

Der Einbau von Kühlern.

Dritter Teil :

Messungen an schräg angeblasenen ungestaffelten Kühler- blöcken bei parallelem Zu- und Abstrom.

Übersicht: Im Rahmen einer Reihe von theoretischen und experimentellen Untersuchungen zum Einbau von Kühlern, von denen der erste Teil bereits erschienen ist (FB 1566) und der folgende in Kürze herauskommen wird, berichten wir über Messungen zur Ermittlung des Durchflusswiderstandes von schräg angeblasenen ungestaffelten Kühlerblöcken, wobei Modellkühler und ein SKF-Kühler (dieser auch mit Umlenk-schaufeln am Blockeintritt) untersucht werden.

- Gliederung:
1. Vorbemerkungen über die möglichen Grenzen des Erreichbaren.
 2. Auswertung der Versuche von Kirshmer und Spangler.
 3. Versuchsanordnung und Messmethoden.
 4. Verluste bei schräg angeströmten Sieben.
 5. Das Verhalten von Modellkühlern.
 6. Das Verhalten eines aus SKF-Wasserscheiden aufgebauten Kühlerblockes.
 7. Verringerung der Umlenkverluste durch zusätzliche Hilfsmittel an der Kühlereintrittskante.
 8. Anwendung der Ergebnisse auf den Einbau von Kühlern.
 9. Zusammenfassung.
 10. Schrifttum.

Der Bericht umfaßt:
31 Seiten Text mit
32 Abbildungen.

AERODYNAMISCHE VERSUCHSANSTALT GÖTTINGEN E. V.

Institut für theoretische Aerodynamik.

Der Leiter:

Alb. Betz

Die Bearbeiter:

H. Pümpin J. Döber

Bezeichnungen.

x, y	rechtwinklige ebene Koordinaten; x in Anströmrichtung.
F_K	Kühlerstirnfläche.
F_E	Querschnittsfläche des Einlaufrohres.
f	freie Durchlässigkeit des Kühlerblockes = Verhältnis zwischen dem lichten Querschnitt zwischen den Kühlerelementen und der Kühlerstirnfläche F_K .
α	Schrägenblasungswinkel.
v_E	Geschwindigkeit im Einlaufrohr.
v_K	mittlere Durchtrittsgeschwindigkeit durch den Kühlerblock.
$v_K(y)$	örtliche Durchtrittsgeschwindigkeit durch den Kühlerblock.
v_t	Geschwindigkeitskomponente parallel zur Blockeintrittsfläche.
p_0	ungestörter Druck im Aussenraum.
p_E	mittlerer statischer Druck im Einlaufrohr.
p_{hK}	mittlerer statischer Druck hinter dem Kühlerblock.
Δp_K	Druckverlust im Kühlerblock.
Δp_U	Druckverlust während der Umlenkung im Blockeintritt.
$p_{ges th}$	theoretischer Wert des Gesamtdruckes.
p_{ges}	gemessener Wert des Gesamtdruckes.
σ_K	Beiwert des Druckabfalles im Kühlerblock
σ_{K_0}	Beiwert des Druckabfalles bei senkrechter Anströmung.
$\Delta \sigma_K$	Differenz zwischen dem jeweils gemessenen σ_K -Wert und σ_{K_0} bei gleichem mittleren Luftdurchsatz.

$$\eta_U = \frac{p_{ges} - p_E}{p_{ges th} - p_E}$$

$= 1 - \Delta C_K \cdot \cos^2 \alpha$ Umlenkungswirkungsgrad als Mass für die Gesamtdruckverluste während der Umlenkung.

$\eta_{Di} = 1 - \frac{\Delta p_{ges Di}}{q_0}$ Diffusorwirkungsgrad als Mass für die Gesamtdruckverluste im Diffusor vor dem Block.

Theoretische Abschätzung der Umlenkungsverluste:

① : $\Delta p_U = \frac{\rho}{2} v_t^2$ (G. Zeuner)

② : $p_{hK} \leq p_E$ (A. Betz)

1. Vorbemerkungen über die möglichen Grenzen des Erreichbaren.

Ehe wir die Vorgänge an schräg angeströmten Kühlerblöcken untersuchen, empfiehlt es sich, zu überlegen, welche Einflussgrößen dabei eine Rolle spielen werden und welche Ergebnisse möglicherweise zu erwarten sind. Wir betrachten eine Anordnung, wie sie in Abb. 1 skizziert ist, wo der Zulaufkanal mit parallelen Wänden unter dem Winkel α auf den ungestaffelten Kühlerblock trifft, und die Strömung hinter dem Block ohne weitere Umlenkung in Richtung der Kühlerelemente abfließt. Bei der Betrachtung der bei einer solchen Strömung möglichen Verluste sind wir in Ermangelung einer eingehenden Theorie von Tragflügelgittern mit derartig enger Teilung, wie sie der Kühlerblock darstellt, auf rein hydraulische Überlegungen angewiesen. Einige solche sind bereits im zweiten Teil dieser Berichte angestellt⁺⁾ . Die Hauptursache für Strömungsverluste wird bei der plötzlichen Verzögerung der Strömung im Blockeintritt zu erwarten sein, und wir müssen vermuten, dass der dadurch bedingte Druckanstieg im allgemeinen nicht voll

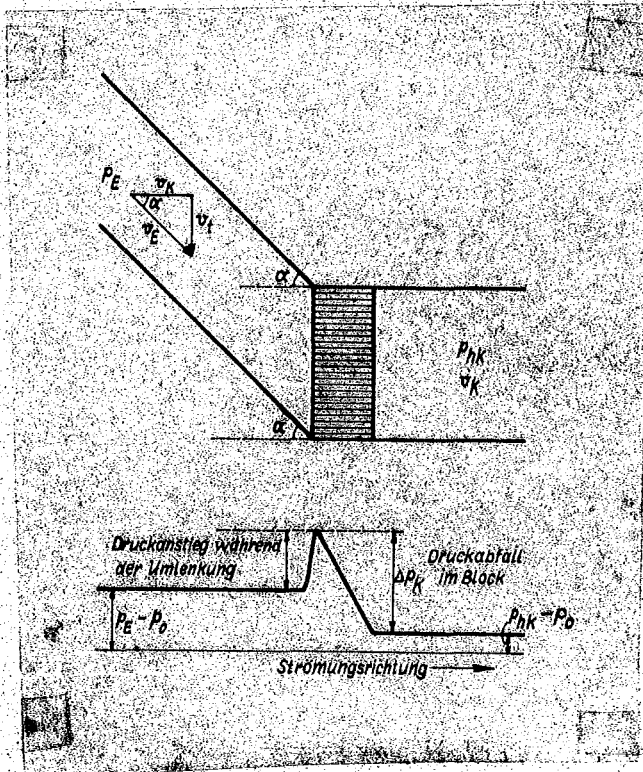


Abb. 1: Skizze der untersuchten Strömung und des Druckverlaufes.

aufzutreten wird. Eine der bestehenden Möglichkeiten ist nun die, dass die gesamte kinetische Energie der Geschwindigkeitskomponente v_t parallel zur Blockeintrittsfläche verloren geht. Im Abschnitt B II 1 des zweiten Teiles ist gezeigt, dass $\frac{\rho}{2} v_t^2 F_k$ gleichbedeutend ist mit der Summe der an der Vorderkante der einzelnen Kühlerelemente auftretenden Saugkräfte. Diese Strömung ist von H. Zeuner [1] und von D. Thome [2] ausführlich diskutiert und auch von I. Faust [3] bei Messungen an vorzugsweise schräg angeströmten Kühlern herangezogen (vgl. auch B. Eck [4]). Zu dem Druckabfall im Block

$$(1) \quad \Delta p_k = C_{k0} \frac{\rho}{2} v_k^2$$

⁺⁾ Der 2. Teil behandelt die eindimensionale Theorie der Kühlerströmung und erscheint in Kürze.

der bereits bei senkrechter Zuströmung auftritt, kommt danach bei Schräganströmung noch ein weiterer hinzu:

$$(2) \quad \Delta p_U = \frac{\rho}{2} v_t^2$$

sodass sich insgesamt unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse ergibt:

$$(3) \quad c_K = \frac{\Delta p_K + \Delta p_U}{\frac{\rho}{2} v_K^2} = c_{K0} + \left(\frac{v_t}{v_K}\right)^2 = c_{K0} + \operatorname{tg}^2 \alpha = c_{K0} + \Delta c_K \quad \text{mit} \\ \Delta c_K = \operatorname{tg}^2 \alpha.$$

Wir teilen also die Gesamtverluste in einen von der Schräganblasung unabhängigen Anteil c_{K0} und einen davon abhängigen Δc_K -auf, was unter der Annahme berechtigt ist, dass die Reibungsverluste im Block nur von v_K abhängen, und die Schräganblasungsverluste bereits unmittelbar am Blockeintritt vollständig aufgetreten sind.

Da die Abschätzung (3) den ungünstigsten Fall annimmt, wollen wir eine weitere Möglichkeit ins Auge fassen. Diese besteht nach A. Betz darin, dass bis zu solchen Winkeln α überhaupt keine zusätzlichen Verluste auftreten, bei denen immer noch der Druck p_{HK} hinter dem Kühler kleiner als der Druck p_E im Einlaufrohr bleibt, dass also die Energieverluste erst dann beginnen, wenn der Strömung im ganzen ein Druckanstieg abverlangt wird. Hierbei ist vorausgesetzt, dass die Kühlelemente die an der Einströmseite auftretenden Saugkräfte aufnehmen können. Dies wird nicht immer der Fall sein, so dass diese Abschätzung der Verluste etwa die untere Grenze des Erreichbaren darstellen dürfte. Wenn wir nun annehmen, dass oberhalb eines gewissen kritischen Schräganblasungswinkels α_{krit} stets $p_{HK} = p_E$ bleibt, so kommen wir zu einer weiteren Abschätzung für die zusätzlichen Verluste. Der Energiesatz für die gesamte Strömung lautet dann

$$p_E + \frac{\rho}{2} v_E^2 = p_{HK} + \frac{\rho}{2} v_K^2 + \Delta p$$

woraus folgt (mit $p_{HK} = p_E$):

$$(4) \quad c_K = c_{K0} \quad \text{und} \quad \Delta c_K = 0 \quad \text{für} \quad \alpha \leq \alpha_{\text{krit}}$$

$$c_K = \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} v_K^2} = \left(\frac{v_E}{v_K}\right)^2 - 1 = \operatorname{tg}^2 \alpha \quad \text{und} \quad \Delta c_K = \operatorname{tg}^2 \alpha - c_{K0} \quad \text{für} \quad \alpha \geq \alpha_{\text{krit}} \quad \text{mit}$$

$$(5) \quad \alpha_{\text{krit}} = \arccos \frac{1}{\sqrt{1 + c_{K0}}} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\sqrt{c_{K0}}}$$

Bei dieser Abschätzung hängen die zusätzlichen Verluste also wesentlich von dem Ausgangswert C_{K0} für $\alpha = 0$ ab. Das kleinste Verhältnis zwischen der Eintrittsfläche F_E und der wirksamen Kühlerfläche F_K , welches nach dieser Abschätzung eine verlustlose Strömung gestattet, wäre nach (5)

$$(5a) \quad \frac{F_E}{F_K} = \frac{1}{\sqrt{1 + C_{K0}}} = \frac{v_K}{v_E}$$

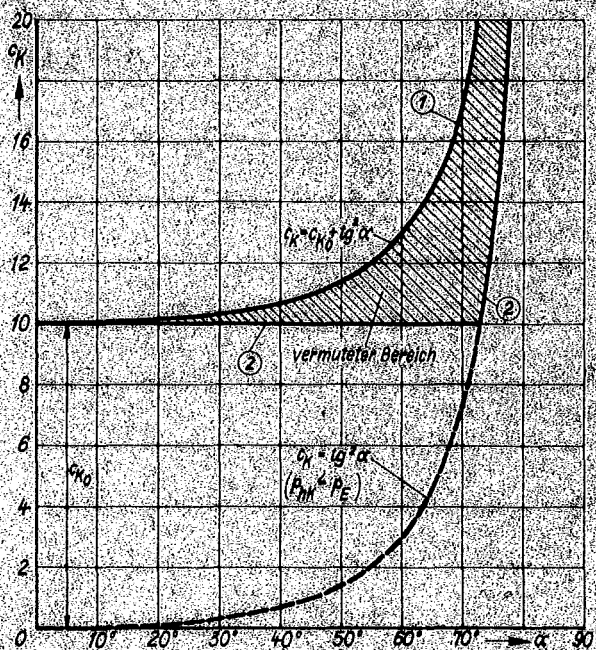
(man beachte den inneren Zusammenhang mit der bekannten Beziehung für den Luftdurchsatzbeiwert des freifahrenden, senkrecht angeströmten Gitterkühlerblocks mit parallelem Abstrom).

Durch diese beiden Abschätzungen haben wir einen Bereich für

die Ergebnisse eingegrenzt, der für ein Beispiel in Abb.2 aufgetragen ist. Wir erkennen jetzt schon, dass wir bei den heutigen Blockdichten bis zu Winkeln von etwa 45° keine nennenswerten Schrägenblasungsverluste zu erwarten brauchen. Darüber hinaus steigen die Grenzen jedoch bald sehr steil an, sodass wir unsere Aufmerksamkeit hauptsächlich diesem Gebiete widmen müssen.

