

KERNFORSCHUNGSZENTRUM

KARLSRUHE

Februar 1974

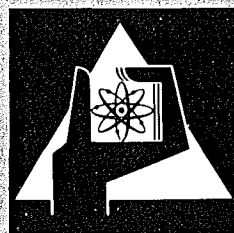
KFK 1909

Institut für Reaktorbauelemente

REGEN –

Ein FORTRAN-Programm zur thermohydraulischen
Auslegung eines Regenerativ-Kühlturms

H.J. Neitzel, K. Wiehr



**GESELLSCHAFT
FÜR
KERNFORSCHUNG M.B.H.**

KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

KFK 1909

Institut für Reaktorbauelemente

REGEN - Ein FORTRAN-Programm zur thermohydraulischen Auslegung eines Regenerativ-Kühlturms

H.J. Neitzel

K. Wiehr

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M.B.H., KARLSRUHE

Zusammenfassung

Ein FORTRAN-IV-Programm REGEN wurde entwickelt, das der thermohydraulischen Auslegung eines nach dem regenerativen Verfahren funktionierenden Trockenkühlturms dient. Dieses Verfahren wurde von L. Ritz zur Verwendung bei Kühltürmen vorgeschlagen, zum Patent angemeldet und in einem Arbeitsbericht beschrieben.

Die vorliegende Arbeit umfasst eine Darstellung der den Auslegungsrechnungen zugrunde gelegten physikalischen Beziehungen sowie eine Beschreibung des Programmes.

Summary

A FORTRAN-IV-Program called REGEN was developed which serves as a basis of thermohydraulic design of a dry cooling tower functioning on the regeneration technique. This technique was proposed by L. Ritz for use in cooling towers, patented and described in an unpublished paper.

This report is a presentation of the physical relationships for the design calculations as well as a description of the program.

Inhaltsverzeichnis

	<u>Seite</u>
Bezeichnungen	1
1. Einleitung	5
2. Theoretische Grundlagen	2
3. Programmbeschreibung	19
3.1 Eingabedaten	19
3.2 Ausgabedaten	21
3.3 Flussdiagramm	24
4. Abbildungen	25
5. Literatur	26

Bezeichnungen

A_L	[m ²]	freier Luftquerschnitt je Einzelstab
a_{Ri}	[m]	Seitenlänge eines Riffelblechelementes
a_{Sp}	[m ² /s]	mittlere Temperaturleitzahl des Speicher- materials
B_{31}, B_{32}		Rechenkonstanten
C_S	[kcal/grd]	Wärmekapazität der Speichermasse einer Kühlturmzone
C_{Per}	[kcal/grd]	mittlere Wärmekapazität der beiden Me- dien (hier Wasser und Luft) je Periode und Kühlturmzone
c_{pL}	[kcal/m ³ ·grad]	mittlere spezifische Wärme der Luft
c_{Sp}	[kcal/kg·grad]	mittlere spezifische Wärme des Speicher- materials
c_W	[kcal/kg·grad]	mittlere spezifische Wärme des Wassers
D_{ges}	[m]	Gesamtdurchmesser des Kühlturms
d	[m]	Durchmesser eines zylindrischen Spei- cherelementes
d_1		Rechengrösse
d_{hL}	[m]	hydraulischer Durchmesser für die Luft, bezogen auf ein Speicherelement
d_{Ri}	[m]	Stärke des Riffelbleches
F_{ges}	[m ²]	gesamte Anströmfläche der Wärmeaus- tauscheinbauten
F_{Sp}	[m ²]	gesamte Querschnittsfläche der Speicher- elemente

G_L	$[m^3/s]$	Volumenstrom der Luft, bezogen auf eine Kühlturmzone
G_{Lges}	$[m^3/s]$	gesamter Volumenstrom der Luft
G_W	$[m^3/s]$	Volumenstrom des Wassers
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
k	$[kcal/m^2 \cdot s \cdot grd]$	Wärmedurchgangszahl des Regenerators
k_o	$[kcal/m^2 \cdot s \cdot grd]$	Grundschiwingung der Wärmedurchgangszahl des Regenerators
k/k_o	[1]	Korrekturfaktor für die Wärmedurchgangszahl
L	[m]	Länge der Kühlturmelemente
N	[1]	Anzahl der Kühlturmzonen, wobei eine Zone aus n Elementen besteht
N_{th}	[Gcal/h]	Kühlturmleistung
Nu_L	[1]	Nusselt-Zahl der Luft
Nu_W	[1]	Nusselt-Zahl des Wasserfilms
n	[1]	Anzahl der Speicherelemente einer Kühlturmzone
n_{Ri}	[1]	Anzahl der Riffelblechelemente einer Kühlturmzone
O	$[m^2]$	wärmeaustauschende Oberfläche einer Zone
Pr_L	[1]	mittlere Prandtl-Zahl der Luft
Pr_W	[1]	mittlere Prandtl-Zahl des Wassers
p	[m]	Teilung der Stabanordnung
R	[1]	Rechenparameter

