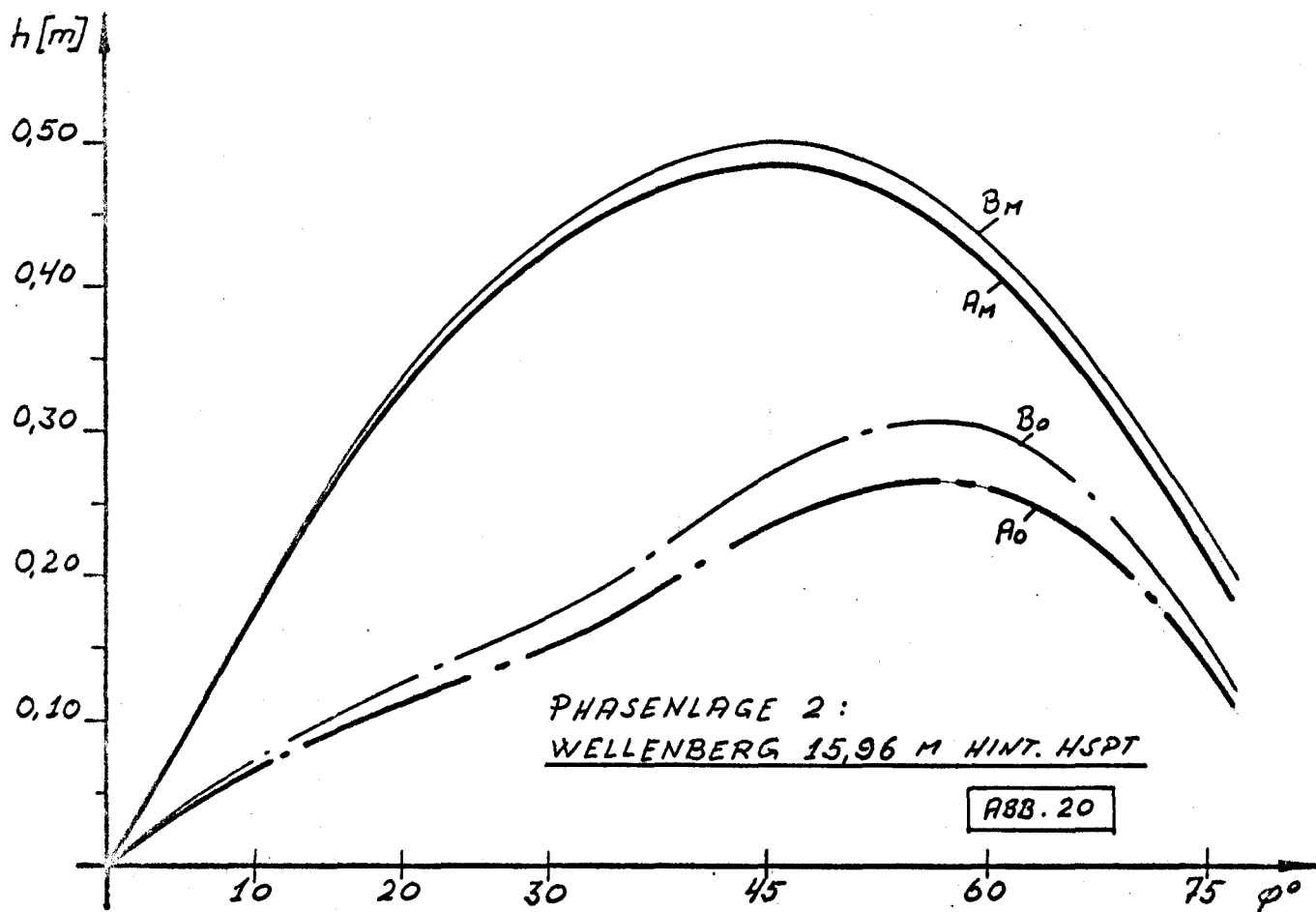
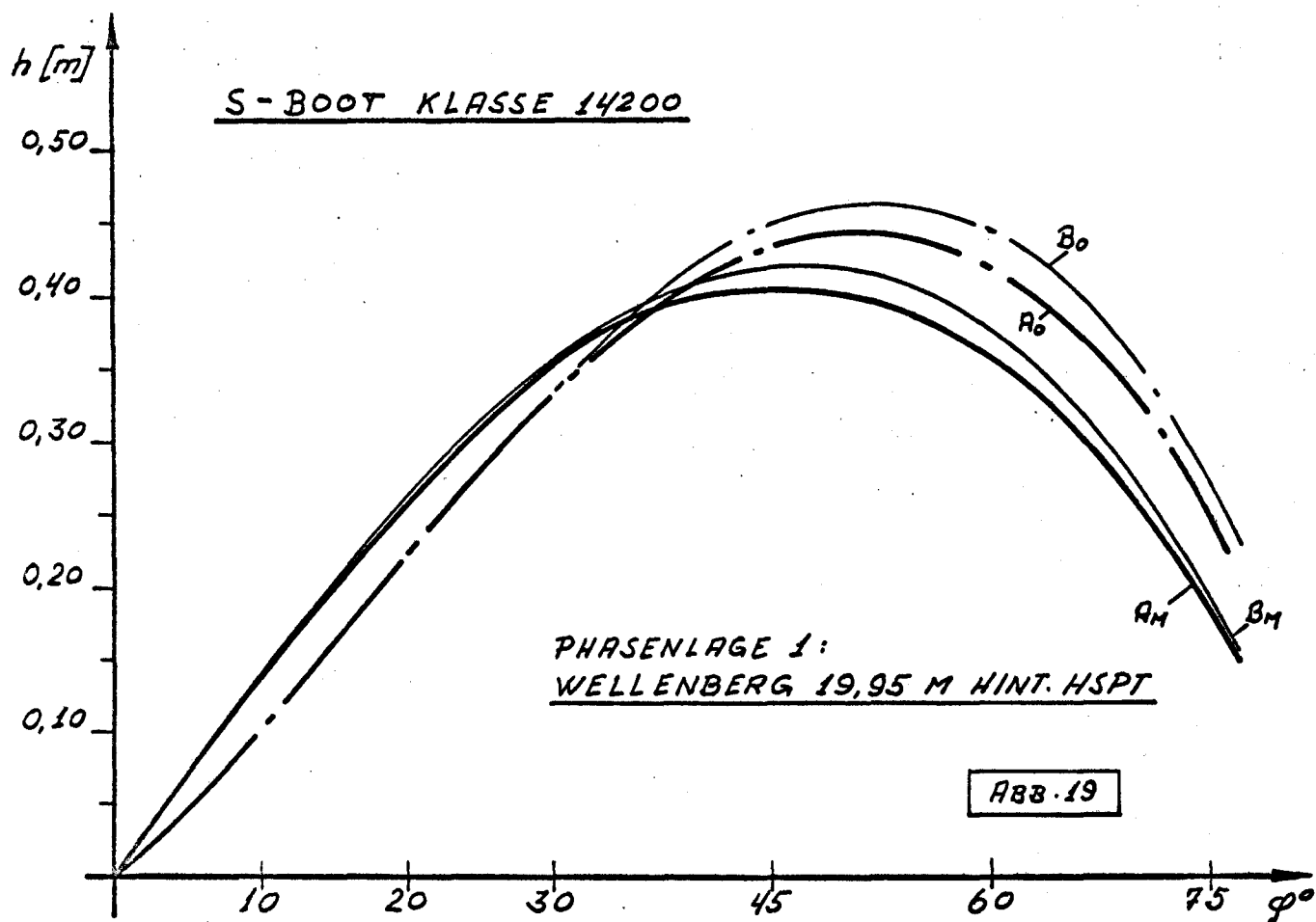
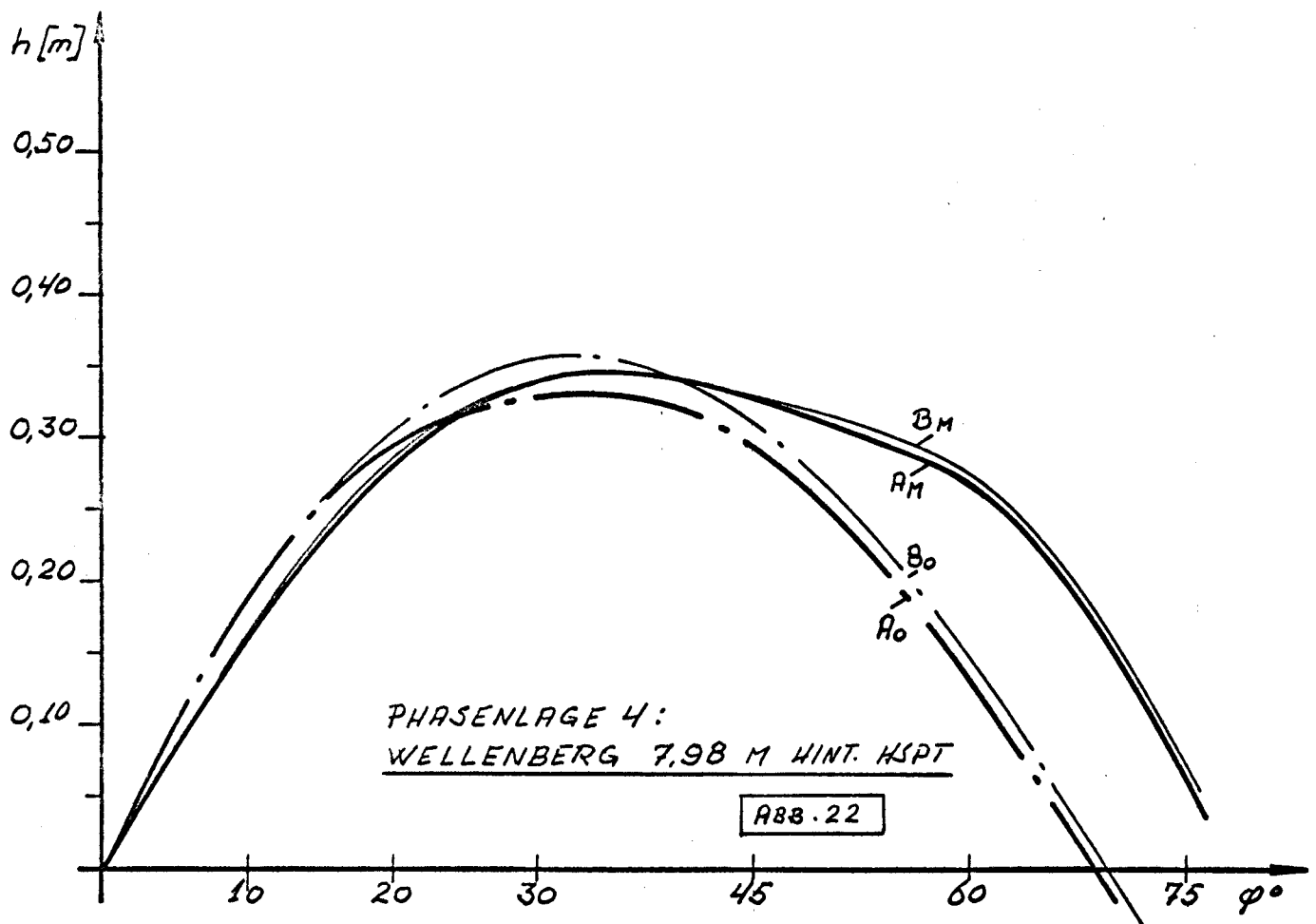