Wegen des steilen Verlaufes der Grenzkurven bei grösseren Anstellwinkeln empfiehlt es sich, für vergleichende Betrachtungen eine andere Auftragsweise und ein anderes Mass für die Schrägenblasungsverluste einzuführen. Ein solches

Abb.2: Zur Abschätzung der Verluste.



erhalten wir, wenn wir die tatsächliche Differenz des Gesamtdruckes am Blockeintritt nach der Umlenkung gegenüber p_0 zu der entsprechenden theoretischen bei verlustloser Strömung in Beziehung setzen. Während die theoretische Drucksteigerungsmöglichkeit gleich

$$p_{ges th} - p_E = \frac{\rho}{2} v_E^2$$

zu setzen ist, sollen im tatsächlichen Gesamtdruck alle Verluste, die durch die Schräganströmung bedingt sind, enthalten sein:

$$p_{ges} - p_E = \frac{\rho}{2} v_E^2 - \Delta c_K \frac{\rho}{2} v_K^2$$

Der Quotient beider Werte kann als "Umlenkungswirkungsgrad η_U " bezeichnet werden:

$$(6) \quad \eta_U = \frac{p_{ges} - p_E}{p_{gesth} - p_E} = 1 - \Delta c_K \left(\frac{v_K}{v_E} \right)^2 = 1 - \Delta c_K \cos^2 \alpha$$

Wir hätten statt dessen die gleiche Ueberlegung auch mit den statischen Drückenunterschieden anstellen können, wie es von H. R e i n i g e r vorgeschlagen ist, und wären dann zu der Beziehung

$$(7) \quad \eta_U' = 1 - \Delta c_K \cotg^2 \alpha$$

gekommen. Da jedoch eine Auswertung von Messergebnissen nach (7) eine ausserordentliche Messgenauigkeit erfordert, besonders im Bereich kleiner und mittlerer Winkel, ziehen wir für den praktischen Gebrauch die Beziehung (6) vor. Ausserdem hat diese Definition noch weitere Vorteile, wie wir unten sehen werden.

Die vorgenommenen Abschätzungen für die Schräganblasungsverluste können wir nun in den Umlenkungswirkungsgrad einführen. Aus der ersten Abschätzung (3) erhalten wir

$$(8) \quad \eta_U = 1 - \tg^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha = \cos^2 \alpha$$

und aus der zweiten Abschätzung (4):

$$(9) \quad \eta_U = 1 \quad \text{für} \quad \alpha \leq \alpha_{krit}$$

$$\eta_U = 1 - \tg^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha + c_{ko} \cos^2 \alpha = \cos^2 \alpha (1 + c_{ko}) \quad \text{für} \quad \alpha \geq \alpha_{krit}$$

Diese beiden Grenzkurven und das dazwischenliegende Gebiet, in dem wir unsere Messergebnisse vermuten, sind in Abb. 3 aufgetragen. Wir werden diese Grenzkurven z.T. auch in die späteren Ergebnisse

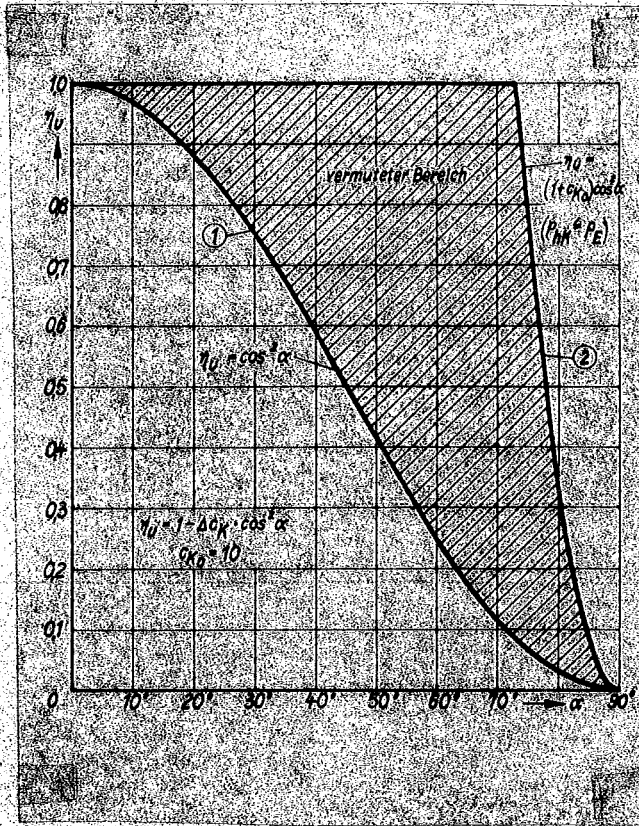


Abb. 3: Zur Abschätzung des Umlenkungswirkungsgrades.

eintragen und werden dabei die sich nach der ersten Abschätzung (3) bzw. (8) ergebenden mit ① und die sich nach der zweiten Abschätzung (4) bzw. (9) ergebenden mit ② bezeichnen. Wir möchten jedoch nochmals betonen, dass diese Grenzkurven nicht zwingend in dem Sinne sind, dass ihre Ueberschreitung eine physikalische Unmöglichkeit wäre; sie sollen uns nur einen Anhalt für die Beurteilung geben. Wird die Kurve ① erreicht oder sogar unterschritten, so haben wir zweifellos einen für Schräganblasung ungeeigneten Kühler vor uns; es ist aber durchaus möglich, dass bei günstiger Formgebung der Kühler-elemente die Kurve ② überschritten wird, d.h. dass auch ein Druckanstieg in Strömungsrichtung trotz des Druckverlustes im Block möglich

ist.

Die Anwendung dieser Ueberlegungen setzt voraus, dass ausser den Schräganblasungsverlusten beim Eintritt in den Block und dem Druckabfall im Kühler, der bereits bei Geradenströmung auftritt, keine weiteren Verlustursachen anzunehmen sind. Solche könnten u.a. dadurch auftreten, dass die Geschwindigkeitsverteilung über die Kühlerfläche ungleichmässig wird (vgl. Abschnitt B III im Teil II dieser Berichte). Sollte dies der Fall sein, so sind die Abschätzungen in ihrer Sinnfälligkeit eingeschränkt.

Die Auftragungen von η_U haben ausserdem noch den Vorteil, dass wir daraus die tatsächlichen Druckverhältnisse ablesen können. Wir können η_U nach Definition auch in folgender Form schreiben:

$$\eta_U = 1 - \frac{\Delta p_U}{\frac{\rho}{2} v_E^2}$$

sodass sich der Druckverlust während der Umlenkung zu

$$(10) \quad \frac{\Delta p_u}{\frac{\rho}{2} v_E^2} = 1 - \eta_u$$

ergibt. Da wir bei der Abschätzung ① angenommen haben, dass der gesamte theoretische Druckanstieg nicht auftritt, haben wir in $1 - \eta_u$ ① direkt die Grösse des theoretischen Druckanstieges bezogen auf den Staudruck im Einlauf. Damit gibt die Differenz zwischen dem gemessenen η_u und η_u ① den Betrag der während der Umlenkung tatsächlich auftretenden Druckerhöhung an.

2. Auswertung der Versuche von Kirschmer und Spangler.

Unser Problem ist bereits in ähnlicher Weise im Wasserbau aufgetreten, als es sich darum handelte, den Gefällsverlust an

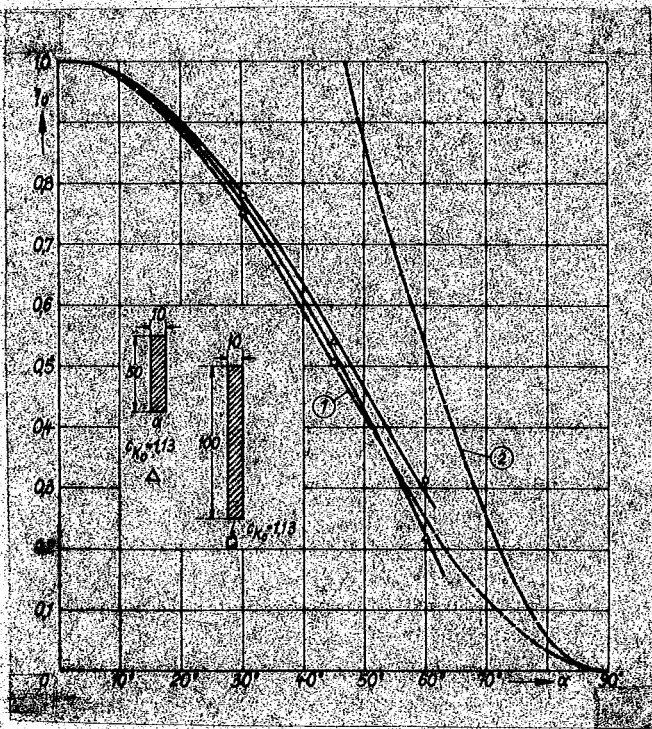


Abb. 4: Umlenkungswirkungsgrad bei scharfkantigen Stäben nach J. Spangler [5].

Rechen, die bei Wasserkraftanlagen zum Abfangen von Treibgut verwendet werden, bei schräger Zuströmung zu untersuchen. Dazu wurden sehr ausführliche Versuche im Institut von D. T h o m a [5], [6] durchgeführt, die uns auch für unsere Zwecke einigen Aufschluss geben, da sie vor allem den Einfluss der Form der Gitterstäbe zeigen. Bei vorn scharfkantigen rechteckigen Stäben sind die Umlenkverluste besonders gross (Abb. 4), und die Werte liegen -

auch bei Stäben verschiedener Tiefe - praktisch auf der Kurve ①. Eine Abrundung der Vorderkante verbessert die Verhältnisse erheblich, da auf diese Weise die

Aufnahme von Saugkräften ermöglicht wird (Abb. 5); dabei wird die Grenze ② praktisch erreicht. Diese kann aber auch überschritten werden, wie die Versuche mit tragflügelähnlich profilierten

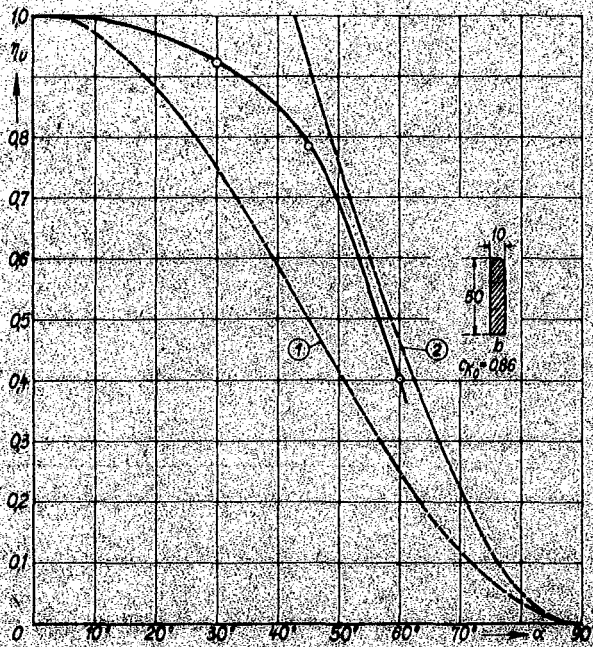


Abb. 5: Umlenkungswirkungsgrad bei vorn abgerundeten Stäben nach J. Spangler [5].

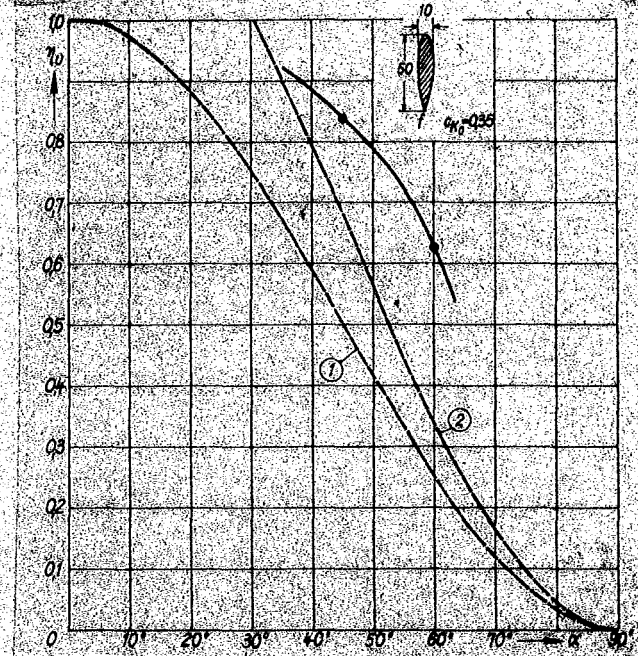


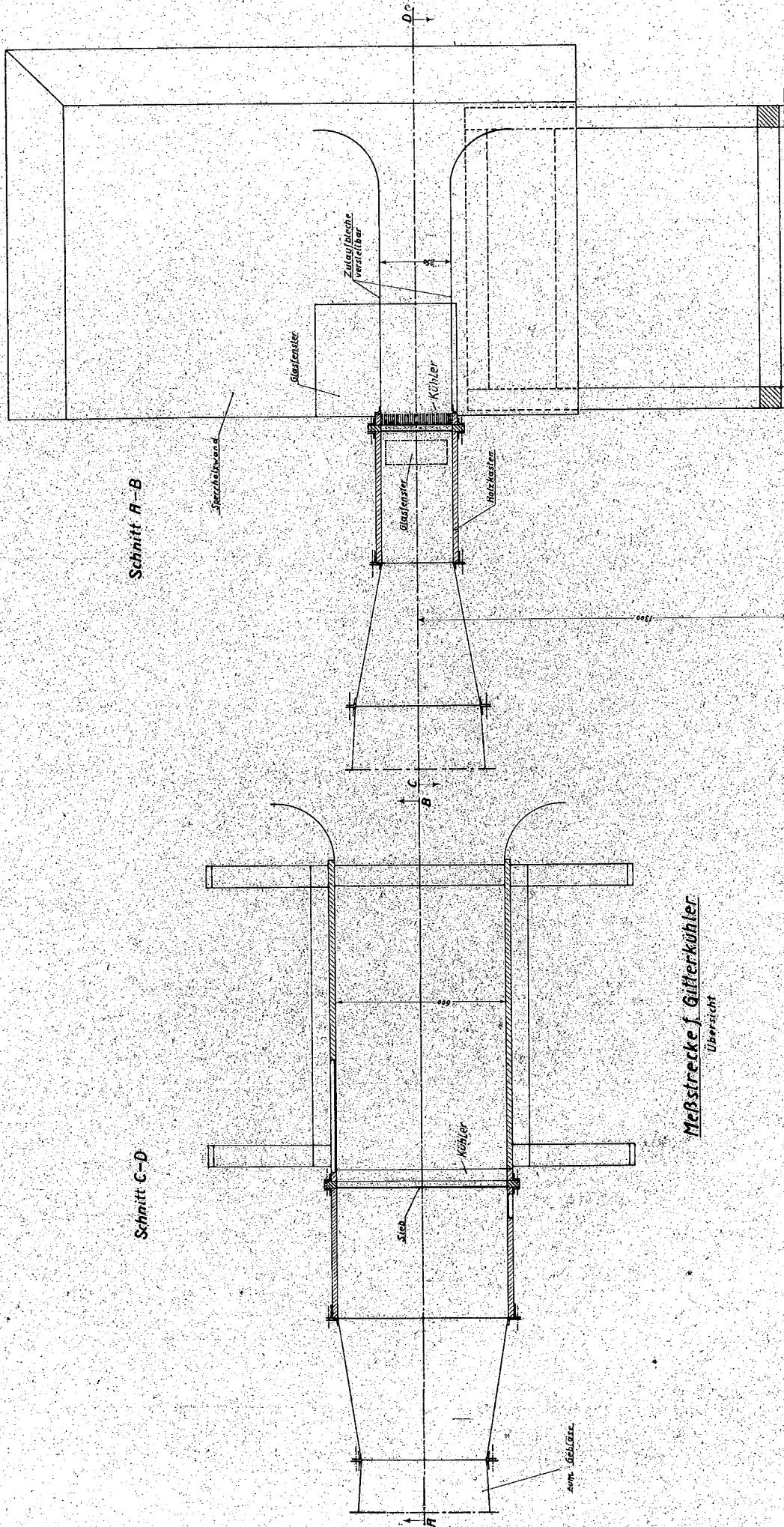
Abb. 6: Umlenkungswirkungsgrad bei profilierten Stäben nach J. Spangler [5].