Re_L	[1]	Reynolds-Zahl der Luft
Re_W	[1]	Reynolds-Zahl des Wasserfilms
T_L	[s]	Kaltperiodendauer = Schaltzeit der Luft, während der die Elemente einer Kühlturmzone durch die Luft abgekühlt werden
T_W	[s]	Warmperiodendauer = Schaltzeit des Wassers, während der die Elemente einer Zone durch Berieseln mit Wasser aufgewärmt werden
t_{Le}	[°C]	Temperatur der Luft beim Eintritt in die Kühlturmeinbauten
t_{Lam}	[°C]	zeitlich gemittelte Temperatur der Luft am Austritt aus den Kühlturmeinbauten
t_{We}	[°C]	Temperatur des Wassers beim Eintritt in die Kühlturmeinbauten
t_{Wam}	[°C]	zeitlich gemittelte Temperatur des Wassers beim Verlassen der Kühlturmeinbauten
V_{Sp}	[m ³]	gesamtes Speichervolumen
w_L	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit der Luft in den Kühlturmeinbauten
w_W	[m/s]	Geschwindigkeit des Rieselfilmes
α_L	[kcal/m ² ·s·grd]	Wärmeübergangszahl der Luft
α_W	[kcal/m ² ·s·grd]	Wärmeübergangszahl des Rieselfilms

Γ	[1]	reduzierte Speichermasse
γ_L	[kp/m ³]	mittleres spezifisches Gewicht der Luft
γ_{Sp}	[kp/m ³]	mittleres spezifisches Gewicht des Speichermaterials
Δp_L	[kp/m ²]	Druckabfall der Luft in den Kühlturmeinbauten
$\Delta \vartheta_L$	[°C]	mittlere Temperaturerhöhung der Luft
$\Delta \vartheta_W$	[°C]	mittlere Temperaturabsenkung des Wassers
$\Delta \vartheta_m$	[°C]	mittleres Temperaturgefälle des Wärmedurchgangs
δ_W	[m]	Wasserfilmdicke
ϕ	[1]	Hilfsfunktion für die Wärmeleitung im Speicher
Λ	[1]	reduzierte Regeneratorklänge
λ_L	[kcal/m·s·grd]	mittlere Wärmeleitfähigkeit der Luft
λ_W	[kcal/m·s·grd]	mittlere Wärmeleitfähigkeit des Wassers
λ_{Sp}	[kcal/m·s·grd]	mittlere Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials
ν_L	[m ² /s]	mittlere kinematische Zähigkeit der Luft
ν_W	[m ² /s]	mittlere kinematische Zähigkeit des Wassers
Π	[1]	reduzierte Periodendauer
ρ_W	[kg/m ³]	mittlere Wasserdichte
ρ_{Sp}	[kg/m ³]	mittlere Dichte des Speichermaterials

1. Einleitung

Mit steigender Anzahl und immer grösseren Leistungseinheiten der neu zu installierenden Kraftwerke wird die bislang fast ausschliesslich angewendete billigste Kühlungsart, nämlich die direkte Kühlung mit Frischwasser nicht mehr zugelassen. War die Frischwasserkühlung bereits in der Vergangenheit aus genehmigungs- oder standorttechnischen Gründen nicht möglich, so wurden die sog. Nasskühltürme zur Abfuhr der Abwärme eingesetzt.

Es zeichnet sich ab, dass in Zukunft auch dieser Weg nicht mehr oder nur in beschränkter Masse gangbar sein wird und eine immer grössere Anzahl der zu erstellenden Kühlturmeinheiten als Trockenkühltürme erstellt werden muss. Die Trockenkühltürme sind jedoch bisher wesentlich teurer und grossflächiger als Nasskühltürme gleicher thermischer Leistung.

Das derzeit generell verwendete Trockenkühlturmsystem benutzt zur Wärmeübertragung quer angeströmte Rippenrohre, deren Rippen aus aufgezogenen rechteckigen Aluminiumblechen von einigen Zehntel Millimeter Stärke bestehen, deren Abstand wenige Millimeter beträgt. Der relativ hohe aerodynamische Widerstandsbeiwert solcher enger Strömungskanäle bedingt, dass die Strömungsgeschwindigkeit klein gehalten werden muss, da zur Überwindung des Druckabfalls nur ein Sog von wenigen Millimetern Wassersäule zur Verfügung steht. Eine kleine Durchströmgeschwindigkeit hat jedoch eine grosse zur Verfügung zu stellende Anströmfläche zur Folge. Das Fazit ist, dass die derzeitigen Trockenkühltürme den vierfachen Querschnitt von Nasskühltürmen gleicher thermischer Leistung aufweisen.

Ein von L. Ritz vorgeschlagenes System hat daher das Ziel, den Kühlturmquerschnitt bei Trockenkühltürmen wesentlich zu verkleinern. Dieses Ziel soll erreicht werden mittels längs angeströmter Stäbe oder Bleche, welche als Wärmespeicher fungieren und infolge der Verwendung grosser hydraulischer Durchmesser nur

einen kleinen Strömungswiderstandsbeiwert besitzen. Diese Einbauelemente werden dabei in einer ersten Phase kurzzeitig von dem abzukühlenden Medium berieselt, wodurch sie aufgeheizt werden, und in einer nachfolgenden Phase von der im Gegenstrom strömenden Luft abgekühlt. Um einen kontinuierlichen Betrieb dieses regenerativen Verfahrens zu gewährleisten, werden umlaufend jeweils nur gewisse Teile der gesamten Kühlturmeinbauten mit der Berieselung beaufschlagt, während der übrige Teil von der Luft durchströmt und dabei abgekühlt wird.