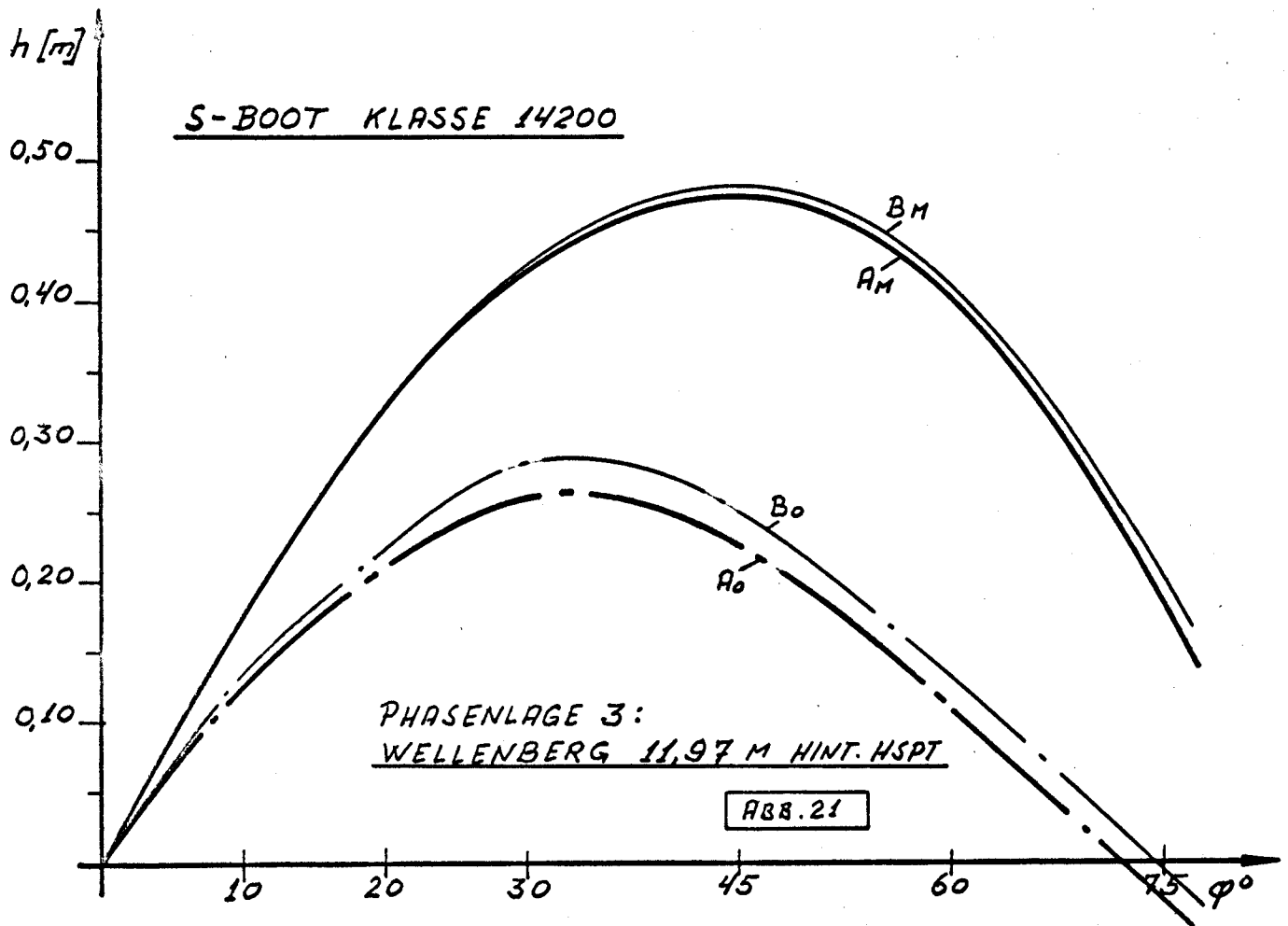
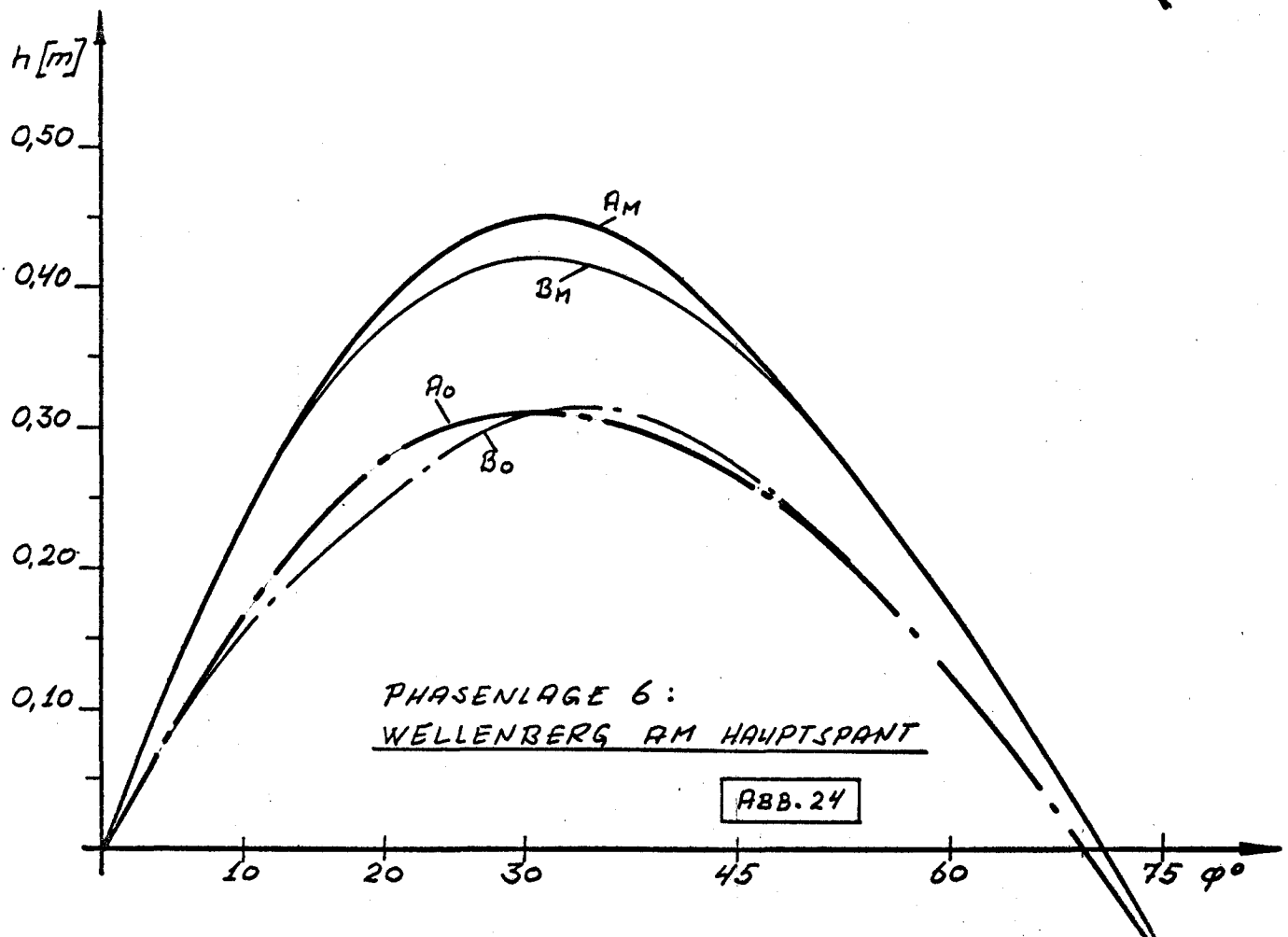