Gitterstäben zeigen (Abb. 6). Insgesamt erkennen wir also, dass die angegebenen Grenzen eine brauchbare Bewertung darstellen, und dass nur bei deutlich ungeeigneter Ausführung der Gitterelemente der gesamte, durch ① gegebene Verlust auftritt.

Diese Versuche reichen natürlich für unsere Zwecke nicht aus, da der Kühler einen bedeutend höheren Druckabfall hat und auch in der Formgebung der Gitterelemente von den untersuchten Rechen abweicht. Wir sind also darauf angewiesen, diese Messungen durch weitere an Gittern mit grösserem Widerstand und an Originalkühlerblöcken zu ergänzen.

3. Versuchsanordnung und Messmethoden.

Die Messtrecke, deren Aufbau aus Abb. 7 hervorgeht, war so bemessen, dass Originalkühlerblöcke von ausreichender Grösse bei den im praktischen Fall auftretenden Durchflussgeschwindigkeiten



Meßstrecke f. Gitterkühler
Übersicht

Abb. 7.

gemessen werden konnten. Der Messquerschnitt war rechteckig mit den Seitenlängen 250mm und 600mm, sodass im Mittelschnitt mit ebener Strömung gerechnet werden kann. Die Luft wurde über einen Einlauftrichter aus dem freien Raum angesogen und besass im Einlaufrohr vor der Messtrecke eine über den ganzen Querschnitt gleichmässige Geschwindigkeit, was auch bei grossen Schrägenblasungswinkeln zutraf. Die obere und die untere Wand des Einlaufes waren zwischen den senkrechten Seitenwänden schwenkbar, sodass beliebige Winkel α eingestellt werden konnten. Hinter dem Kühler wurde die Luft in Richtung der Kühler Elemente durch einen Kanal von gleichbleibendem Querschnitt der Länge 500 mm abgeführt und zu einem Radialgebläse geleitet. Die Höchstgeschwindigkeit bei freier Messtrecke ohne Umlenkung betrug etwa 50 m/s und war bei eingebautem Kühler dem c_K -Wert entsprechend geringer, wie aus den später angegebenen Messungen hervorgeht.

Gemessen wurde der statische Druck p_E im Einlaufrohr gegenüber dem statischen Druck p_0 der ruhenden Luft vor dem Einlauf und der statische Druck $p_{HK} - p_0$ hinter dem Kühler in einem Abstand von 200 mm, die beide über den ganzen Querschnitt konstant waren; ferner der Gesamtdruckunterschied $p_{ges} - p_0$ hinter dem Kühler im allgemeinen in einem Abstand von 40 mm mithilfe einer integrierenden Messplatte nach v. H o l s t [7] der Höhe 28mm. Die mittlere Geschwindigkeit v_K erhielten wir einmal aus

$$(11) \quad \frac{\rho}{2} v_K^2 = - (p_E - p_0) \cdot \cos^2 \alpha$$

und ferner mit einer über eine Strecke von 22 mm, die Geschwindigkeit mittelnden Sonde nach v. H o l s t [7], mit welcher in einem Abstand von 40 mm hinter dem Kühler der Querschnitt ausgemessen wurde. Mit dieser Sonde erhielten wir auch die Verteilung der Durchflussgeschwindigkeit.

Der gesamte Druckabfall im Kühler konnte ebenfalls auf zwei Weisen ermittelt werden. Dessen Mittelwert erhalten wir aus:

$$(12) \quad C_K = \frac{(p_E - p_0) \cos^2 \alpha - (p_{HK} - p_0)}{\frac{\rho}{2} v_K^2} = \frac{p_{HK} - p_0}{(p_E - p_0) \cos^2 \alpha} - 1$$

Die Messplatte liefert den örtlichen Gesamtdruckverlust, sodass wir durch Integration einen weiteren Mittelwert für σ_k erhielten:

$$(13) \quad c_k = \frac{-(P_{\text{ges Messplatte}} - p_0)}{\frac{3}{2} v_k^2}$$

Es wurde der Schräganblasungswinkel verändert und bei jeder Anordnung jeweils die Durchflussgeschwindigkeit. Die auf verschiedene Weise gewonnenen Messwerte stimmten überein, wie später an einigen Beispielen gezeigt wird.

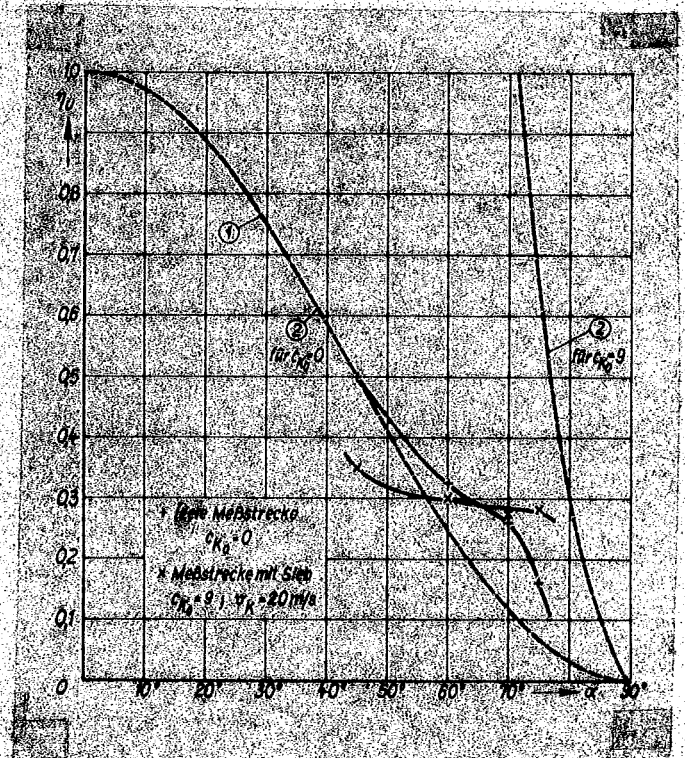
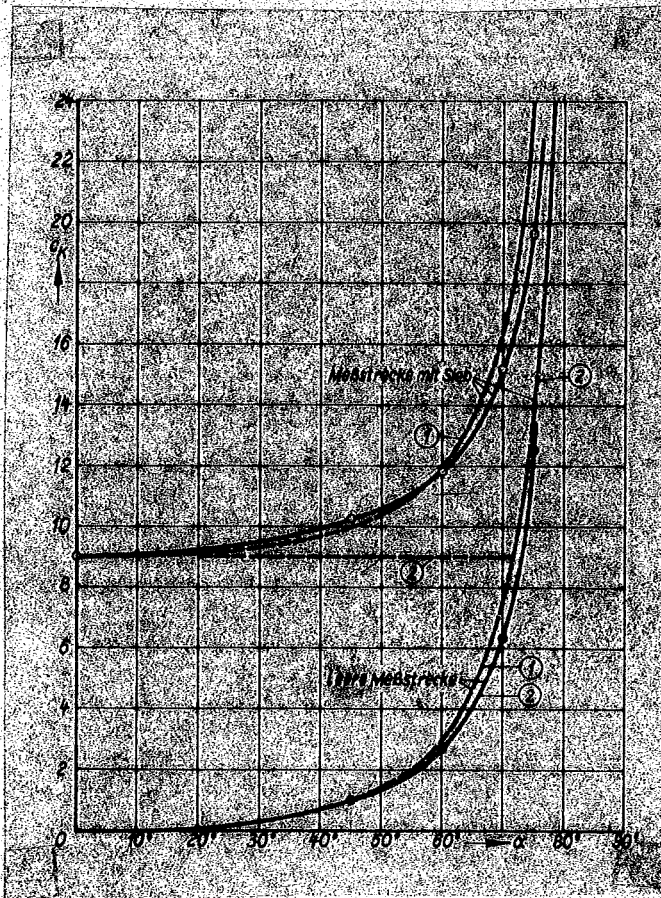


Abb. 8: Die Verluste in der leeren Messstrecke und in der Messstrecke mit Sieb.

Abb. 9: Umlenkungswirkungsgrad bei der leeren Messstrecke und bei der Messstrecke mit Sieb.

4. Verluste bei schräg angeströmten Sieben.

Da häufig Siebe zum Kühlerersatz herangezogen werden, haben wir zum Vergleich mit den später untersuchten Gitterkühlern zunächst die Verluste gemessen, die auftreten, wenn statt des Küh-

lers ein Sieb eingebaut ist. In diesem Fall treten naturgemäss kaum Saugkräfte auf, sodass die Abschätzung ① praktisch zutrifft (Abb.8 und 9). Der Druckanstieg während der Umlenkung ist nur sehr geringfügig. Bei der leeren Messtrecke reisst die Strömung an der oberen Kante völlig ab. Durch das Sieb wird die Strömung vergleichmässigt. Die Gesamtdruckverluste, die hier nicht näher angegeben sind, schwanken beim Sieb nur um höchstens ± 10 o/o. Bei der Geschwindigkeitsverteilung (vgl. Abb.10)

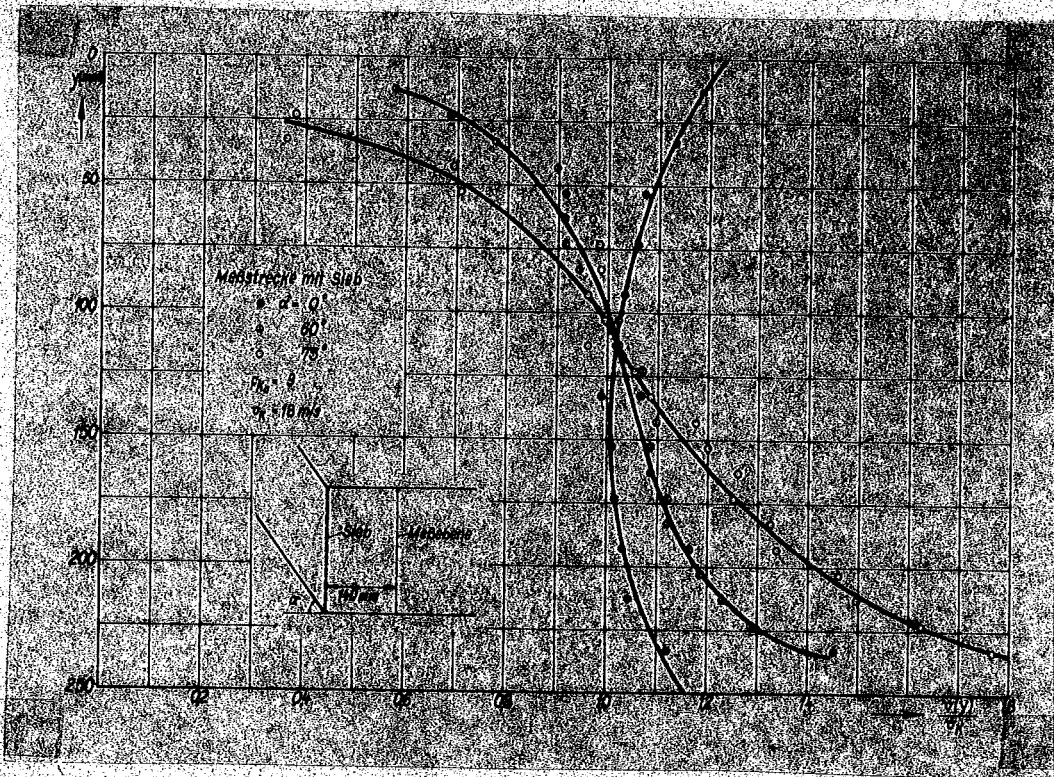


Abb.10: Geschwindigkeitsverteilung hinter dem Sieb.

ist es aber immer noch so, dass bei den grossen Anstellwinkeln die Luft vorzugsweise in den engen unteren Spalt fliesst, was anschaulich verständlich ist. Für den Kühlerersatz sind also die Siebe nicht brauchbar, da sie nur den Drucksprung nachahmen aber nicht die Gittereigenschaften.

5. Das Verhalten von Modellkühlern. Um einen allgemeinen Ueberblick grundsätzlicher Art zu bekommen, haben wir Modellkühler

untersucht. Diese bestanden aus vorne gut abgerundeten Metallstäben von 4 mm Dicke und 45 mm Tiefe. Beim Modellkühler 1 betrug die lichte Weite zwischen den Stäben 3 mm ($f = 0,43$), bei Modellkühler 2 betrug sie 10 mm ($f = 0,71$). Der Druckabfall war bei beiden verhältnismässig gering ($c_{K0} = 2,8$ bzw. $c_{K0} = 0,3$) und wurde durch nachgeschaltete Siebe bis auf Werte von etwa $c_{K0} = 15$ erhöht, in der Hoffnung, dass die Gitterstäbe auch dann noch zur Aufnahme der Gitterkräfte ausreichen.