Dieses Konzept ist von L. Ritz in einem Arbeitsbericht [1] in grösserem Zusammenhang ausführlich erläutert. Die dort dargestellten Nomogramme wurden mit dem Rechenprogramm REGEN erstellt. Der vorliegende Bericht hat die Aufgabe, dieses Rechenprogramm zu beschreiben. Insbesondere werden die der Rechnung zugrunde gelegten physikalischen und mathematischen Beziehungen dargelegt, um dem Benutzer zu ermöglichen, Umfang und Grenzen des Programmes zu beurteilen.

2. Theoretische Grundlagen

Eine Kühlturmeinheit bestehe aus N Zonen mit jeweils n Speicherelementen. Die Kühlturmzonen werden umlaufend nacheinander jeweils für die Zeitdauer T_W mit dem zu kühlenden Wasser be-rieselt, während gleichzeitig alle übrigen Zonen ihre früher aufgenommene Wärme an die sie durchströmende Luft abgeben. Zur rechnerischen Lösung des Problems müssen thermodynamische und hydraulische Beziehungen herangezogen werden, welche im Folgenden angegeben sind.

Dabei werden zunächst Speicherelemente bestimmter Form, näm-lich Stäbe mit kreisförmigem Querschnitt in hexagonaler An-ordnung (siehe Abb. 1) betrachtet.

Die mittlere Abkühlung des Wassers sei

$$\Delta \vartheta_W = t_{We} - t_{Wam} \quad (1)$$

und die mittlere Aufheizung der Luft

$$\Delta \vartheta_L = t_{Lam} - t_{Le} \quad (2)$$

Als mittleres Temperaturgefälle des Regenerativ-Systems wird das mittlere Temperaturgefälle des Gegenstromwärmetau-schers verwendet:

$$\Delta \vartheta_m = \frac{(t_{Wam} - t_{Le}) - (t_{We} - t_{Lam})}{\ln \frac{t_{Wam} - t_{Le}}{t_{We} - t_{Lam}}} \quad (3)$$

Die Wärmebilanz für eine Kühlturmzone lautet:

$$G_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \vartheta_W \cdot T_W = G_L \cdot c_{pL} \cdot \Delta \vartheta_L \cdot T_L \quad (4)$$

Hierbei ist

$$G_L = w_L \cdot A_L \cdot n , \quad (5)$$

wobei der zu einem Stab gehörende freie Querschnitt sich errechnet zu

$$A_L = \frac{p^2}{2} \sqrt{3} - \frac{\pi}{4} d^2 \quad (6)$$

Für den Wärmedurchgang in einer Zone gilt nach [2]

$$k \cdot O \cdot \Delta \vartheta_m \cdot (T_L + T_W) = G_W \cdot \rho_W \cdot c_W \cdot \Delta \vartheta_W \cdot T_W , \quad (7)$$

wobei die wärmeaustauschende Oberfläche

$$O = \pi \cdot d \cdot L \cdot n \quad (8)$$

ist.

Die Wärmedurchgangszahl k ergibt sich nach [2] aus einer ersten Näherung k_0 und einem Korrekturfaktor k/k_0 zu

$$k = k_0 \cdot (k / k_0) , \quad (9)$$

wobei k_0 nach folgender Beziehung zu berechnen ist:

$$\frac{1}{k_0} = (T_L + T_W) \left[\frac{1}{\alpha_L \cdot T_L} + \frac{1}{\alpha_W \cdot T_W} + \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right) \cdot \frac{d}{\lambda_{Sp}} \cdot \phi \right] \quad (10)$$

Die Wärmeübergangszahlen α_L für die Luft und α_W für den Wasserfilm sind dabei mit den entsprechenden Nusselt-Zahlen wie folgt gekoppelt:

$$\alpha_L = \frac{Nu_L \cdot \lambda_L}{d_{hl}} \quad , \quad (11)$$

$$\alpha_W = \frac{Nu_W \cdot \lambda_W}{\delta_W} \quad . \quad (12)$$

Der hydraulische Durchmesser für die Luft errechnet sich zu

$$d_{hl} = \frac{4 \cdot A_L}{\pi \cdot d} \quad . \quad (13)$$

Zur Berechnung der Nusselt-Zahlen und der Rieselfilmdicke werden die entsprechenden Reynolds-Zahlen benötigt.

$$Re_L = \frac{w_L \cdot d}{\nu_L} \quad , \quad (14)$$

$$Re_W = \frac{w_W \cdot \delta_W}{\nu_W} \quad , \quad (15)$$

wobei

$$w_W \cdot \delta_W = \frac{G_W}{O} \quad (16)$$

ist.

Die Nusselt-Gleichung für die Luft lautet nach [3]
für $Re_W > 10\ 000$ und $Pr_L = 0,7 \div 2500$

$$Nu_L = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \quad (17)$$

Die Nusselt-Gleichung für den Rieselfilm ist in [4] und
die Beziehung für die Rieselfilmdicke in [5] zu finden.

Für $Re_W > 800$ gilt

$$Nu_W = 0,0066 \cdot Re_W^{14/15} \cdot Pr_W^{0,344} \quad (18)$$

und

$$\delta_W = 0,302 \cdot \left(\frac{3v}{g}\right)^{1/3} \cdot Re_W^{8/15} \quad (19)$$

wobei die letzte Beziehung auch noch bis hinunter zu
 $Re_W = 400$ gilt.