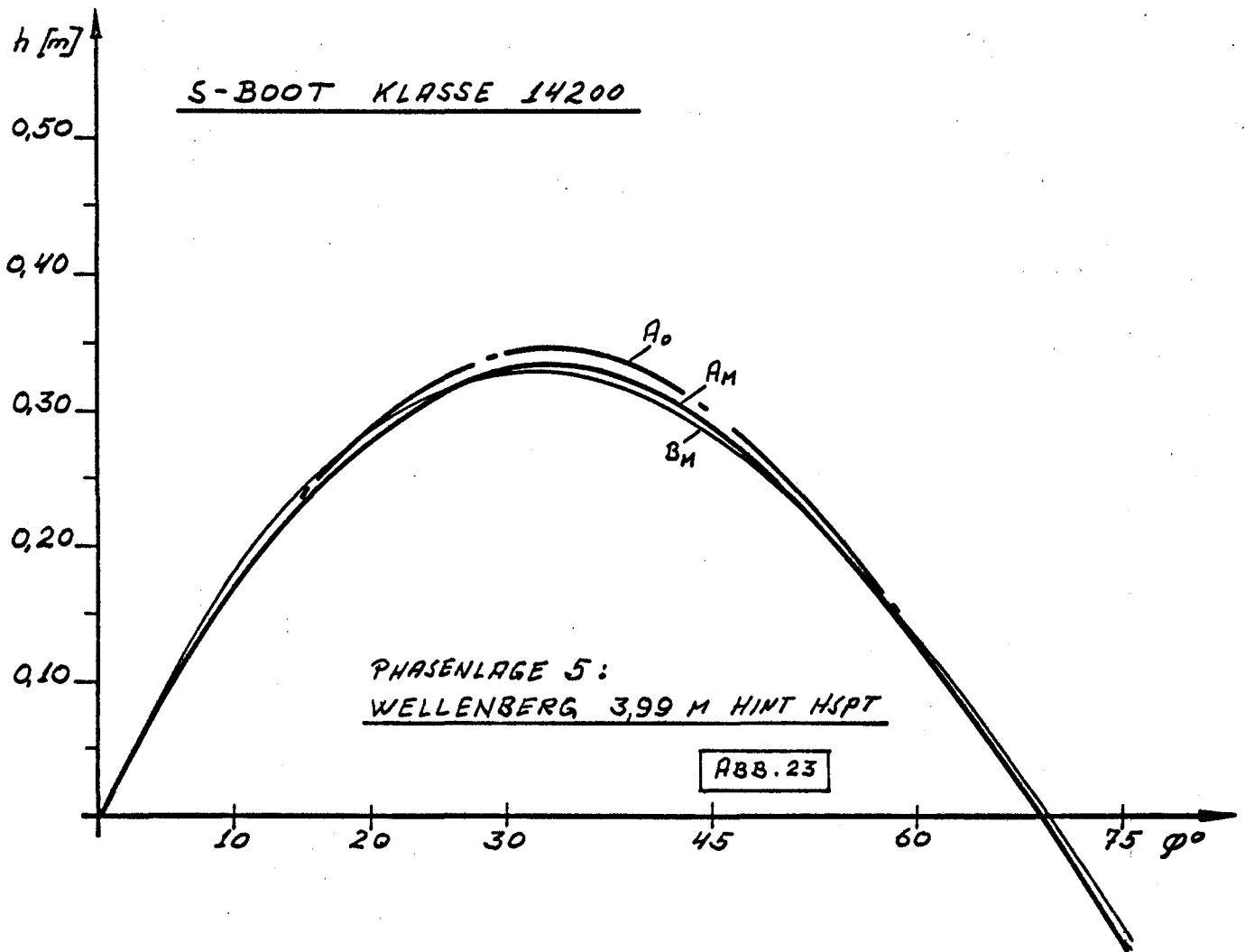
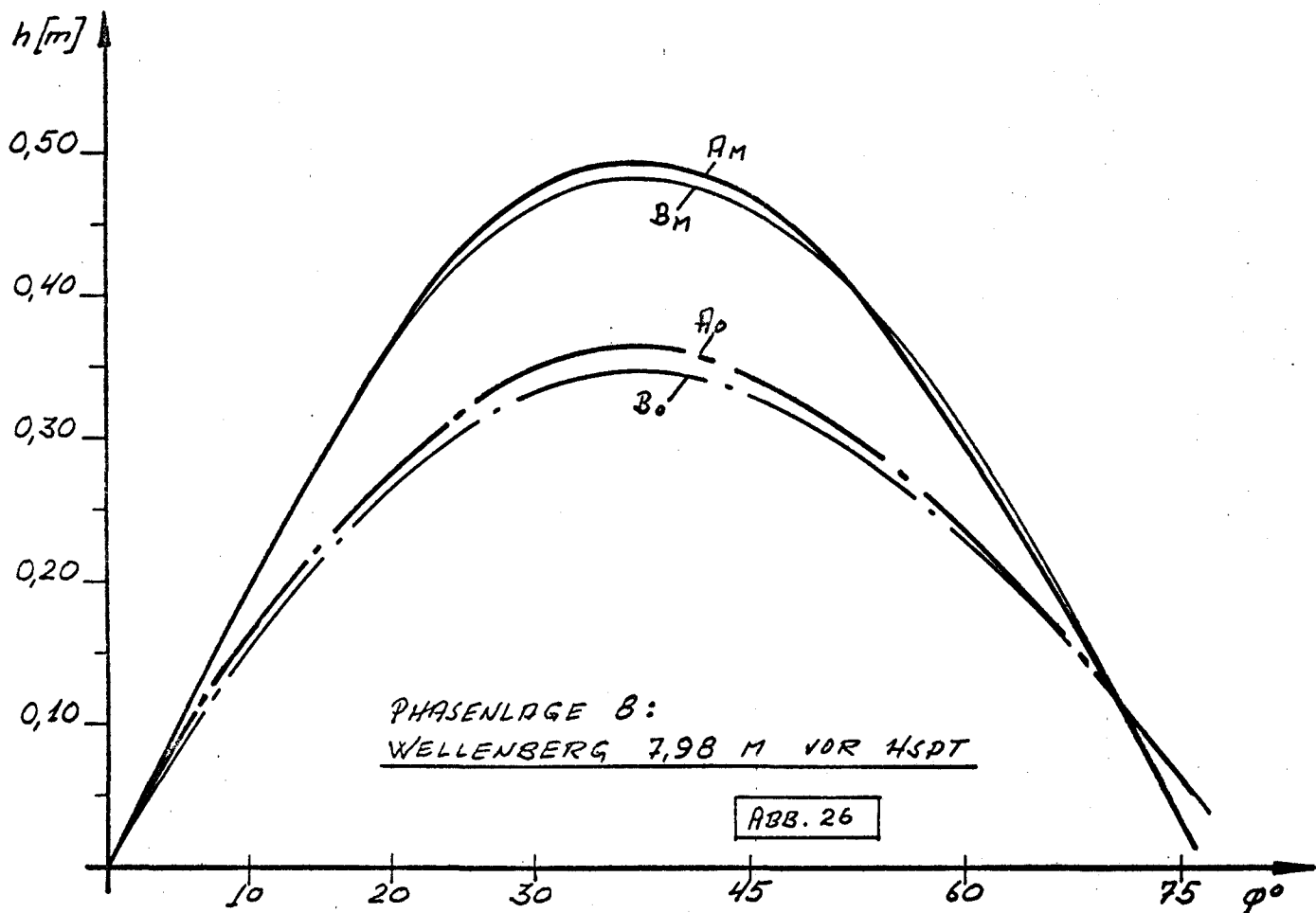
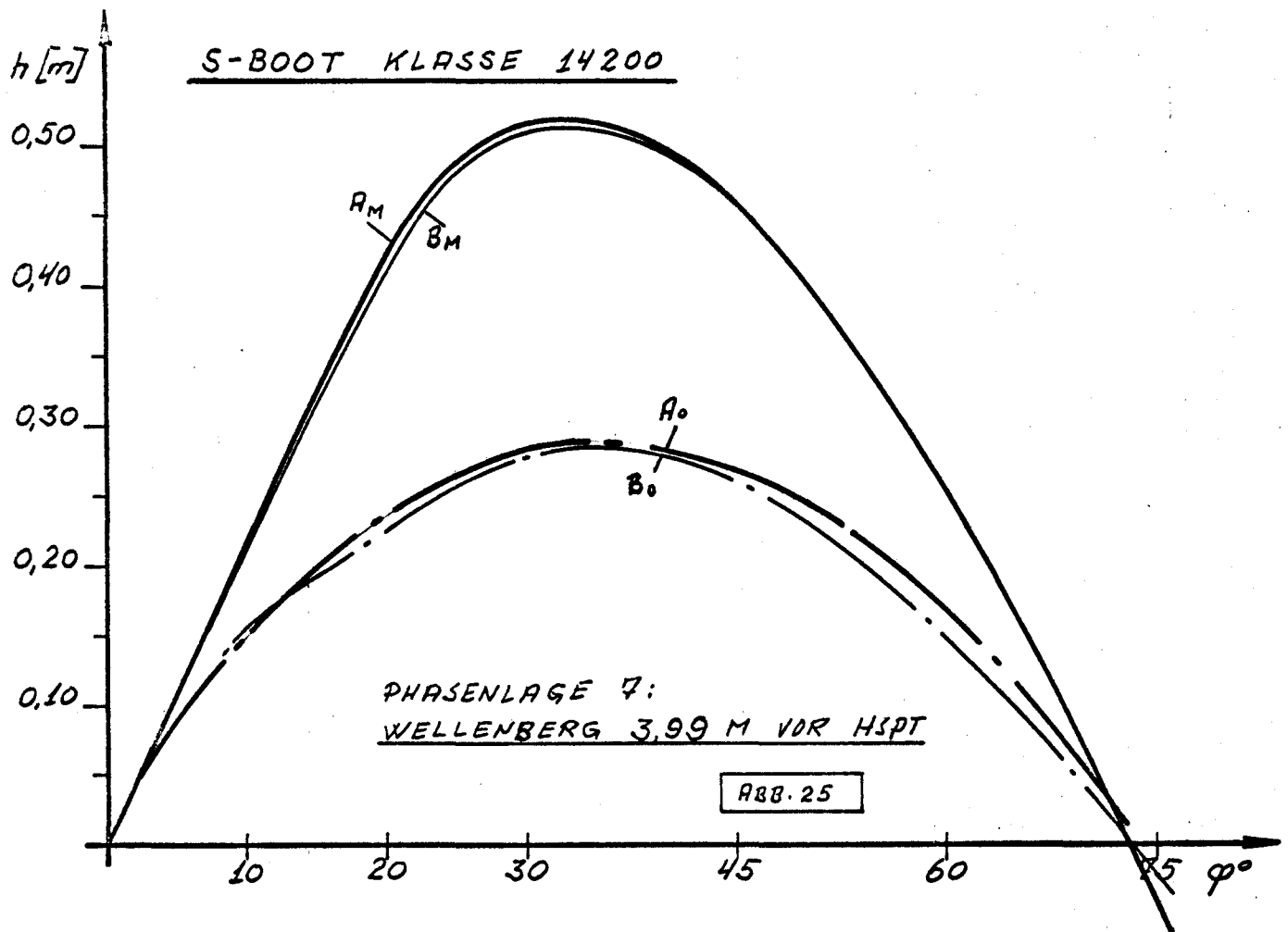