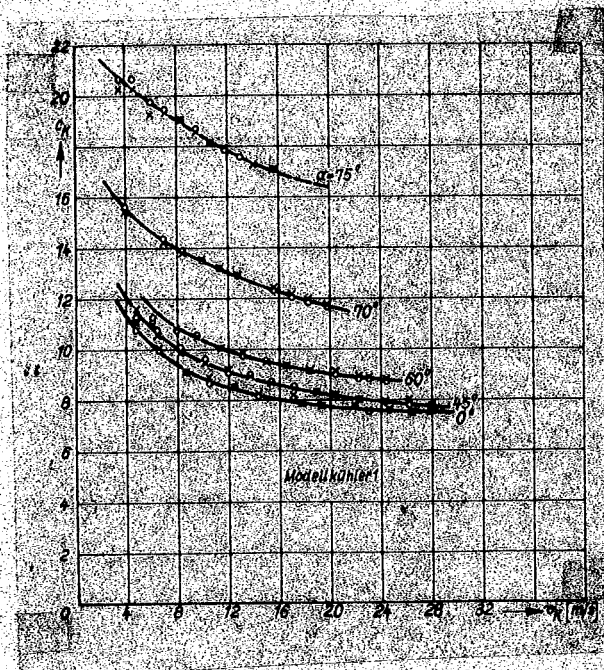


Abb. 11: Abhängigkeit des Durchflusswiderstandes von der Durchflussgeschwindigkeit bei einem Modellkühler für verschiedene Schräganblasungswinkel.

Für eine Anordnung haben wir in Abb. 11 den typischen Verlauf von c_K über v_K für verschiedene Schräganblasungswinkel angegeben. Es sind die aus dem statischen Druckunterschied und die aus dem Gesamtdruckunterschied erhaltenen Messpunkte eingetragen, um die Übereinstimmung der beiden Messverfahren zu zeigen. Die Steigerung der c_K -Werte mit α geht aus den Abb. 12 und 13 hervor, wobei die Auftragung von Abb. 12 eine unmittelbare Anschauung über den Winkelbereich gibt, in dem die Widerstände noch in tragbaren Grenzen liegen und ausserdem den Winkelbereich zeigt, in dem man praktisch nicht hinkommen kann.

Wie zu erwarten war, verhält sich der Modellkühler 2 wegen seiner weiteren Gitterteilung schlechter als der Modellkühler 1 (Abb. 13), was besonders an Abb. 14 deutlich wird, wo die Grenzen mit eingetragen sind. Gegenüber den Messungen mit Sieb (vgl. Abb. 8) ist ein deutlicher Gewinn zu verzeichnen. Da die Grenze ② teilweise überschritten wird, liegt also in diesen Fällen sogar ein Druckanstieg in Strömungsrichtung vor, sodass der Druck hinter dem Kühler grösser als der Druck im Einlaufrohr ist. Auch die Umlenkungswirkungsgrade η_U liegen zumindest beim Modellkühler 1 bis über $\alpha = 60^\circ$ bei brauchbaren Werten (Abb. 15). Es zeigt sich eine deutliche Abhängigkeit von der Reynoldsschen

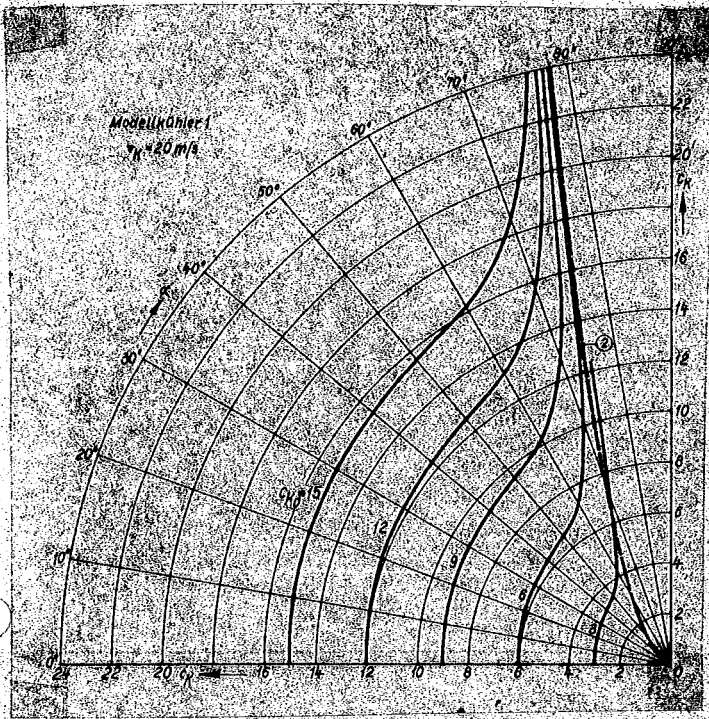


Abb. 12: Der Durchflusswiderstand in Abhängigkeit von Schräganblasungswinkel bei einem Modellkühler

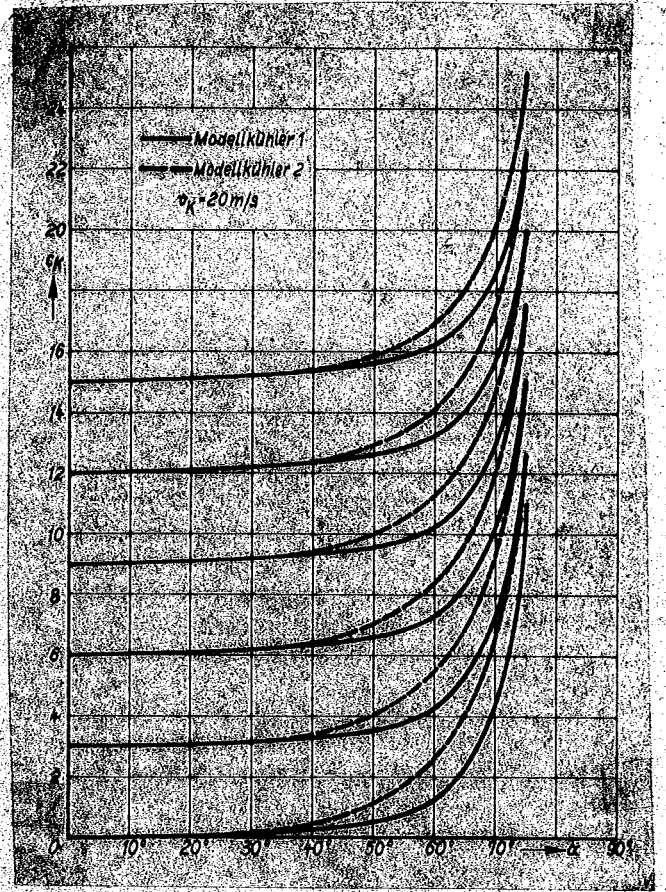


Abb. 13: Durchflusswiderstände bei Modellkühlern verschiedener Gitterteilung und verschiedenen Ausgangs- c_k -Werten.

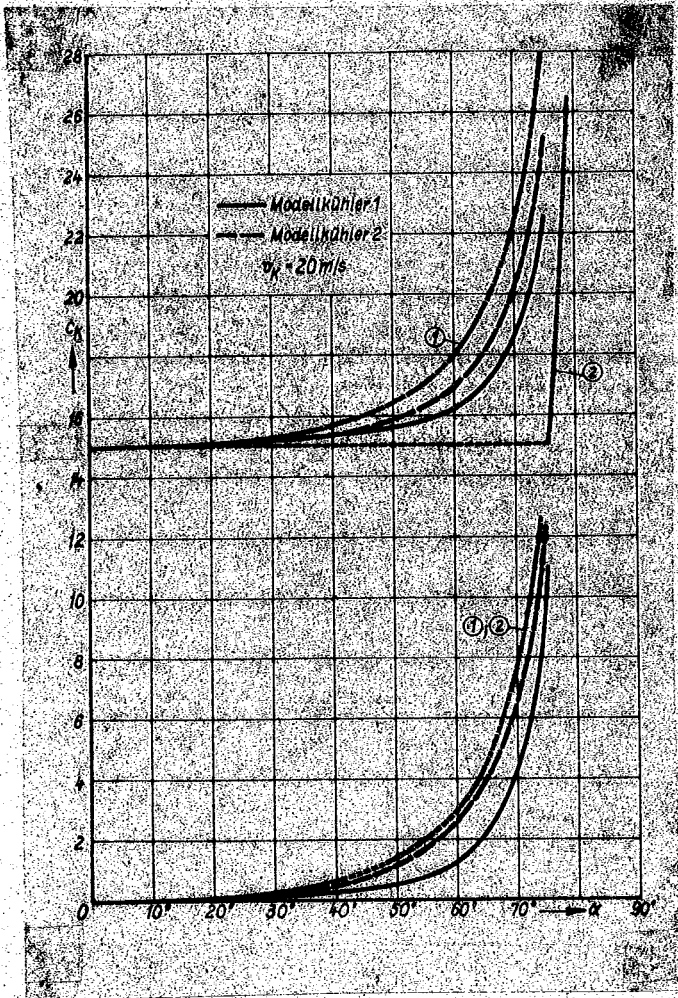


Abb. 14: Vergleich der Messwerte mit den verschiedenen Abschätzungen.

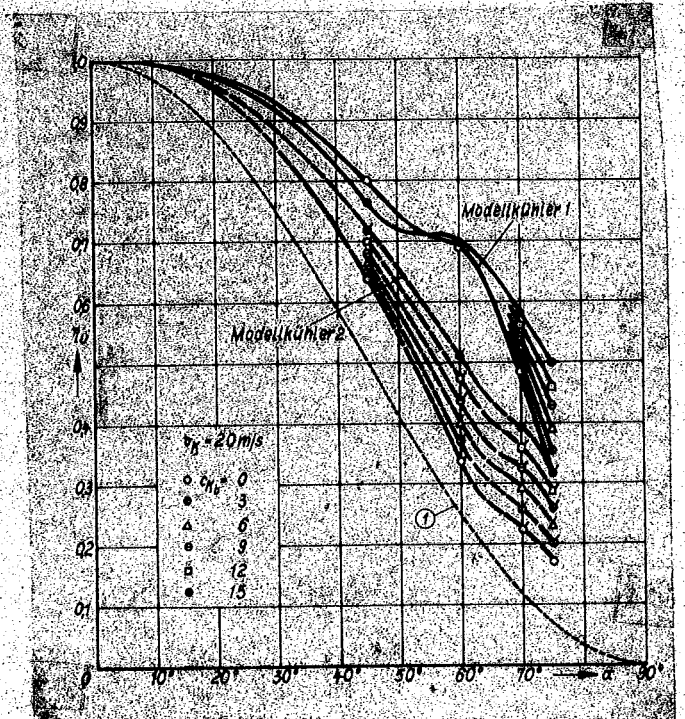


Abb. 15: Umlenkungswirkungsgrade bei verschiedenen Modellkühlern.

Zahl in der Art, dass die Umlenkungswirkungsgrade mit wachsender Durchflussgeschwindigkeit besser werden. Auch die Schlenker im Kurvenverlauf von η_U werden auf den Einfluss der Re-Zahl zurückzuführen sein.

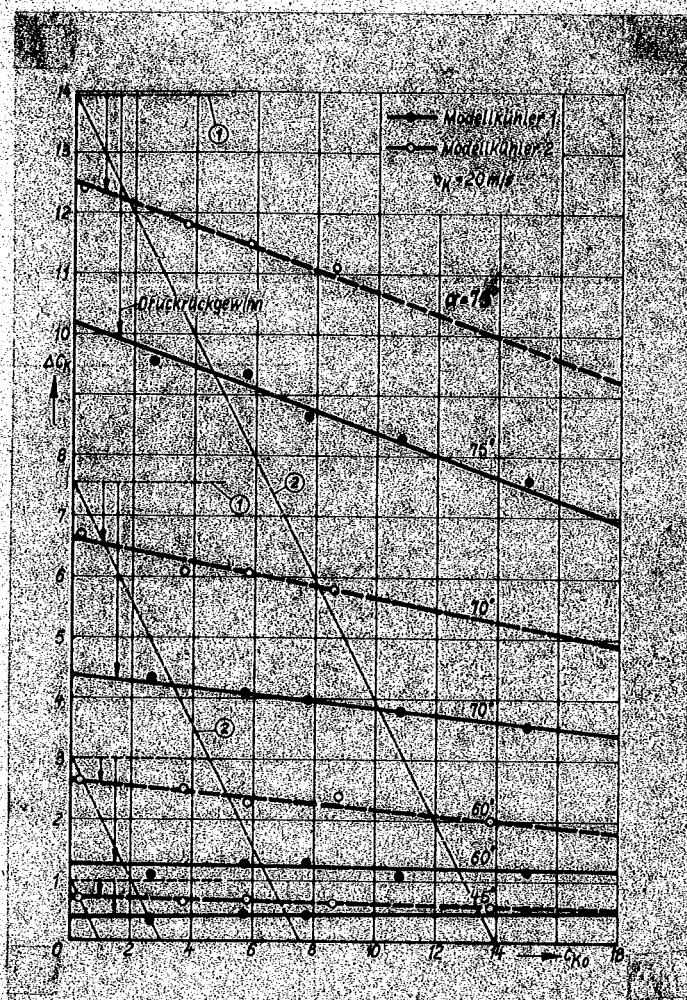


Abb. 16: Die zusätzlichen Verluste durch Schräganblasung bei verschiedenen Modellkühlern in Abhängigkeit vom Ausgangs- c_{Ko} -Wert.

Einen tieferen Einblick gestattet die Auftragung in Abb. 16, wo der Widerstandszuwachs durch die Schräganblasung in Abhängigkeit vom Ausgangs- c_{Ko} -Wert angegeben ist, mit α als Parameter. Die Grenze ① erscheint hier als Parallele zur Abszissenachse, danach Gl. (3) C_K nicht von c_{Ko} abhängt. Die Grenze ② stimmt für $c_{Ko} = 0$ mit der Abschätzung ① überein, mit wachsendem c_{Ko} nimmt nach Gl. (4) ΔC_K linear bis auf Null mit c_{Ko} ab und bleibt dann Null.