Die Hilfsfunktion Φ ist in [2] in einem Schaubild als Funk-
tion des dimensionslosen Ausdruckes $\frac{d^2}{2a_{Sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W}\right)$ darge-
stellt, wobei

$$a_{Sp} = \frac{\lambda_{Sp}}{\rho_{Sp} \cdot c_{Sp}} \quad (20)$$

Zu der mathematischen Auswertung wurde die für den vor-
liegenden Fall gültige Kurve im Bereich $\frac{d^2}{2a_{Sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W}\right) \geq 5$
durch die Funktion

$$\phi = \frac{0,805}{\left[\frac{d^2}{2a_{sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right) \right]^{39/62}} - \frac{0,893}{\left[\frac{d^2}{2a_{sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right) \right]} \quad (21)$$

und für den Bereich $\frac{d^2}{2a_{sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right) < 5$

durch den konstanten Wert

$$\phi = 0,12 \quad (21a)$$

angenähert.

Der Korrekturfaktor k/k_0 zur Berechnung der Wärmedurchgangszahl k nach Gleichung (9) hängt nach [2] von der reduzierten Periodendauer Π und von der reduzierten Regeneratorlänge Λ ab, die wie folgt definiert sind:

$$\Pi = 2 \frac{k_0 (T_L + T_W) O}{C_s} \quad , \quad (22)$$

$$\Lambda = 2 \frac{k_0 (T_L + T_W) O}{C_{Per}} \quad , \quad (23)$$

wobei

$$C_s = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L \cdot n \cdot \rho_{sp} c_{sp} \quad (24)$$

die Wärmekapazität der Speicherelemente einer Kühlturmzone und

$$C_{\text{Per}} = \frac{1}{2} (G_W \rho_W c_W T_W + G_L c_{pL} T_L) \quad (25)$$

die mittlere Wärmekapazität der beiden Medien je Periode und Kühlturmzone bedeuten.

Das reduzierte Regeneratorgewicht ist wie folgt definiert:

$$\Gamma = \frac{\Lambda}{\Pi} = \frac{C_s}{C_{\text{Per}}} \quad (26)$$

Der Korrekturfaktor k/k_0 ist als Funktion von Π und Λ in [2] in einem Schaubild dargestellt.

Die Kurven gehen dort alle von dem Punkt ($\Pi=0, k/k_0=1$) aus und laufen bis hinab zu $k/k_0 = 0,5$ etwa geradlinig. Für die Rechnung ist deshalb die Kurvenschar für den Bereich $k/k_0 > 0,5$ durch folgende Geradenschar angeähert worden:

$$k / k_0 = 1 - \frac{0,133}{1 + \frac{\Lambda}{5}} \cdot \Pi \quad (27)$$

Für den Druckabfall der Luft beim Durchströmen der Wärmeaustauschelemente wird das BLASIUS'sche Gesetz herangezogen:

$$\Delta p_L = \frac{W_L^2}{2g} \cdot \gamma_L \cdot \frac{0,3164}{(Re_L)^{1/4}} \cdot \frac{L}{d_{hL}} \quad (28)$$

Bei dem nunmehr vorliegenden Gleichungssystem werden folgende Größen als gegeben betrachtet:

die Temperaturen t_{We} , t_{Wam} , t_{Le} und t_{Lam} , weiterhin die Stoffwerte ρ_W , c_W , λ_W , ν_W , Pr_W für Wasser,

die Stoffwerte γ_L , c_{PL} , λ_L , ν_L , Pr_L für Luft

und die Stoffwerte ρ_{Sp} , c_{Sp} , λ_{Sp} für den Speicher

sowie der Wasservolumendurchsatz G_W .

Somit liegen 28 Gleichungen zur Bestimmung von 33 Unbekannten vor.

Dies bedeutet, dass zur Lösung des Gleichungssystems 5 weitere Beziehungen benötigt werden.

Da eine mathematische Optimierung, welche die fehlenden Beziehungen liefern würde, zu einem zu grossen Aufwand führt und ausserdem nicht von vornherein feststeht, welche Grösse optimiert werden soll, werden 5 Beziehungen oder z.T. auch Unbekannte selbst willkürlich vorgegeben, wobei durch systematische Variation dieser Vorgaben die günstigsten Abmessungen für die Kühlturmeinbauten herausgefunden werden.

Mit den 5 Vorgaben ist zwar das Gleichungssystem nunmehr lösbar, wegen seiner Nicht-Linearität grundsätzlich jedoch nur iterativ, wobei zu bemerken ist, dass wegen der Komplexität des Systems nicht etwa jede einzelne Unbekannte für sich iterativ errechnet werden kann, sondern die Iteration bezüglich des ganzen Systems durchgeführt werden muss. Wegen des damit verbundenen erheblichen mathematischen Aufwandes und nicht zuletzt auch wegen der dadurch bedingten langen Programm-Rechenzeit, werden hier - z.T. unter Verlust an physikalischer Anschaulichkeit - die 5 möglichen Vorgaben so ausgesucht, dass das Gleichungssystem möglichst weitgehend analytisch lösbar ist. Bis auf eine einzige, schnell konvergierende Iteration wird dieses Ziel bei folgenden Vorgaben erreicht:

Druckverlust Δp_L ,
Korrekturfaktor des Regenerators k/k_0 ,
Wasserschaltzeit T_W ,
Luftschaltzeit T_L
und der Beziehung

$$\frac{\alpha_L \cdot T_L}{\alpha_W \cdot T_W} = R \quad (29)$$

Es hat sich als günstig erwiesen, die Iteration hinsichtlich der Unbekannten d durchzuführen.