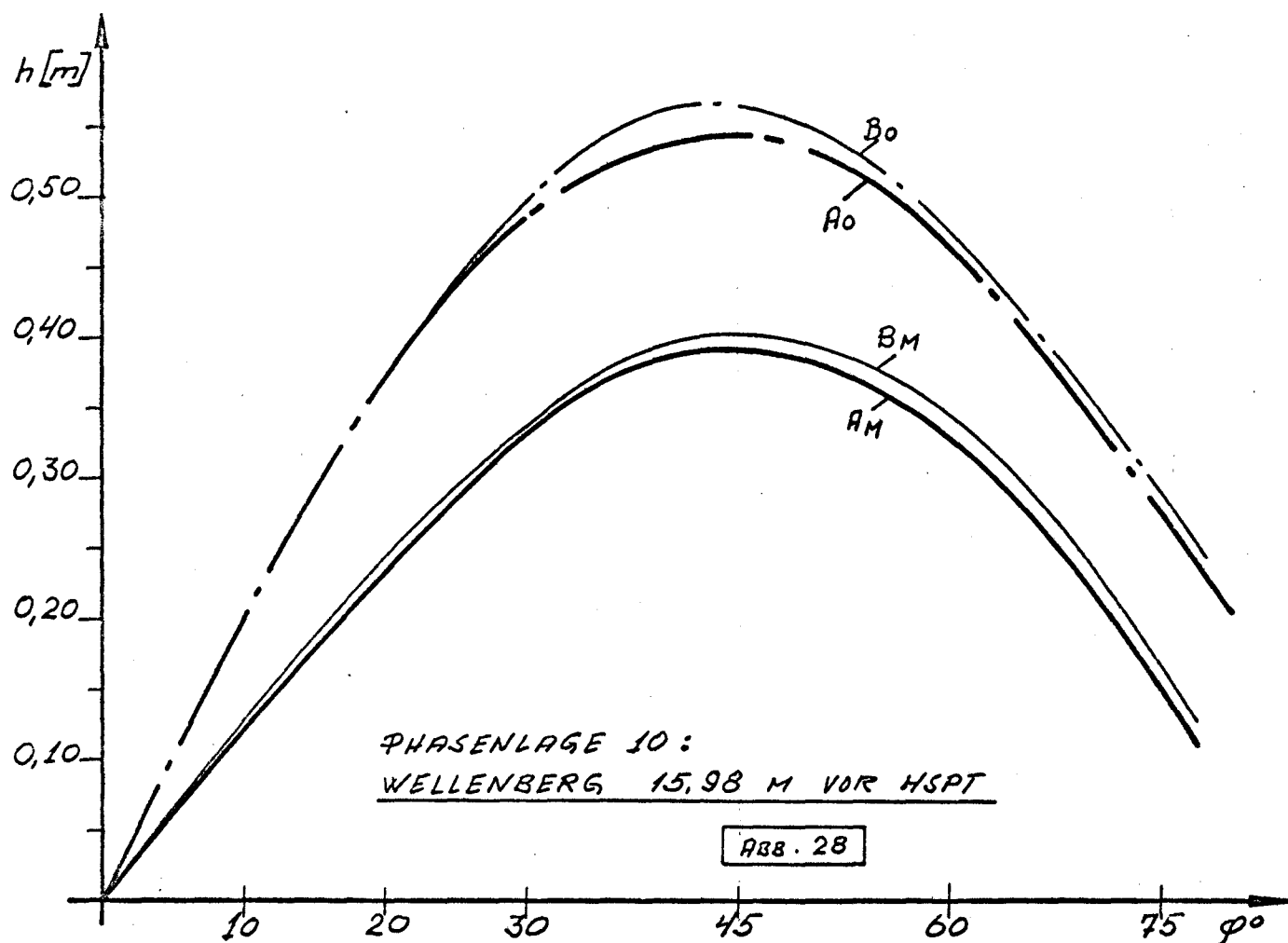
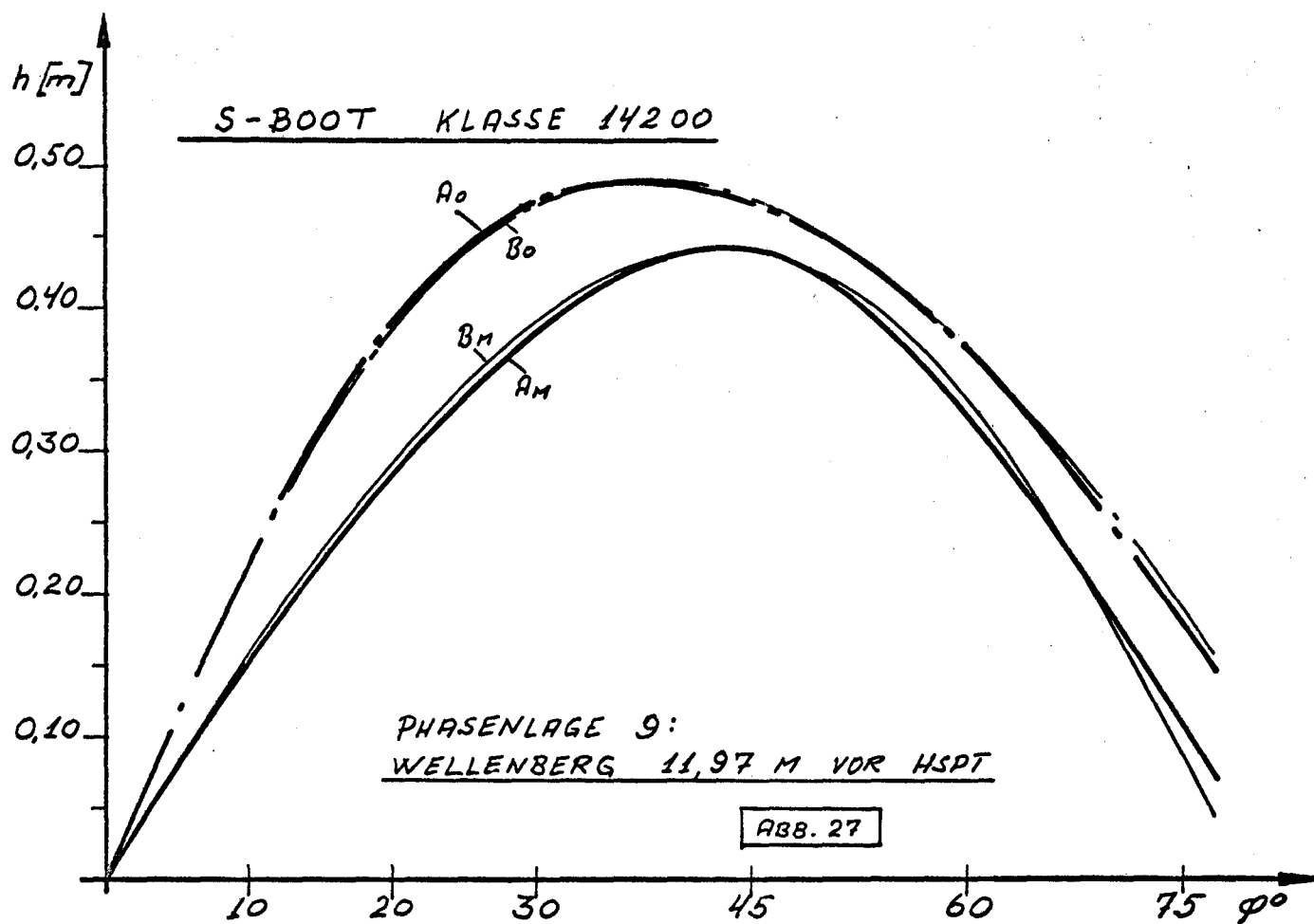