Die Messungen an den Modellkühlern aus Gitterstäben und Sieben zeigen zwar einen linearen Abfall des ΔC_K mit c_{Ko} , aber nicht in der Steilheit, wie es der Grenze ② entspricht.

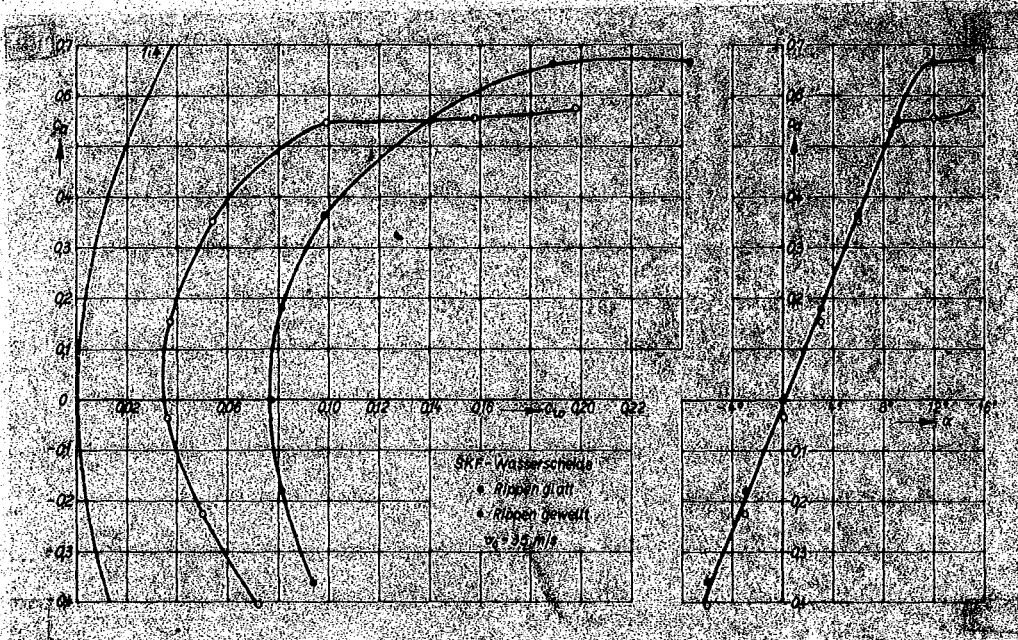
Selbst bei $c_{Ko} = 0$ ergibt sich ein merklicher Druckrückgewinn. Dieser wird noch größer, wenn das c_{Ko} mithilfe von Sieben erhöht wird, d.h. es

kommt nicht jeweils der dem Siebwiderstand entsprechende Druckabfall hinzu, sondern durch das Sieb werden die Strömungsverhältnisse auch an der Vorderkante noch etwas verbessert und die erhöhte Aufnahme von Saugkräften ermöglicht. Die Verhältnisse liegen jedoch anders, wenn das c_{Ko} nicht mit Sieben, sondern z.B. durch engere Gitterteilung erhöht wird: Vergleichen wir die ersten beiden Messpunkte von den Modellkühlern 1 und 2 (bei denen

das $C_{K0} = 0,3$ bzw. $2,7$ nur durch die Gitterstäbe ohne nachgeschaltete Siebe hergestellt wurde), so hat die Verbindungslinie dieser beiden Punkte bei den grösseren Schrägenblasungswinkeln genau die Neigung der zur Grenze ② gehörigen Geraden. Wir können daraus folgern, dass Gitterstäbe mit nachgeschalteten Sieben noch nicht das Optimum in bezug auf die Herabsetzung der Schrägenblasungsverluste liefern.

6. Das Verhalten eines aus SKF-Wasserscheiden aufgebauten Kühlerblockes.

Um uns mit den aerodynamischen Eigenschaften der SKF-Wasserscheide bekannt zu machen, haben wir zunächst von einer einzelnen Scheide, die als Tragflügel im Windkanal aufgehängt war, die Polare gemessen. Abb. 17 zeigt das Ergebnis an den Systemen mit glatten und mit gewellten Rippen. Wir erkennen zunächst, dass auch diese Wasserscheiden jedenfalls tragflügelähnliche Eigenschaften haben und zur Aufnahme von Saugkräften an der Vorderkante geeignet sind. Der Profilwiderstand ist naturgemäss sehr



hoch. Das $c_{a \text{ max}}$ liegt bei der Scheide mit gewellten Rippen höher als bei der Scheide mit glatten Rippen und in der Grössenordnung wie die bekannten Werte von vorne abgerundeten ebenen Platten. Der zum $c_{a \text{ max}}$ gehörige Anstell-

Abb. 17: Polardiagramme von aus SKF-Wasserscheiden hergestellten "Tragflügeln". Winkel liegt bei etwa 9° bzw. 12° .

Im Gitterverband ist die Empfindlichkeit des Widerstandes auf "Anstellwinkel" wesentlich geringer. Die Messergebnisse an einem aus SKF-Wasserscheiden mit gewellten Rippen der Tiefe 85 mm

und 0,6 mm starken Zwischenblechen aufgebauten Kühlerblock zeigen die Abb.18 bis 20.

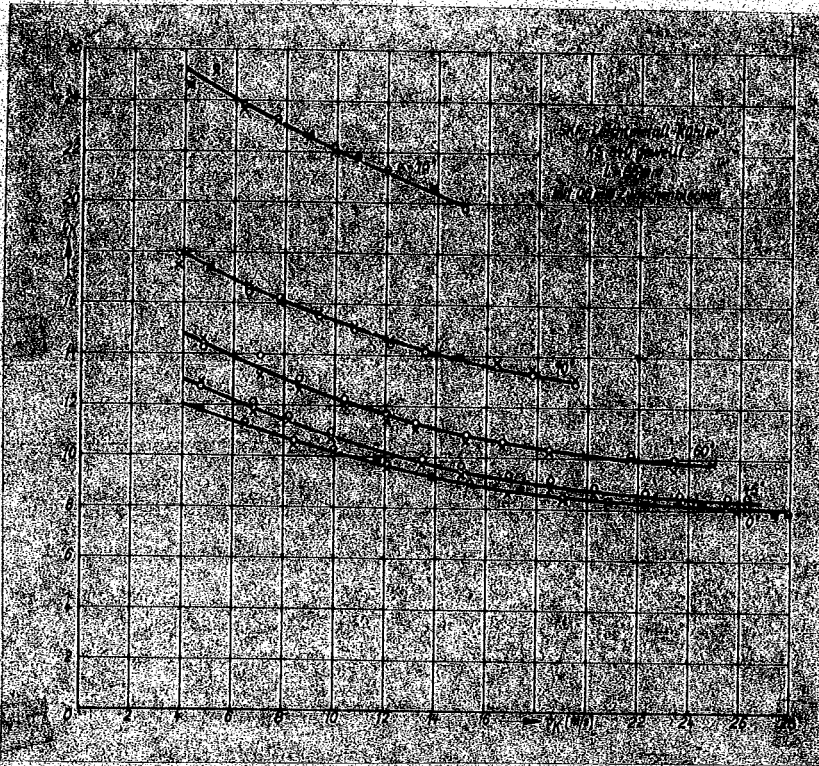


Abb.18: Durchflusswiderstand eines Originalkühlers in Abhängigkeit von der Durchflussgeschwindigkeit bei verschiedenen Schrägenblausungswinkeln.

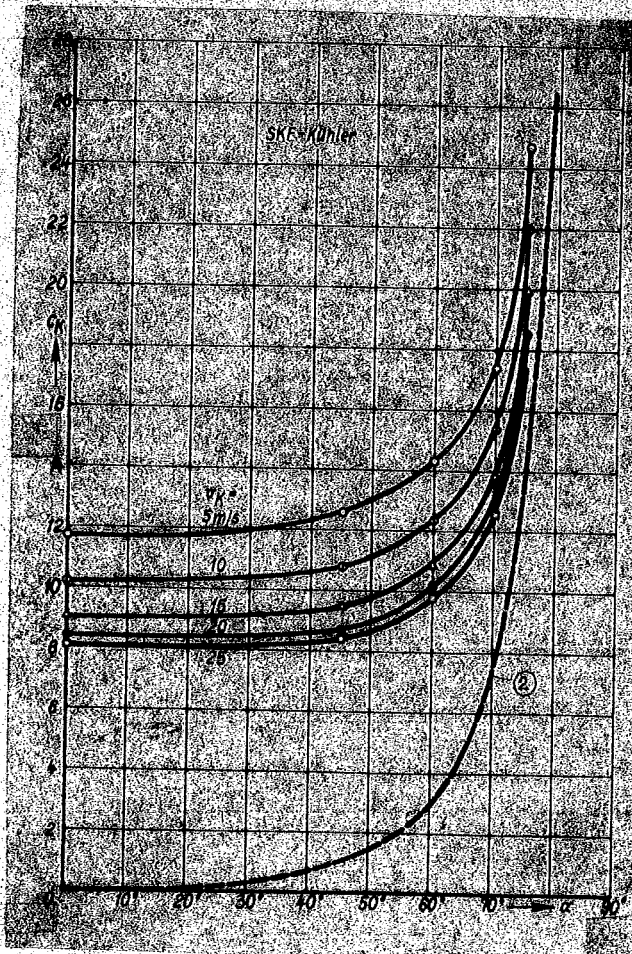


Abb.19: Durchflusswiderstände beim Originalkühler.

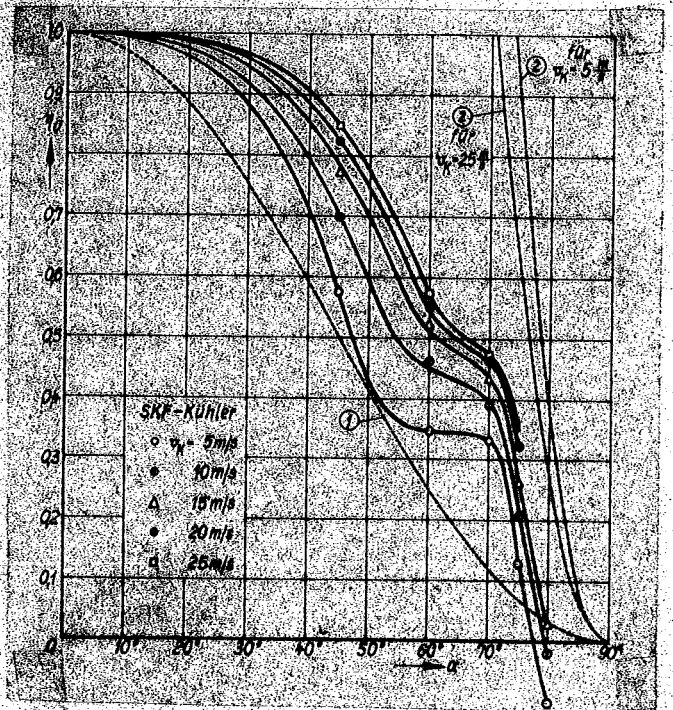


Abb:20: Umlenkungswirkungsgrad beim Originalkühler.

Wir können feststellen, dass die Verluste bis etwa $\alpha = 60^\circ$ un-
 erheblich sind; bei $v_K = 20$ m/s haben wir im allgemeinen einen
 Druckanstieg während der Umlenkung vom etwa 0,35-fachen des Stau-
 druckes im Einlaufrohr. Die Reynoldssche Zahl hat einen wesentlichen
 Einfluss auf die Grösse der Verluste, und der Umlenkungswirkungs-
 grad steigt mit zunehmender Durchflussgeschwindigkeit an. Wir
 können wieder einen merklichen Druckrückgewinn verzeichnen; wie
 Abb. 21 erkennen lässt, liegt dieser zwischen den an Modellkühlern
 gemessenen Werten und zwar ist der Originalkühler besser als der
 Modellkühler 2, welcher etwa dieselbe Gitterteilung besitzt.
 Es besteht also offenbar ein Unterschied darin, ob der Druckab-
 fall mit Sieben hinter den Gitterstäben oder durch aufgesetzte
 Rippen auch schon kurz hinter der Vorderkante erzeugt wird. Die
 Verminderung der Umlenkverluste durch höhere Ausgangs- c_{K0} -Werte
 wiederholt sich auch beim Originalkühler. Der von W. L i n k e [8]
 untersuchte SKF-Kühlerblock der gleichen Bauart nur mit glatten

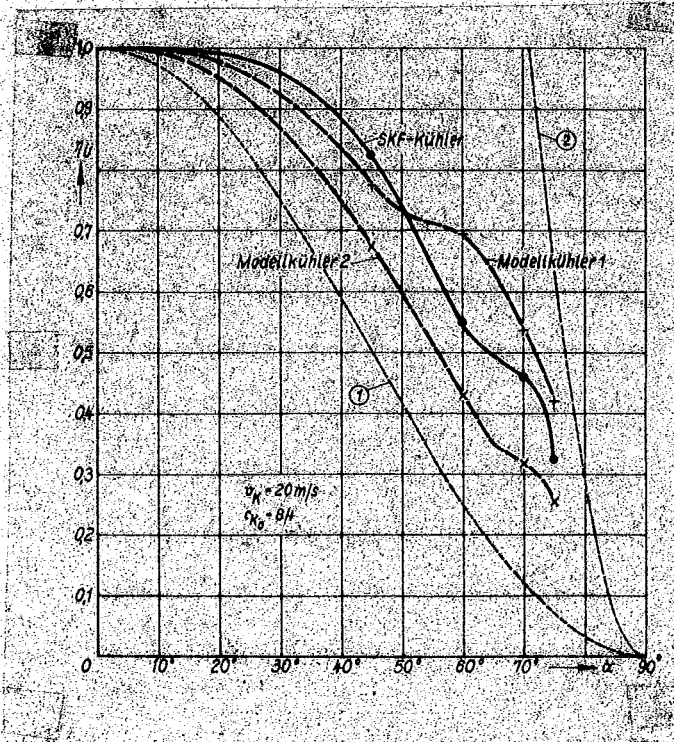


Abb. 21: Vergleich der Umlenkungswirkungsgrade von Modell- und Originalkühlern.