Wie bereits erwähnt, ist die Hilfsfunktion ϕ einem Schaubild zu entnehmen. Durch die Unterteilung des Gesamtbereiches der unabhängigen Veränderlichen $\frac{d^2}{2a_{sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right)$ in zwei Abschnitte, nämlich kleiner 5 und grösser gleich 5, ist es gelungen, für den zweiten Bereich einen Potenzansatz (siehe Gl. (21)) anzugeben, der es gestattet, in diesem Bereich das Gleichungssystem sogar vollständig aufzulösen.

Da die meisten Fälle in diesem Bereich liegen, wird durch diesen Kunstgriff wiederum erheblich Rechenzeit eingespart. Die Iteration ist also nur noch im Bereich $\frac{d^2}{2a_{sp}} \left(\frac{1}{T_L} + \frac{1}{T_W} \right) < 5$ notwendig, in dem nach Gleichung (21a) $\phi = 0,12$ als Näherung angenommen wird.

In diesem Bereich kommt man auf folgende Bestimmungsgleichung für d :

$$d^{23/31} + B_{32} \cdot d^2 - B_{31} = 0 \quad (30)$$

wobei B_{32} und B_{31} Grössen sind, die während der Iteration konstant bleiben.

Substituiert man jetzt

$$d^{23/31} = d_1 \quad , \quad (31)$$

so ergibt sich die Bestimmungsgleichung für d_1

$$d_1 + B_{32} \cdot d_1^{62/23} - B_{31} = 0 \quad . \quad (32)$$

Diese Gleichung wird mit Hilfe des NEWTON'schen Iterationsverfahrens mit einer Anfangsnäherung $d_1 = B_{31}$ gelöst. Somit können nunmehr alle Unbekannten des Gleichungssystems berechnet werden.

Zusätzlich zu den im Gleichungssystem vorkommenden Grössen interessieren insbesondere noch folgende:

Die Anzahl der Kühlturmzonen

$$N = \frac{T_W + T_L}{T_W} \quad , \quad (33)$$

die Gesamtzahl der Stäbe

$$N_{\text{ges}} = N \cdot n \quad , \quad (34)$$

die gesamte Anströmfläche der Einbauten

$$F_{\text{ges}} = \frac{p^2}{2} \sqrt{3} \cdot n \cdot N \quad , \quad (35)$$

der Gesamt-Durchmesser eines entsprechenden Kreises

$$D_{ges} = \frac{4}{\pi} \cdot \sqrt{F_{ges}} \quad , \quad (36)$$

weiterhin die Querschnittsfläche sämtlicher Speicher-
elemente

$$F_{Sp} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot n \cdot N \quad , \quad (37)$$

das gesamte Speichervolumen

$$V_{Sp} = F_{Sp} \cdot L \quad (38)$$

und die gesamte Speichermasse

$$G_{Sp} = \rho_{Sp} \cdot V_{Sp} \quad \dots \quad (39)$$

Schliesslich werden noch das Querschnittsversperrungsver-
hältnis

$$F_{Sp} / F_{Sp} \quad (40)$$

und der gesamte Volumenstrom der Luft

$$G_{L,ges} = G_L (N - 1) \quad (41)$$

berechnet.

Die obigen Beziehungen gelten, wie schon erwähnt, für die Ausführung der Speicherelemente als Stäbe mit Kreisquerschnitt in hexagonaler Anordnung. Die Ergebnisse sind jedoch auf andere Anordnungen umrechenbar, falls gewisse Bedingungen erfüllt werden. Für die Riffelblech-Anordnung zum Beispiel (siehe Abb. 2) lassen sich aus dem Durchmesser d , der Teilung p und der Anzahl der Elemente n der hexagonalen Stabanordnung relativ einfach entsprechende Werte für die Dicke d_{Ri} , die Seitenlänge a_{Ri} und die Elementanzahl je Kühlturmzone n_{Ri} ausrechnen. Die Beziehungen dafür erhält man aus folgenden Bedingungen:

1.) Gleichheit der hydraulischen Durchmesser

$$\frac{a_{Ri}}{\sqrt{3}} = \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \cdot d \quad , \quad (42)$$

2.) Gleichheit der Speichermassen

$$3 \cdot a_{Ri} \cdot d_{Ri} \cdot L \cdot n_{Ri} \cdot \rho_{Sp} = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L \cdot n \cdot \rho_{Sp} \quad , \quad (43)$$

3.) Gleichheit der wärmeaustauschenden Oberfläche

$$6 \cdot a_{Ri} \cdot L \cdot n_{Ri} = \pi \cdot d \cdot L \cdot n \quad . \quad (44)$$

Wie man aus den Bedingungen (42) bis (44) sieht, ist es zu einer eindeutigen Umrechnung erforderlich, dass die Länge L und das Speichermaterial die gleichen bleiben.

Es kann anhand der Gleichungen (1) bis (41) nachgewiesen werden, dass bei Einhaltung der Bedingungen (42) bis (44) die beiden Anordnungen hinsichtlich der Thermodynamik und der Hydraulik gleichwertig sind, so dass alle Grössen ausser denen, die umgerechnet werden, erhalten bleiben. Für die letzteren ergibt sich

$$d_{Ri} = \frac{1}{2} d, \quad (45)$$

$$a_{Ri} = \sqrt{3} \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] d, \quad (46)$$

$$n_{Ri} = \frac{\pi}{6} \frac{d}{a_{Ri}} n. \quad (47)$$

3. Programmbeschreibung

Das Programm zur Auslegung des Regenerativ-Kühlturmes ist in FORTRAN IV-Sprache für die IBM 360/65-Rechenmaschine geschrieben.