ABB. 18 FREGATTE KL. 12000 MIT U. OHNE AUFBAUTEN
HEBELARMSCHWANKUNGEN BEI 30° KRÄNGUNG

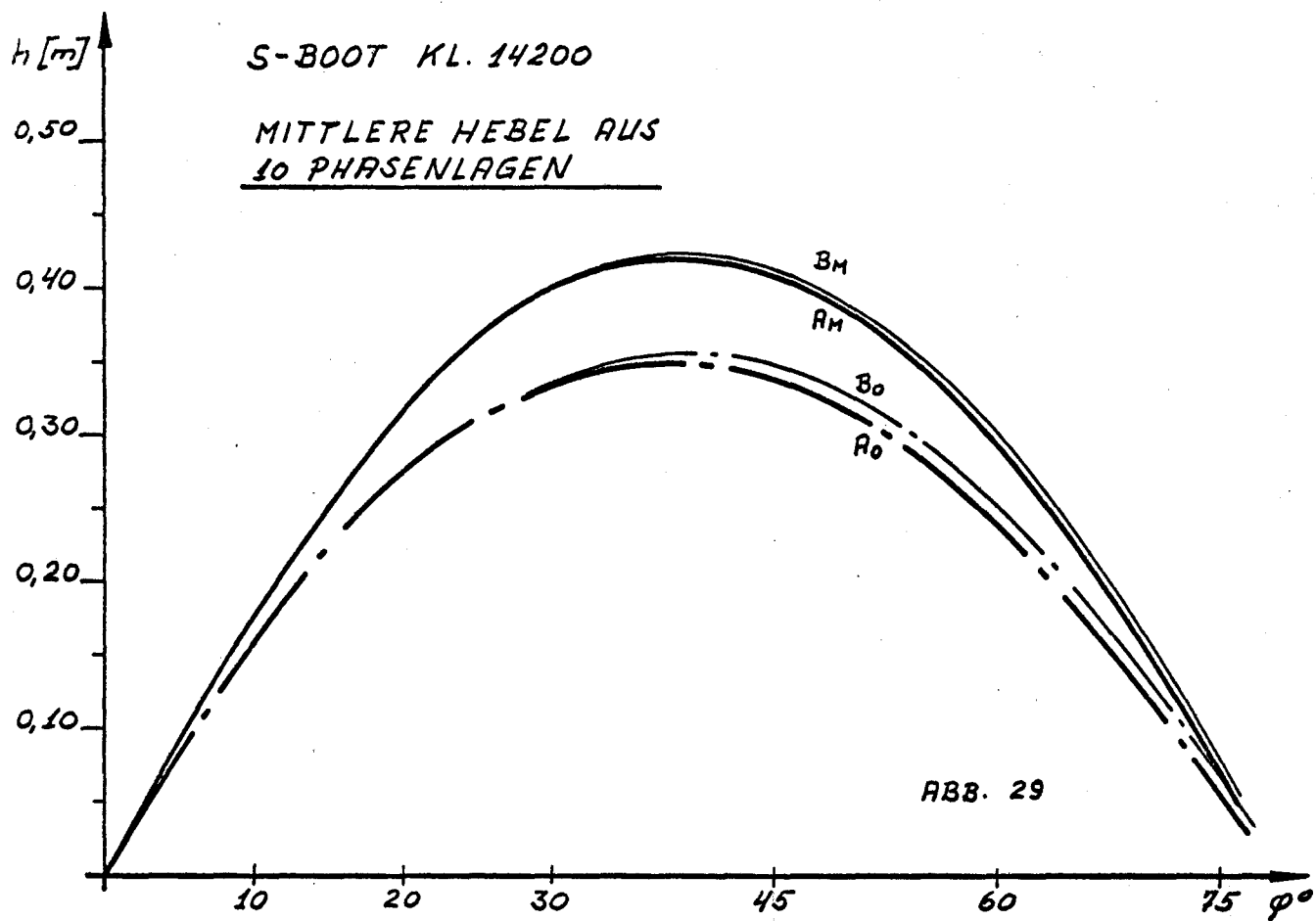












S-BOOT KL. 14200

HYDROSTAT. TRIMM FÜR 10 PHASENLAGEN
DER WELLE ZUM SCHIFF

WELLENLÄNGE = 39,90 M WELLENHÖHE = 3,34 M

PHASENL. 1 & WB A.D. LOTEN, PHASENL. 2 & WB AUF 0,1 L VOM HL.
ETC.