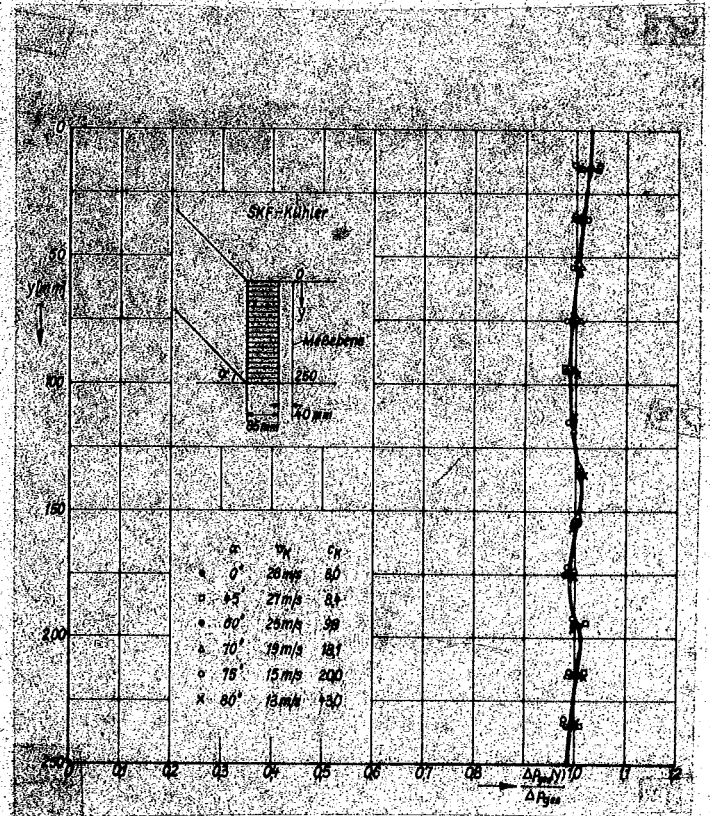


Abb. 22: Gesamtdruckverteilung hinter dem Originalkühler.

Rippen (c_{K0} etwa 3,5) hat einen wesentlich schlechteren Umlenkungswirkungsgrad und liegt näher an der Grenze ① als der Block mit den gewellten Rippen (c_{K0} etwa 8,4).

Es interessiert nun noch, wie bei Schräganblasung die Gesamtdruckverluste und die Durchflussgeschwindigkeiten über die Kühlerfläche verteilt sind. Abb. 22 lässt erkennen, dass der Gesamtdruck hinter dem Kühler und damit der örtliche c_K -Wert bei allen Winkeln bis zu $\alpha = 80^\circ$ völlig konstant ist. Auch bei der Geschwindigkeitsverteilung lassen sich nur solche Schwankungen feststellen, die offenbar nur von der ungleichmässigen Form der einzelnen Scheiden abhängen und nicht von verschiedenen Verlusten während der Umlenkung (Abb. 23).

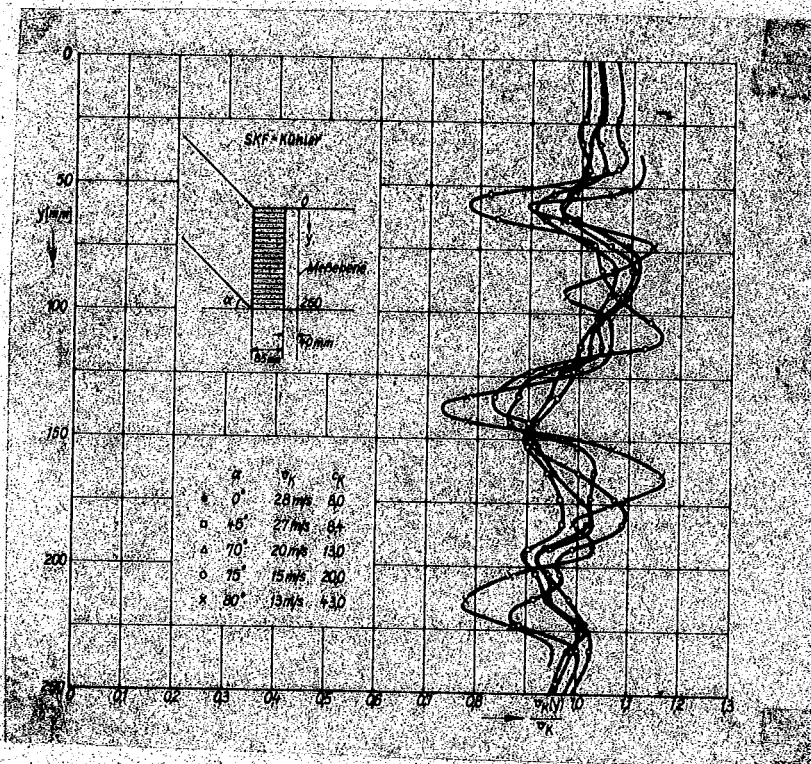


Abb. 23: Geschwindigkeitsverteilung hinter dem Originalkühler.

7. Verringerung der Umlenkverluste durch zusätzliche Hilfsmittel an der Kühlereintrittskante.

Trotzdem der Umlenkungswirkungsgrad auch beim wirklichen Kühler wesentlich besser ist als es dem Verlust der gesamten kinetischen Energie der Tangentialgeschwindigkeit entsprechen würde, sind die Verluste bei Schräganblasungswinkeln über 70° untragbar. Da man aber häufig - u.a. bei der Trommelkühleranordnung - auf solche grossen Schräganblasungswinkel angewiesen ist, wollen wir

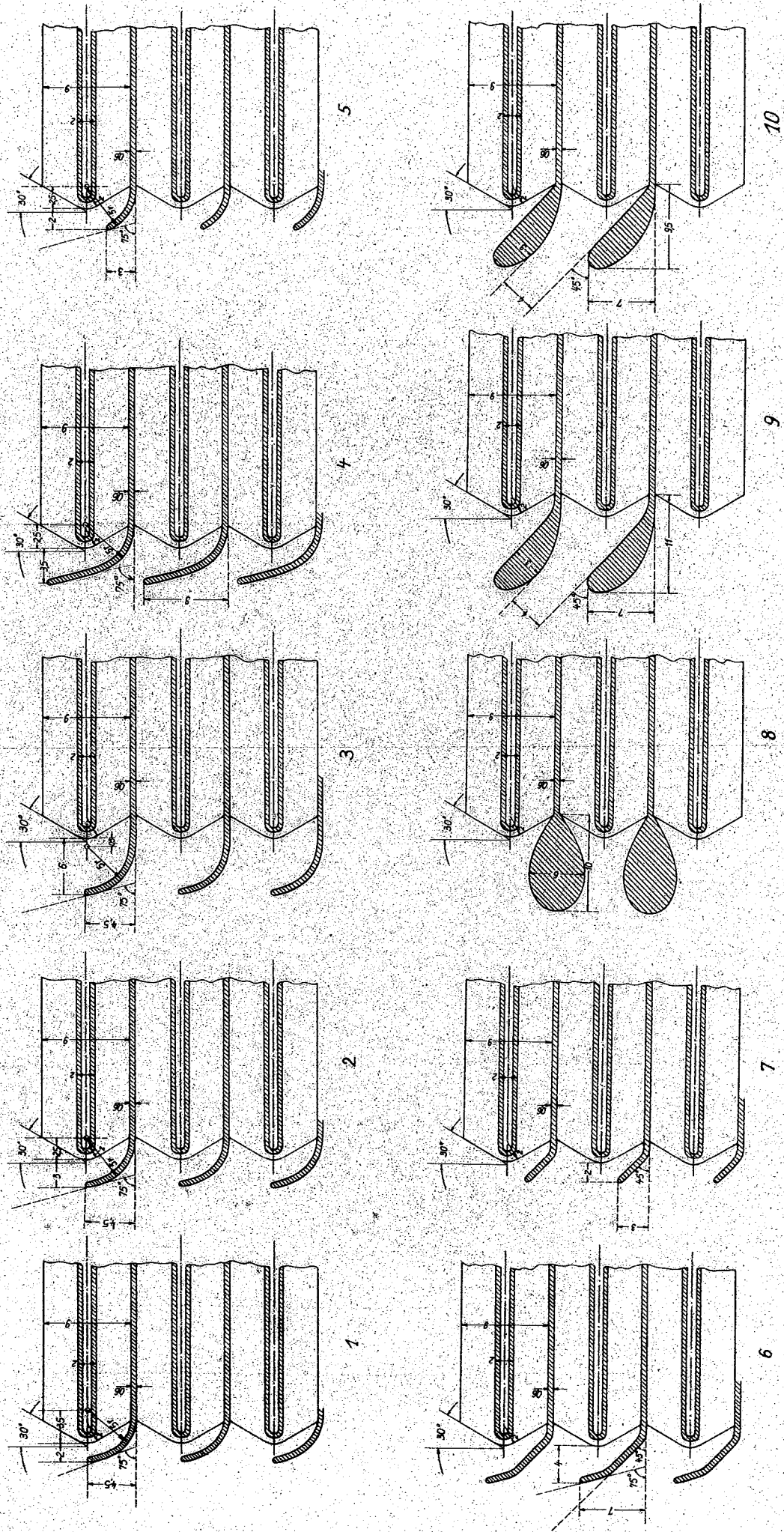


Abb. 24: Die untersuchten Formen von Umlenkschaufeln.

im folgenden untersuchen, ob sich besonders in diesem Gebiet die Verluste noch vermindern lassen. Nach unseren Ergebnissen an den Modellkühlern und den Ueberlegungen, die zur Aufstellung der Grenze ② führten, erscheint es nicht ausgeschlossen, dass eine solche Verbesserung möglich ist. Wenn wir von der Staffelung der Kühler-elemente zunächst absehen, deren Wirkung in einem späteren Bericht untersucht werden soll, so besteht beim ungestaffelten SKF-Kühler-block ein auch praktisch in einfacher Weise zu verwirklichendes Hilfsmittel darin, nach einem ~~Vorn~~ Vorschlag von Prof. M e s s e r s o h n m i t t die ohnehin vorhandenen Zwischenbleche vorzuziehen und zu Umlenkschaufeln auszugestalten. Da über derartige Anordnungen noch nichts bekannt ist, haben wir die Form dieser Umlenkschaufeln systematisch verändert. Abb. 24 gibt die untersuchten Schaufelformen wieder. Wir sehen aus den in den Abb. 25 bis 27 aufgetra-

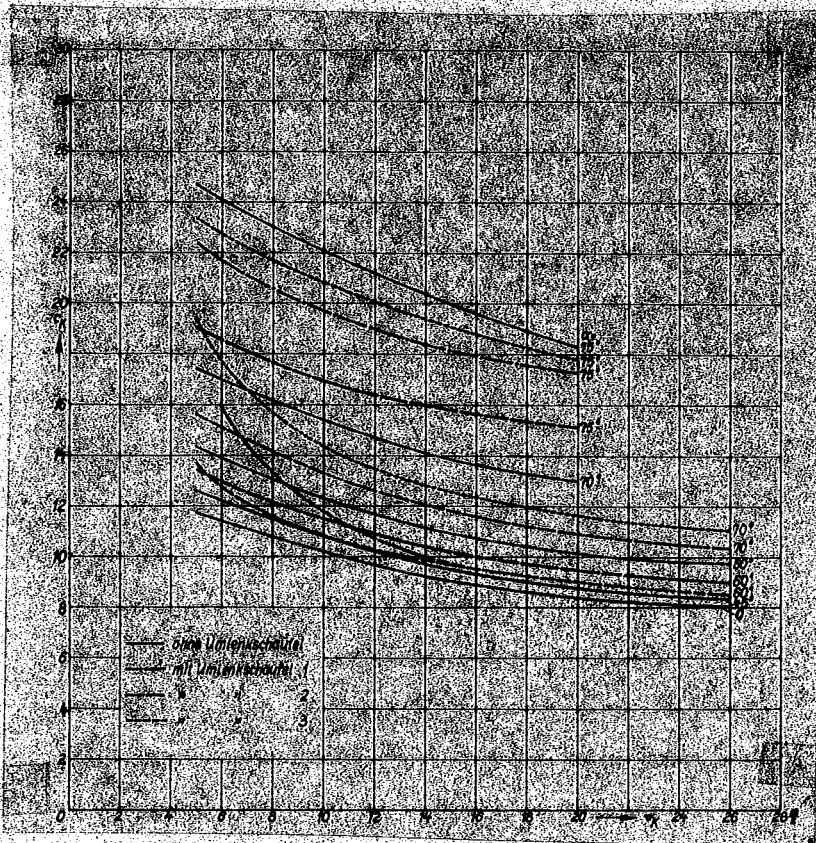


Abb. 25: Die Abhängigkeit des Durchflusswiderstandes von der Durchflussgeschwindigkeit beim Originalkühler mit Umlenkschaufeln. Bei der Umlenkschaufel 3 ergaben sich im Bereich kleiner Durchflussgeschwindigkeiten nicht immer reproduzierbare Werte, weshalb zwei verschiedene Kurvenäste eingetragen sind. Dies Verhalten dürfte auf verschiedenartiges Abreißen am Schaufeleintritt zurückzuführen sein.

genen Ergebnissen, dass bereits mit ganz einfachen, kreisförmig umgebogenen dünnen Blechen ein merklicher Erfolg zu erzielen ist. Die Bleche waren so ausgebildet, dass die Tangentenrichtung im vorderen Teil etwa mit der Anströmrichtung bei $\alpha = 75^\circ$ übereinstimmt. Verändert wurde der Abstand zwischen dem Umlenkblech und der Rippenvorderkante. Die grösste Verbesserung bringt eine mittlere Lage (Umlenkschaufel 2). Ist der Abstand zu klein, so erhalten wir nur eine geringe Verbesserung in einem kleinen α - Bereich. Auch bei grösserem Abstand werden die Verhältnisse in dem wünschenswerten Winkelbereich wieder ungünsti-

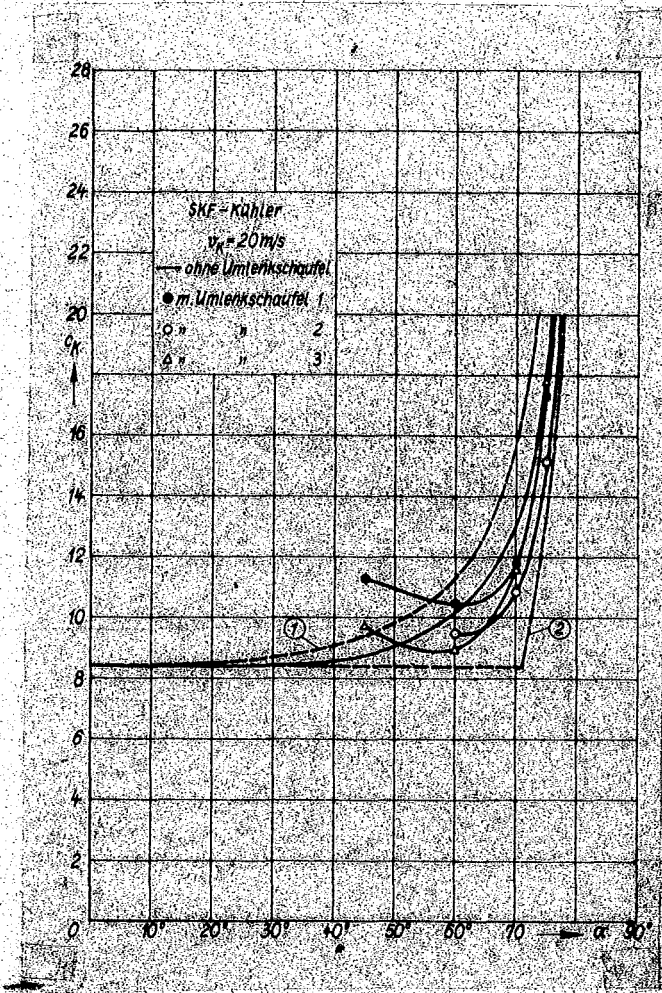


Abb. 26: Durchflusswiderstände bei runden Umlenkschaufeln in verschiedenem Abstand vom Block.

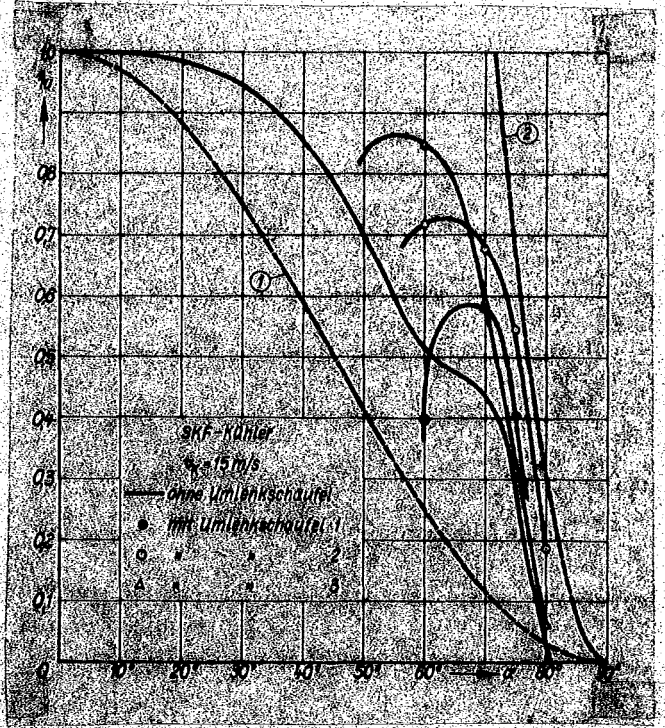


Abb. 27: Umlenkungswirkungsgrade bei runden Umlenkschaufeln in verschiedenem Abstand vom Block.

ger, was offenbar damit zusammenhängt, dass die Umlenkung zweckmässig kurz vor den Scheiden erfolgt, sodass der durch dieselben bedingte Druckanstieg ausgenutzt wird. Die erreichte Verbesserung wird aus der Auftragung des Umlenkungswirkungsgrades besonders deutlich: Der Druckanstieg während der Umlenkung beträgt nun bis zum 0,6-fachen des Staudruckes im Einlauf, und die Wirkungsgradkurven biegen erst kurz vor der Grenze (2) zu schlechteren Werten um, woraus wir u.a. erkennen, dass die Grenze (2) eine tiefergehende physikalische Bedeutung hat. Insgesamt erreichen wir, dass die Brauchbarkeitsgrenze, die beim normalen Block etwa bei $\alpha = 60^\circ$ lag, durch die Umlenkschaufeln etwa um 10° hinausgeschoben wird, also etwa bis zu dem kritischen Winkel nach (5).

Die Verbesserung ist abhängig von der Höhe der Schaufeln, wie Abb.28 zeigt. Es erweist sich als zweckmässig, die Schaufeln möglichst kurz zu machen. Die Form der Schaufel ist von geringem Einfluss (vgl. Abb.29). Zwischen den Umlenkschaufeln 2 und 6

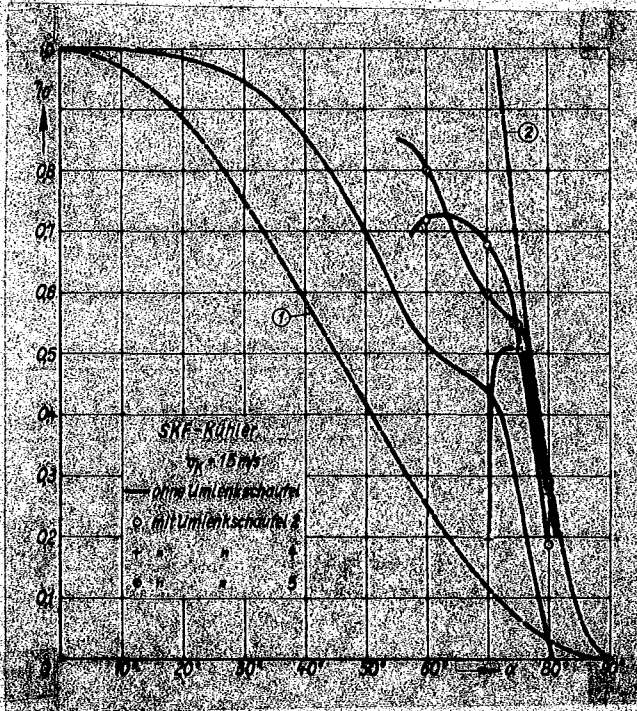


Abb.28: Umlenkungswirkungsgrade bei verschiedenen hohen Umlenkschaufeln.

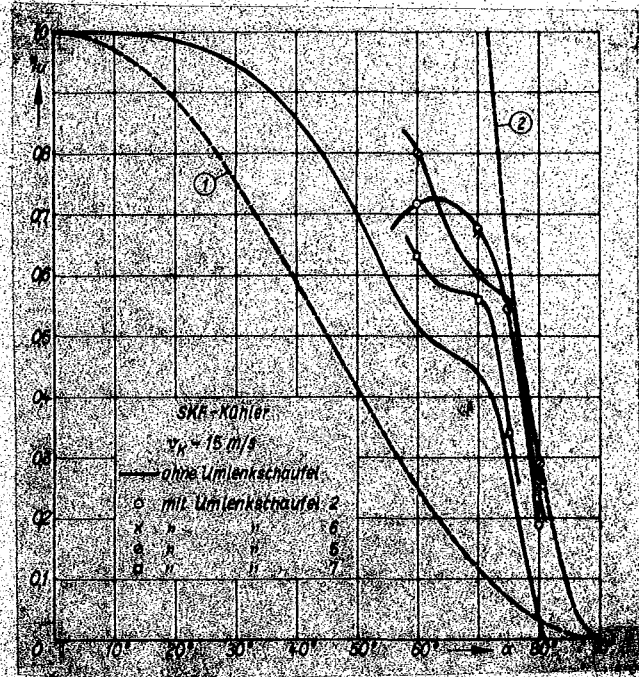


Abb.29: Umlenkungswirkungsgrade bei Umlenkschaufeln verschiedener Form.

bestehen nur kleine Unterschiede in der Wirkung. Ändert man jedoch den Tangentenwinkel im Schaufeleintritt (Umlenkschaufel 5 und 7), so zeigt sich bei dem kleineren Winkel von Umlenkschaufel 7 ein merklicher Rückgang in der Verbesserung (Abb.29).

Wir haben nun weiterhin untersucht, wie sich vorne verdickte Umlenkschaufeln verhalten. Eine solche Anordnung gewinnt Bedeutung, wenn man statt der Zwischenbleche direkt die Scheiden an der Vorderkante umbiegen will. Die Form 8 ist aus grundsätzlichen Erwägungen heraus entstanden, wobei die Vorderkante möglichst weit abgerundet und der anschliessende Diffusor wie beim Einbau des ganzen Kühlerblockes eine Erweiterung hatte, die dem nachfolgenden Widerstand entspricht. Wendet man dieses Prinzip auf abgelenkte Schaufeln an, so ergibt sich zwangsläufig ein kleinerer Krümmungsradius an der Vorderkante. Die Ergebnisse mit diesen Schaufeln sind nicht sehr ermutigend (Abb.30), und es erscheint

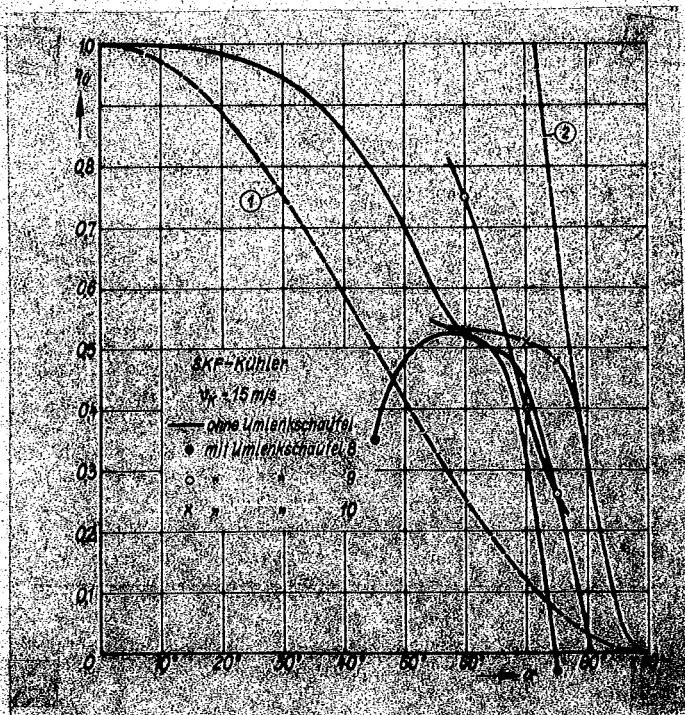


Abb. 30: Umlenkungswirkungsgrade bei verschiedenen abgerundeten Umlenkschaukeln.

zweifelhaft, ob man beim ungestaffelten Kühler auf diese Weise soviel erreichen wird wie mit den dünnen umgebogenen Blechen.

Insgesamt fassen wir die Versuche mit den Umlenkschaukeln so auf, dass sie nicht allein ein brauchbares Hilfsmittel für das spezielle untersuchte Blocksystem darstellen, sondern ausserdem grundsätzlich die Möglichkeit beweisen, die Umlenkverluste auf ein geringes tragbares Mass herabzusetzen und bis zu der durch die Betzsche Abschätzung gegebenen Grenze ② zu vermindern.

3. Anwendung der Ergebnisse auf den Einbau von Kühlern.

Die bisherigen Ergebnisse haben uns gezeigt, dass die Verluste durch Schräganblasung bis zu einem gewissen kritischen Winkel α_{krit} , dessen Grösse nach (5) abgeschätzt werden kann, unerheblich bleiben, wobei eventuell Umlenkschaukeln oder ähnliche Hilfsmittel am Blockeintritt herangezogen werden müssen. Da bei den bisherigen Kühlereinbauten der Diffusorwirkungsgrad das hauptsächlichste Mass zur Bewertung der inneren Verluste war, empfiehlt es sich, die Verluste Δc_K durch Schräganblasung auf einen äquivalenten Diffusorwirkungsgrad umzurechnen. Haben wir keine Schräganblasungsverluste, sondern nur solche im Diffusor vor dem Block, so ergibt sich nach dem Impulssatz der Widerstand des eingebauten Kühlers zu ^{+) :}

$$(14) \quad c_W = \frac{W}{\frac{\rho}{2} v_0^2 F_K} = 2 \frac{v_K}{v_0} \left[1 - \sqrt{\eta_{Di} - c_{K0} \left(\frac{v_K}{v_0} \right)^2} \right]$$

^{+) :} Die Ableitung dieser Beziehung findet man u.a. im Teil II dieser Berichte.

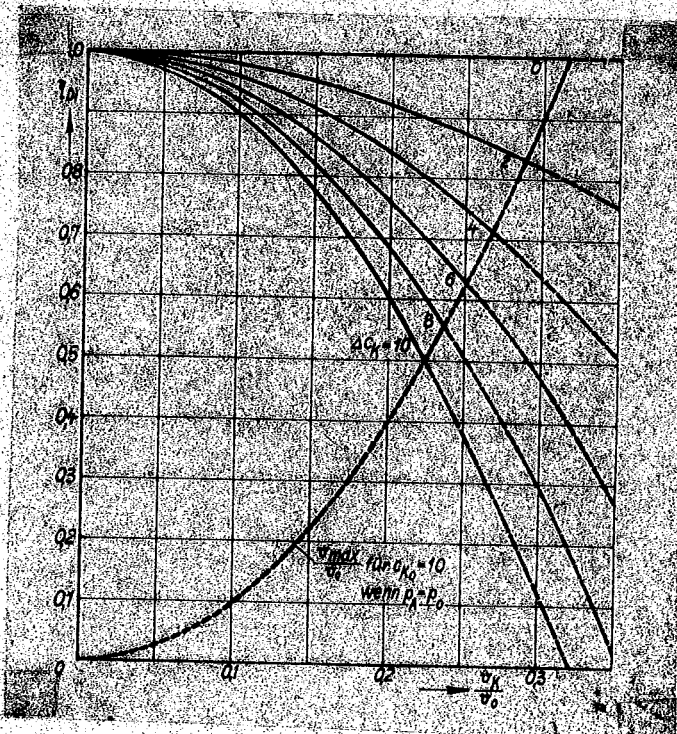
Ist andererseits $\eta_{Di} = 1$ und sind nur Schräganblasungsverluste vorhanden, so gilt:

$$(15) \quad c_w = 2 \frac{v_k}{v_0} \left[1 - \sqrt{1 - c_{k0} \left(1 + \frac{\Delta c_k}{c_{k0}} \right) \left(\frac{v_k}{v_0} \right)^2} \right]$$

Wir nehmen nun bei dem Vergleich an, dass v_k/v_0 konstant gehalten ist und fragen, wann beide Verluste den gleichen Widerstand liefern. Dann ergibt sich folgende, von c_{k0} unabhängige Beziehung zwischen η_{Di} und Δc_k :

$$(16) \quad \eta_{Di} = 1 - \Delta c_k \left(\frac{v_k}{v_0} \right)^2$$

d.h. wir haben den Gesamtdruckabfall im Block durch den Gesamtdruckabfall im Diffusor ausgedrückt. Wie auch aus Abb. 31 hervorgeht, ziehen c_k -Erhöhungen im Schnellflug nur sehr geringe Widerstandserhöhungen nach sich, und es entspricht z.B. einem $\Delta c_k = 10$ bei $v_k/v_0 = 0,1$ der noch als gut zu



bezeichnende Diffusorwirkungsgrad $\eta_{Di} = 0,9$. Schwere Störungen bringen Schräganblasungsverluste nur im Steigflug bei grösseren v_k/v_0 Werten mit sich. Insbesondere wird der maximal mögliche Luftdurchsatz durch die Schräganblasungsverluste herabgesetzt. Unter der Annahme, dass im Austritt der Kühlerverkleidung der ungestörte Aussendruck herrscht, gelten für den Maximaldurchfluss die Beziehungen:

Abb. 31: Der einer bestimmten c_k -erhöhung gleichwertige Diffusorwirkungsgrad beim eingebauten Kühlerblock.

$$(17) \quad \frac{v_{kmax}}{v_0} = \sqrt{\frac{\eta_{Di}}{c_{K0}}}$$

bzw.

$$(18) \quad \frac{v_{kmax}}{v_0} = \frac{1}{\sqrt{c_{K0} + \Delta c_K}}$$

woraus sich der von c_{K0} abhängige Zusammenhang

$$(19) \quad \eta_{Di} = \frac{1}{1 + \Delta c_K / c_{K0}}$$

ergibt. Die entsprechende Grenzkurve ist für $c_{K0} = 10$ ebenfalls in Abb. 31 eingetragen.

Wir wollen nun noch den Kühlereinbau von dem Gesichtspunkt aus betrachten, an welche Stelle wir die aerodynamische Belastung, welche sich etwa aus der Geschwindigkeitsherabsetzung im Schnellflug ergibt, legen können. Wir denken dabei an einen Einbau, bei dem der Block auf der einen Seite von einer festen Wand (Rumpf, Flügel, Luftschraubennabe) begrenzt ist, auf der anderen Seite durch eine nach vorn und hinten überstehende Verkleidung. Als gefährdete Stellen wollen wir in unsere Betrachtung einbeziehen: Die feste Wand vor dem Block (mit ihrer Grenzschicht), die Aussenseite der Verkleidung, den Diffusor vor dem Block und die Block-eintrittskante. Bei der Anordnung von Abb. 32 a ist nur die Aussenseite der Verkleidung und die feste Wand herangezogen. Dabei wird eine Grenzschichtablösung an der festen Wand und das Auftreten von sehr grossen Ubergeschwindigkeiten auf der Aussenseite der Verkleidung nur schwer zu vermeiden sein; auch wegen der grossen Stirnfläche sowie aus Beschussgründen ist ein solcher Einbau nicht brauchbar. Wir können nun die Eintrittsfläche der Verkleidung verkleinern (Abb. 32 b) und den entstehenden Diffusor vor dem Block so formen, dass keine örtliche Schräg-anblasung des Blockes auftreten soll. Die Verkleidung sowie die feste Wand werden dadurch etwas entlastet, aber nun tritt nach den bisherigen Erfahrungen mit Sicherheit eine Strömungsablösung im Diffusor hinzu, was grosse Zusatzwiderstände zur Folge hat (vgl. etwa den Teil II dieser Berichte) und daher ebenfalls als unzuweckmässig auszuschliessen ist. Wir können nun weiterhin die

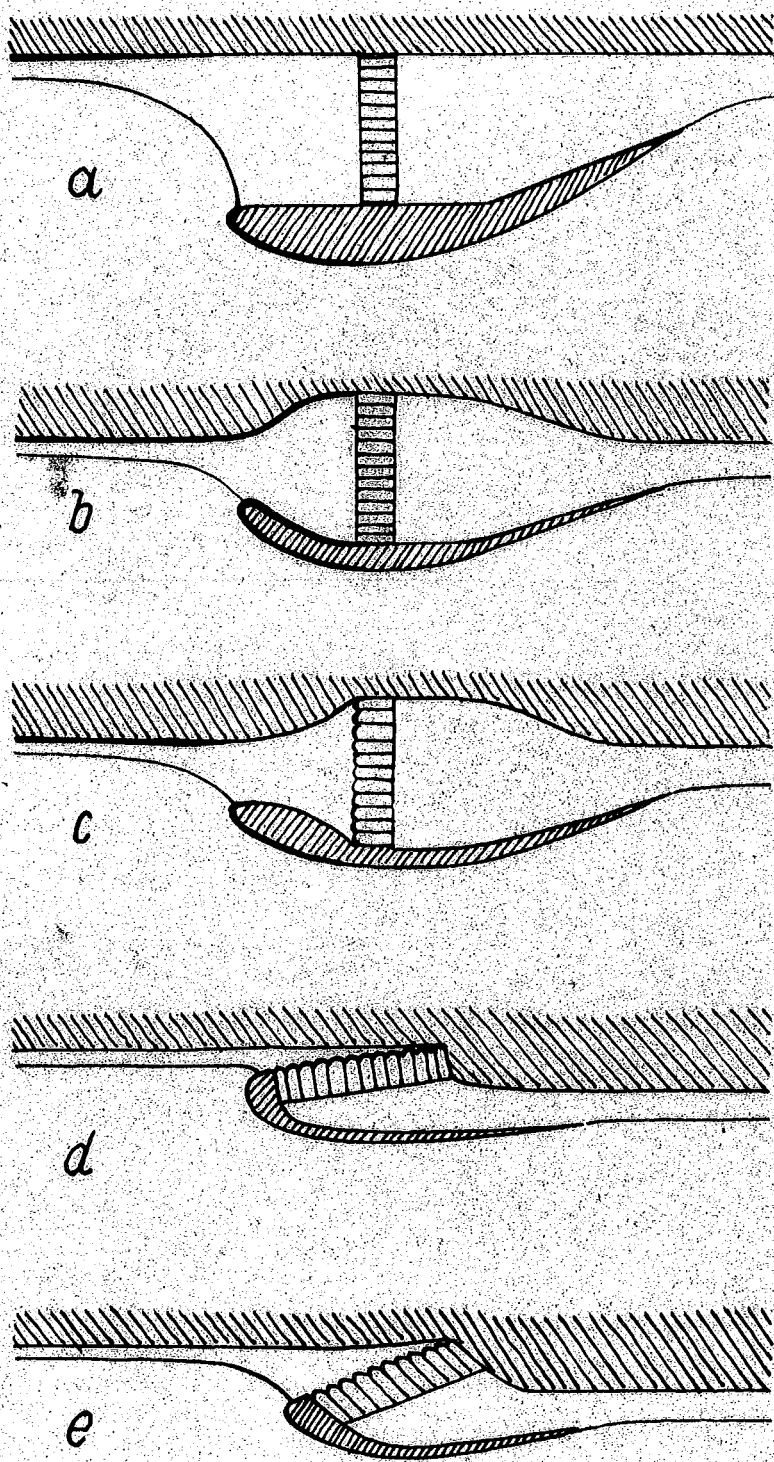


Abb. 32: Verschiedene Möglichkeiten des Kühlereinbaues.

Die Beschussicherheit ist weitgehend gewährleistet. Soll jedoch v_K/v_0 etwa 0,1 sein, so entspricht dies einem Schräganblasungs-

Wände des Diffusors nach den in der AVA entwickelten Konturen formen (Abb. 32e), wodurch der Diffusor entlastet, dafür aber der Block teilweise schräg angeblasen und durch die dadurch bedingten Saugkräfte an den Vorderkanten der Kühlerelemente aerodynamisch belastet wird. Wie wir im Teil II dieser Berichte zeigen werden, arbeitet eine solche Anordnung verlustfrei, falls die Grenzschicht an der festen Wand den immer noch vorhandenen, wenn auch geringen Druckanstieg auf dem Teil vor dem Verkleidungseintritt übersteht. Ausserdem ist diese Anordnung noch durch Beschuss gefährdet. Ein weiterer Schritt führt nun dazu, den Block schräg zur Anströmung zu legen und zwar derart, dass im Extremfall die gesamte Geschwindigkeitsherabsetzung im Blockeintritt erfolgt (Abb. 32 d). Dann ist die feste Wand, die Verkleidung und der Raum vor dem Block völlig entlastet und die gesamte Beanspruchung in den erheblich schräg angeblasenen Blockeintritt verlegt.

winkel $\alpha = 84^\circ$, was nach den mitgeteilten Messungen jedenfalls für den ungestaffelten Block über dem kritischen Winkel liegt und untragbare Schräganblasungsverluste zur Folge hat. Dass man durch Staffelung des Blockes noch etwas erreichen kann, ist durch W. L i n k e [8] gezeigt worden, wie weit wir den kritischen Winkel durch Hilfsmittel an der Blockeintrittskante bei gestaffelten ~~Auflagen~~^{Kühlern} noch herabsetzen können, soll in einem späteren Teilbericht untersucht werden. In all den Fällen also, bei denen wegen der Schräganblasungsverluste der an sich wünschenswerte extreme Einbau ähnlich Abb. 32 d nicht verwirklicht werden kann, muss man sich zu einem Kompromiss entschliessen, wobei es sich jedoch stets empfiehlt, den Block bis zur Grenze des Tragbaren schräg zu stellen (Abb. 32 e) Es wird dann noch ein geringer Druckanstieg an der festen Wand übrigbleiben, und eine weitere Aufgabe wird darin bestehen, auch dabei für verschiedene Einbauarten die Grenze des Tragbaren zu ermitteln.

9. Zusammenfassung.

Wir berichten im Rahmen einer Reihe theoretischer und experimenteller Untersuchungen zum Einbau von Kühlern über Messungen an schräg angeblasenen Kühlerblöcken, die der Ermittlung der dabei auftretenden Verluste dienen. Nach der Aufstellung einiger hypothetischer Grenzen für die Verluste, die sich bei den späteren Ergebnissen als brauchbare Bewertungsmöglichkeiten herausstellen, und vorbereitenden Messungen an der freien Messstrecke mit plötzlicher Umlenkung werden die Verluste untersucht, die bei eingebauten Sieben und Modellkühlern auftreten. Es zeigt sich, dass ein grober Ersatz des Originalkühlerblockes durch vorn gut abgerundete Gitterstäbe mit nachgeschalteten Sieben, die der Herstellung des notwendigen Druckabfalles dienen, im allgemeinen gerechtfertigt ist. Dabei muss die Gitterteilung beim Modellkühler etwas enger sein als beim Originalkühler. Der Druckrückgewinn bei der Umlenkung und damit der Umlenkungswirkungsgrad werden mit steigenden Ausgangs- c_{K_0} -Werten grösser. Weiterhin wird ein Originalkühlerblock aus SKF-Wasserscheiden mit gewellten Rippen vermessen. Die zusätzlichen Verluste durch Schräganblasung sind dabei bis zu Schräganblasungswinkeln von etwa 60° unerheblich, steigen dann aber

sehr steil an. Diese Brauchbarkeitsgrenze kann durch Ausbildung der ohnehin vorhandenen Zwischenbleche zu Umlenkschaufeln am Blockeintritt um etwa 10° hinausgeschoben werden, und liegt dann bei einem Wert, der mithilfe einer einfachen Beziehung (5) abgeschätzt werden kann. Bei zweckmässiger Formgebung dieser Schaufeln (diese wird durch systematische Versuche ermittelt) lässt sich ein Druckanstieg während der Umlenkung erreichen, der etwa das 0,6-fache des Staudruckes im Einlauf beträgt. Aber auch ohne diese Hilfsmittel sind die Verluste durch Schrägenblasung erheblich geringer, als sie u.a. kürzlich von A. W e i s e [9] abgeschätzt sind. Zum Abschluss werden die sich aus diesen Messungen ergebenden Folgerungen für den Einbau von Kühlern besprochen. Die Untersuchungen werden fortgesetzt im Hinblick auf das Verhalten von gestaffelten Kühlern zur Ergänzung der Messungen von W. L i n k e [8] und auf die Wirkung von nichtparallelen Zu- und Ablaufwänden, auch mit Umlenkung am Blockaustritt.

10. Schrifttum.

- [1] G. Zeuner: Vorlesungen über Theorie der Turbinen. Leipzig 1899, S.40 .
- [2] D. Thoma: Der Stossverlust des Wassers beim Eintritt in Schaufelssysteme. Schweizerische Bauzeitung 1922, 83 .
- [3] J. Faust: Durchlässigkeit schräg angeblasener Kühler. T. Ber. 8, 106 (1941).
- [4] B. Eck: Technische Strömungslehre. Berlin 1941, S.63.
- [5] O. Kirschmer: Untersuchungen über den Gefällsverlust an Rechen. Mitt. d. Hydraul. Inst. d. T. H. München Heft 1 (1926) 21.
- [6] J. Spangler: Untersuchungen über den Verlust an Rechen bei schräger Zuströmung. Mitt. d. Hydraul. Inst. d. T. H. München, Heft 2 (1928) 46.
- [7] E. v. Holst: Ueber Messgeräte zur Registrierung der Mittelwerte der Drücke bzw. Geschwindigkeiten in Strömungen mit räumlichen Geschwindigkeitschwankungen. U M 3010 (1943).
- [8] W. Dahmen u.
W. Linke : Der Druckverlust schräg angeströmter Kühler. U M 6001.
- [9] A. Weise: Zur Frage des radial-axialen Stirnkühlers. U M 1006.