Das Programm liest die notwendigen Eingabe-Größen ein und errechnet daraus zunächst durch eine Iteration denjenigen Durchmesser des zylindrischen Speicherelementes, der die physikalischen Bedingungen für den Wärmeaustausch erfüllt. Aus diesem Durchmesser ergeben sich dann alle interessierenden Ausgabegrößen durch einfache Rechenoperationen mittelbar oder unmittelbar aus den Grundbeziehungen, ebenso die den Abmessungen des zylindrischen Elementes entsprechenden Abmessungen des Riffelbleches.

Das Programm ist mit Hilfe von TSO getestet und gerechnet worden. Das Programm beansprucht für alle einprogrammierten Variationen - insgesamt sind es 450 - eine Rechenzeit von etwa 5,5 Sekunden und einen Kostenaufwand von etwa DM 5,50.

3.1 Eingabedaten

Physik. Bezeich- nung	Bezeich- nung im Programm	Dimension	Bedeutung
T_{Wo}	TWO	s	niedrigste gewählte Schaltzeit für das zu kühlende Wasser; die Rechnung wird automatisch zusätzlich für den doppelten und dreifachen Wert durchgeführt.
T_{Lo}	TLO	s	niedrigste gewählte Schaltzeit für die Luft; die Rechnung wird automatisch zusätzlich für den 2 - 5-fachen Wert durchgeführt.
R_o	RO	l	niedrigster gewählter Wert des Parameters R; dieser Wert wird automatisch bis zum 5-fachen Wert variiert.

Physik. Bezeichnung	Bezeichnung im Programm	Dimension	Bedeutung
$(k/k_o)_o$	KKOO	1	niedrigster gewählter Wert für den Korrekturfaktor; die Rechnung wird automatisch zusätzlich für den doppelten und dreifachen Wert durchgeführt.
Δp_{Lo}	DELPO	kp/m ²	niedrigster gewählter Wert des Druckverlustes der Luft beim Durchströmen der Wärmeaustauschelemente; die Rechnung wird automatisch noch für den doppelten Wert durchgeführt.
t_{Le}	TLE	°C	Eintrittstemperatur der Luft
t_{Lam}	TLAM	°C	mittlere Austrittstemperatur der Luft
t_{We}	TWE	°C	Eintrittstemperatur des Wassers
t_{Wam}	TWAM	°C	mittlere Austrittstemperatur des Wassers
γ_L	GAML	kp/m ³	mittleres spezifisches Gewicht der Luft
ν_L	NUEL	m ² /s	mittlere kinematische Zähigkeit der Luft
λ_L	LAML	kcal/m·s·grd	mittlere Wärmeleitfähigkeit der Luft
Pr_L	PRL	1	mittlere Prandtl-Zahl der Luft
c_{pL}	CPL	kcal/m ³ ·grd	mittlere spezifische Wärme der Luft
ρ_W	RHOW	kg/m ³	mittlere Dichte des Wassers
ν_W	NUEW	m ² /s	mittlere kinematische Zähigkeit des Wassers
λ_W	LAMW	kcal/m·s·grd	mittlere Wärmeleitfähigkeit des Wassers
Pr_W	PRW	1	mittlere Prandtl-Zahl des Wassers

Physik. Bezeich- nung	Bezeich- nung im Programm	Dimension	Bedeutung
c_W	CW	kcal/kg·grd	mittlere spezifische Wärme des Wassers
G_W	GW	m ³ /s	Volumenstrom des Wassers
ρ_{Sp}	RHOSP	kg/m ³	mittlere Dichte des Speichermediums
c_{Sp}	CSP	kcal/kg·grd	mittlere spezifische Wärme des Speichermediums
λ_{Sp}	LAMSP	kcal/m·s·grd	mittlere Wärmeleitfähigkeit des Speichermediums
V	V	1	Testfaktor für den Programmierer, im Regelfall = 1

Alle Eingabedaten werden im Format E 12.4 angegeben. Die erste Eingabekarte enthält nacheinander die Werte für die Größen TWO, TLO, RO, KKO, DELPO, die zweite Karte enthält die Werte für die Größen TLE, TLAM, TWE, TWAM, die dritte Karte enthält GAML, NUEL, LAML, PRL, CPL, die vierte Karte RHOW, NUEW, LAMW, CW und die fünfte Karte GW, RHOSP, CSP, LAMSP, V. Die einzelnen Größen müssen dabei die in der Tabelle angegebenen Dimensionen besitzen.