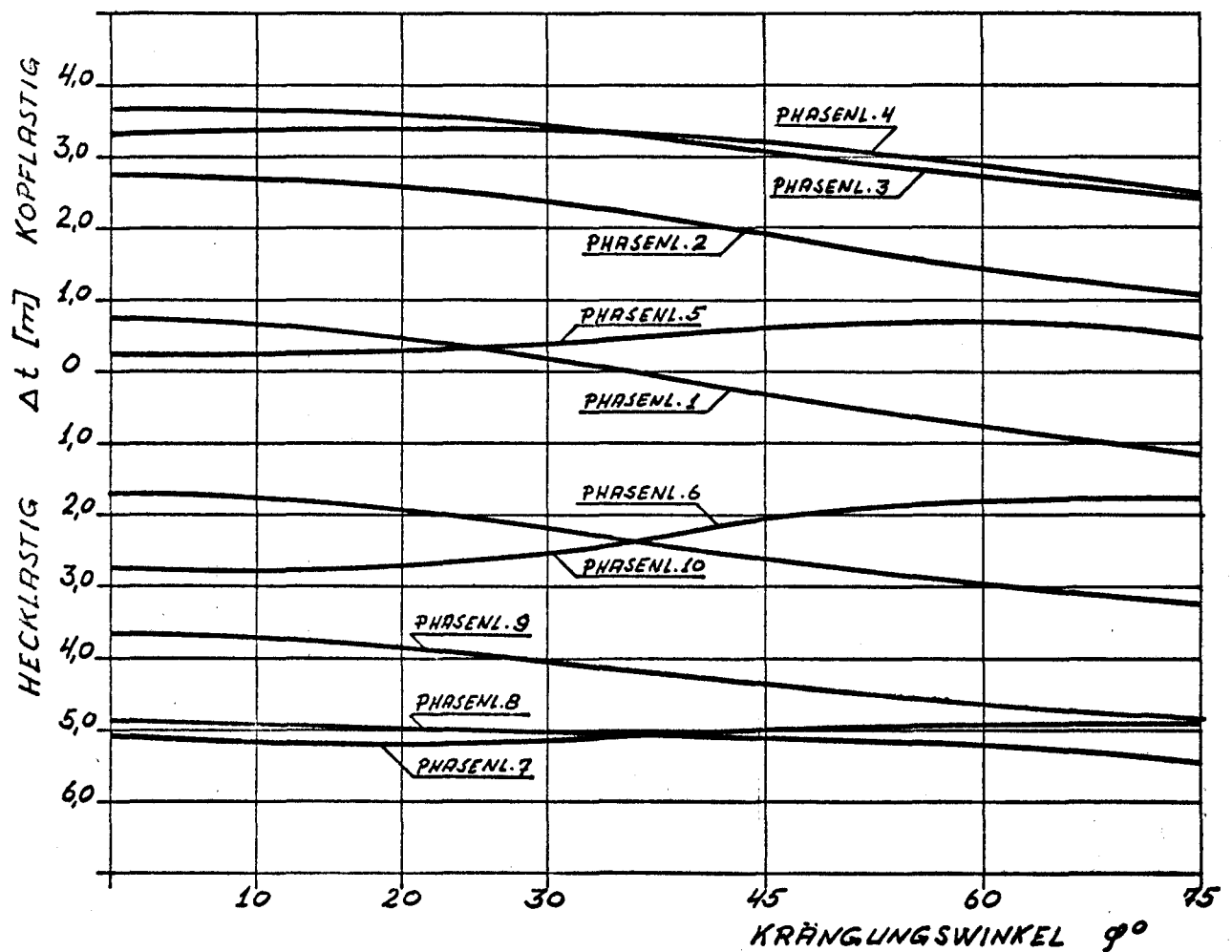


ABB. 30

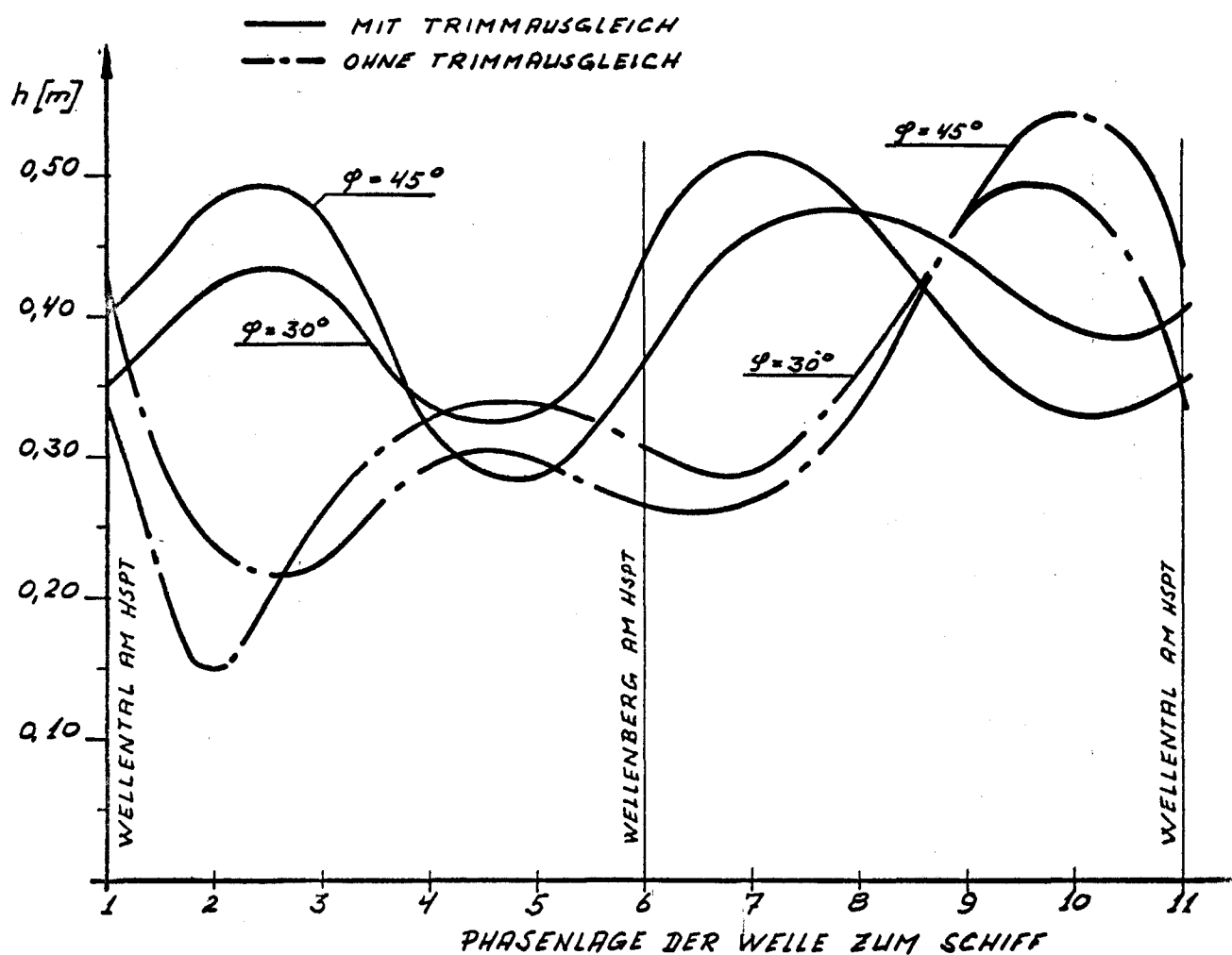


ABB. 31

S-BOOT KL. 14200
 HEBELARMSCHWANKUNGEN
 Dargestellt für 30° u. 45° KRÄNGUNG