3.2 Ausgabedaten

Physik. Bezeich- nung	Bezeich- nung im Programm	Dimension	Bedeutung
Δp_L	DELPE	kp/m ²	aktueller Wert des Druckverlustes der Luft während der Variation
k/k_0	KKO	1	aktueller Wert des Korrekturfaktors während der Variation
T_W	TW	s	aktueller Wert für die Wasserschaltzeit während der Variation
T_L	TL	s	aktueller Wert für die Luftschaltzeit während der Variation

Physik. Bezeich- nung	Bezeich- nung im Programm	Dimension	Bedeutung
R	R	l	aktueller Rechen-Parameter während der Variation
L	L	m	Länge (Höhe) der Speicherelemente
d	D	m	Durchmesser der zylindrischen Speicherelemente
d_{Ri}	DRI	m	Stärke der Riffelbleche
p	P	m	Mittenabstand der zylindrischen Speicherelemente
a_{Ri}	ARI	m	Seitenlänge eines Riffelblechelementes
n	NZ	l	Anzahl der Speicherelemente einer Kühlturmzone
n_{Ri}	NZRI	l	Anzahl der Riffelblechelemente einer Kühlturmzone
F_{ges}	FGES	m^2	gesamte Anströmfläche der Wärmeaustauscheinbauten
D_{ges}	DGES	m	Gesamtdurchmesser des Kühlturms
N	N	l	Anzahl der Kühlturmzonen
d_{hL}	DH	m	hydraulischer Durchmesser für die Luft, bezogen auf ein Speicherelement
F_{Sp}	FSP	m^2	Querschnittsfläche, die von allen Speicherelementen in Anspruch genommen wird
V_{Sp}	VSP	m^3	gesamtes Speichervolumen
G_{Sp}	GSP	kg	gesamte Speichermasse
$F_{\text{Sp}}/F_{\text{ges}}$	FSPFGES	l	Querschnittsversperrungsverhältnis = FSP/FGES
G_{Lges}	GLGES	m^3/s	gesamter Volumenstrom der Luft
k	K	$\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{grad}$	Wärmedurchgangszahl
Γ	GAM	l	reduzierte Speichermasse

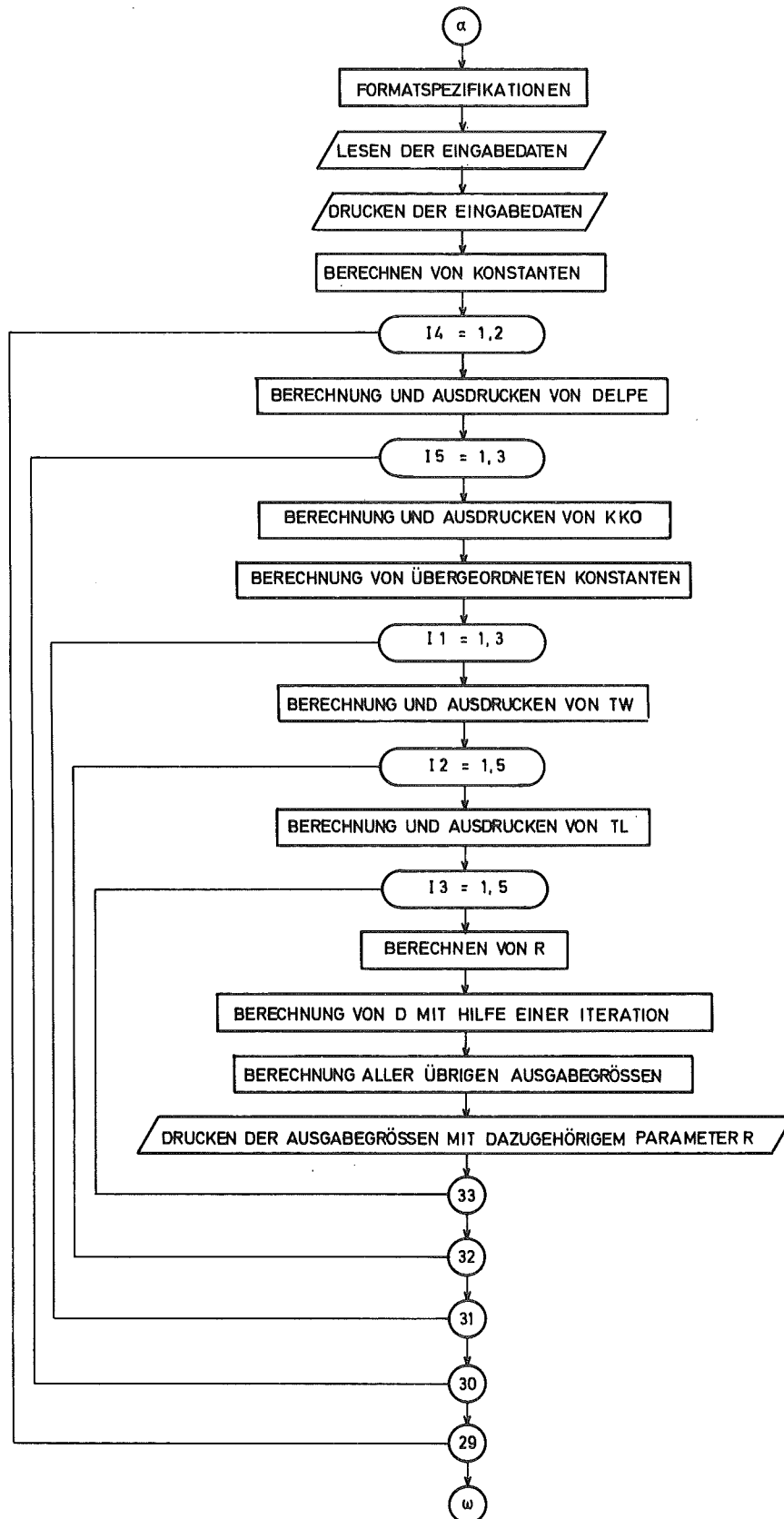
Physik. Bezeich- nung	Bezeich- nung im Programm	Dimension	Bedeutung
w_L	WL	m/s	Strömungsgeschwindigkeit der Luft beim Durchströmen der Wärmetauschelemente
Re_L	REL	l	Reynolds-Zahl der Luft
α_L	ALFL	kcal/m ² ·s·grd	Wärmeübergangszahl auf der Luftseite
w_W	WW	m/s	Rieselgeschwindigkeit des Wassers
Re_W	REW	l	Reynoldszahl des Rieselfilmes
δ_W	DELW	m	Rieselfilmdicke
α_W	ALFW	kcal/m ² ·s·grd	Wärmeübergangszahl des Rieselfilms

Alle Ausgabedaten werden im Format E 12.4 ausgedruckt. Bei der Ausgabe werden zunächst alle Eingabedaten ausgedruckt. z.B. TWO = 0.1000 E 02.

Das weitere Ausgabeschema ist entsprechend der geschachtelten Variation der Grössen DELPE, KKO, TW, TL und R aufgebaut. Übergeordneter Parameter ist der zur Verfügung gestellte Druckabfall DELPE, dann folgt der Korrekturfaktor KKO des Regenerators, dann die Wasserschaltzeit TW und darauf die Luftschaltzeit TL. Diese Grössen werden jeweils einmal über dem dazugehörigen Block angegeben, und zwar in der Form BEZEICHNUNG = ZAHLENWERT (Format E 12.4).

Im innersten Block werden für den jeweils aktuellen Parameter R reihenweise die errechneten Werte für die interessierenden Grössen ausgedruckt, wobei die Bezeichnung jeweils über dem Zahlenwert steht. Die dazugehörigen Dimensionen sind in obiger Tabelle angegeben.

3.3 Flussdiagramm



4. Abbildungen

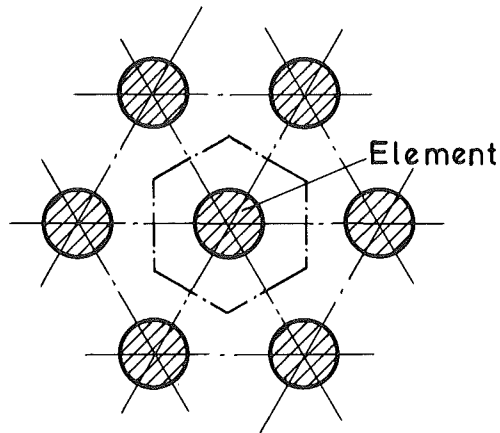


Abb.1 Stabanordnung

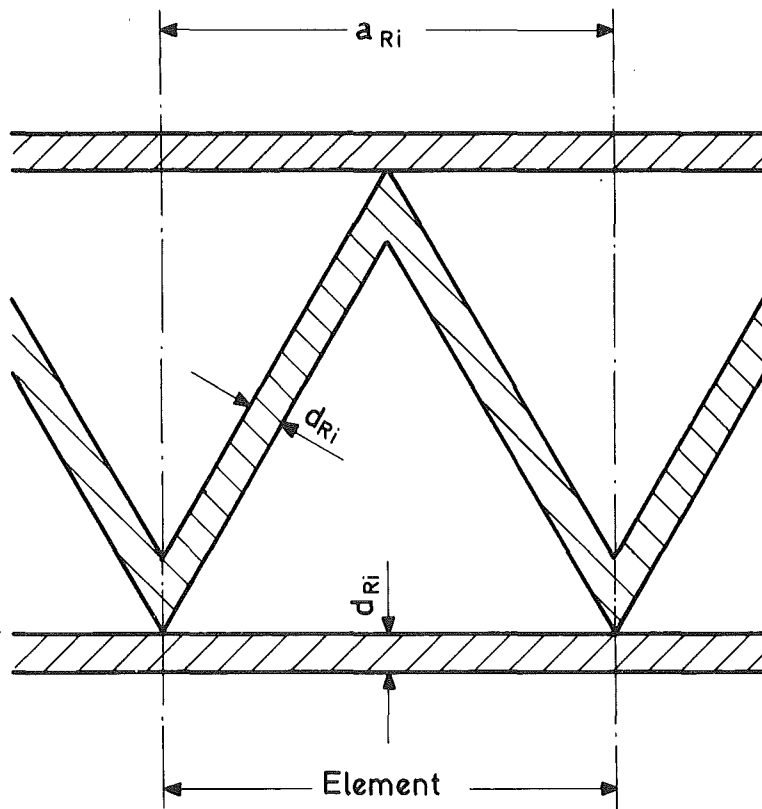


Abb. 2 Riffelblechanordnung

5. Literatur

- [1] L. Ritz:
Technologische Probleme der Abwärme - Ein neuartiges
Konzept der Trockenluftkühlung
(unveröffentlicht)

- [2] H. Hausen:
Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuz-
strom, Berlin-Göttingen-Heidelberg 1950 und München 1950

- [3] A.G. Kassatkin:
Chemische Verfahrenstechnik
Band 1, 2. Auflage, 1959, VEB-Verlag Technik Berlin

- [4] W. Wilke:
Dissertation, TH Hannover 1960

- [5] H. Brauer:
Strömung und Wärmeübergang bei Rieselfilmen.
VDI-Forschungsheft 457, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf