

Wärmebedarf galvanischer Behälter

und Möglichkeiten zur Energieeinsparung durch passive Maßnahmen

von Günther Heinitz und Jürgen Blumenberg

Bei galvanischen Anlagen werden Werkstücke zur Oberflächenbehandlung in warme bis heiße Chemikalienlösungen getaucht. Diese Bäder müssen zur Temperaturhaltung beheizt werden. Der Energiebedarf derartiger galvanischer Bäder ist bezogen auf die installierte Heizleistung relativ groß, da in der Regel hohe Betriebsstundenzahlen zwischen 4000 und 8000 h/a erreicht werden. Im Rahmen einer umfangreichen theoretischen und experimentellen Analyse am *Lehrstuhl C für Thermodynamik der Technischen Universität München* [1] wurden die Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge in einem typischen Galvanikbehälter erarbeitet. Dazu wurde zunächst ein theoretisches Modell für die Wärmebedarfsrechnung erstellt. Zur Überprüfung der theoretisch erzielten Ergebnisse wurde ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut. Mittels umfangreicher Meßreihen wurde das theoretische Modell für freie Badoberflächen überprüft und anschließend die Wärmedämmung von Schwimmkörperabdeckungen auf der Badoberfläche analysiert.

Die dabei erzielten Ergebnisse sind übertragbar auf warme und heiße Bäder mit und ohne Schwimmkörperabdeckung.

1. Theorie des kombinierten Wärme- und Stoffübergangs

Da aus der verfügbaren Literatur keine systematischen Berechnungsgrundlagen für den kombinierten Wärme- und Stoffaustausch in galvanischen Behältern bekannt sind, wurde ein mathematisch-thermisches Modell entwickelt, das die physikalischen Abläufe möglichst exakt wiedergeben sollte. Dazu war eine genaue Energie- und Massenbilanz für den hier vorgestellten Behälter erforderlich. Die in das verwendete Modell einfließenden thermodynamischen Größen sind in *Abb. 1* zusammengestellt. Die durchgehenden Pfeile in dieser Darstellung entsprechen Energieströmen, die gestrichelten Pfeile entsprechen Massenströmen.

Die Massenbilanz beschreibt die Verdunstungsverluste, die Zugabe von Frischwasser

zum Ausgleich der Verdunstungsverluste sowie das Ein- und Ausschleppen von Flüssigkeit mit dem behandelten Material.

Die Energiebilanz beschreibt die Wärmeverluste durch die Behälterwandungen, die Flüssigkeitsoberfläche, den Materialdurchsatz, die Aufhänge- bzw. Tragvorrichtung sowie die Verluste durch den Massentransport.

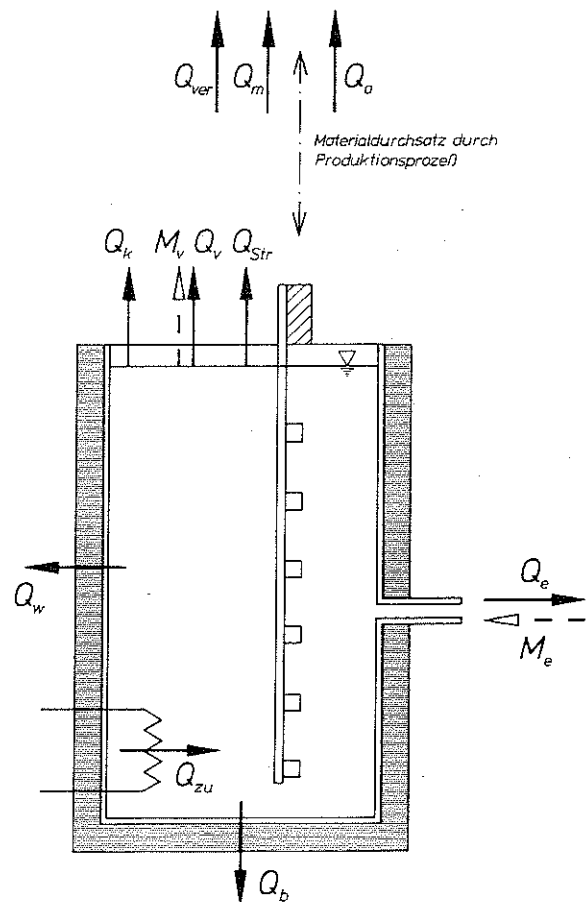


Abb. 1: Modell für den Wärme- und Stoffübergang an einem galvanischen Behälter

Erklärung der Bezeichnungen:

- Q_k = Konvektiver Wärmestrom an der Oberfläche
- Q_v = Verdunstungswärmestrom an der Oberfläche
- Q_{str} = Strahlungswärmestrom an der Oberfläche
- Q_e = Ergänzungswärmestrom
- Q_w = Wandwärmestrom
- Q_b = Bodenwärmestrom
- Q_m = Wärmestrom zum Aufheizen des durchgesetzten Materials
- Q_{ver} = Wärmestrom durch Ausschleppen von Flüssigkeit
- Q_a = Wärmestrom durch Wärmeleitung in die Aufhängevorrichtung
- M_v = Verdunstungsmassenstrom
- M_e = Ergänzungsmassenstrom

*) Dipl.-Ing., Geschäftsführender Gesellschafter der Fa. Eloxal München Heinitz GmbH, Birthälmstr. 78, 8000 München 82

**) Dr.-Ing., Oberingenieur am Institut C für Thermodynamik der Technischen Universität München, Arcisstraße 21, 8000 München 2

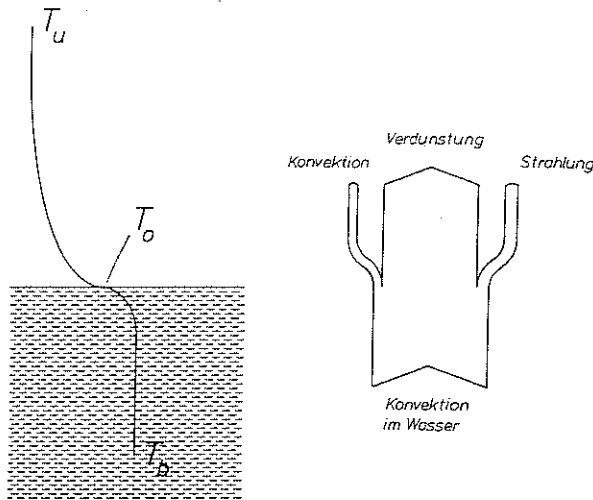


Abb. 2: Thermisches Modell der Flüssigkeitsoberflächen

Erklärung der Bezeichnungen:

T_b = Badtemperatur

T_o = Oberflächentemperatur der Flüssigkeit

T_u = Umgebungstemperatur

Die einzelnen Energieströme werden nachfolgend genauer behandelt und die jeweiligen Energieübertragungsmechanismen beschrieben.

1.1 Kombinierte Wärme- und Stoffübergang an der Oberfläche

Der Wärmetransport von der Flüssigkeitsoberfläche an die Umgebung erfolgt durch Konvektion, Strahlung und Verdunstung. Die Energieübertragung in der Flüssigkeit wird durch freie Konvektion des Wassers beschrieben. Abb. 2 zeigt das thermische Modell für die Flüssigkeitsoberfläche.

Für die verdunstete Wassermasse wird Frischwasser aufgefüllt. Das Aufheizen dieser zugeführten Flüssigkeitsmenge erfordert einen zusätzlichen Wärmebedarf des Behälters:

$$Q_e = M [c_{pw}(T_b) T_b - c_{pw}(T_{zu}) T_{zu}]$$

Da diese Wärmemenge durch Verdunstung an der Oberfläche verursacht wird, ist es sinnvoll, die erforderliche Ergänzungswärme auf die freie Oberfläche zu beziehen:

$$q_e = m [c_{pw}(T_b) T_b - c_{pw}(T_{zu}) T_{zu}]$$

In den nachfolgenden Betrachtungen wird dieser Ergänzungswärmestrom in den Oberflächenverlusten berücksichtigt.

Die Berechnung des konvektiven Wärmestroms an der Badoberfläche erfolgt über die bekannte Lösung für freie Konvektion an der horizontalen Platte [2,3]. Als Plattentemperatur ist die Temperatur der Flüssigkeitsoberfläche anzusetzen. Die Verdunstung wird mit der Analogie zwischen Wärmeübertragung

und Stoffübergang erfasst. Der Strahlungswärmeaustausch mit der Umgebung berechnet sich mit dem Kirchhoffschen Gesetz.

Der Temperaturabfall vom Badinneren zur Badoberfläche wird über die Konvektion im Wasser unter Berücksichtigung des Oberflächenwärmestroms berechnet.

Der Wärmebedarf der freien Badoberfläche wird klar von den Verdunstungsverlusten bestimmt. Abb. 3a gibt die Verdunstung und Abb. 3b den Wärmestrom in Abhängigkeit von der Temperatur wieder.

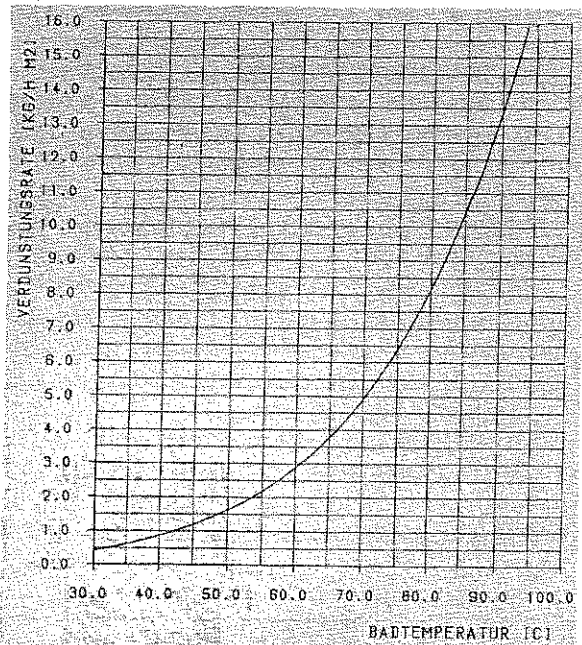


Abb. 3a: Verdunstungsrate an der Badoberfläche bei 20 °C Umgebungstemperatur und 1013,25 mbar Umgebungsdruck

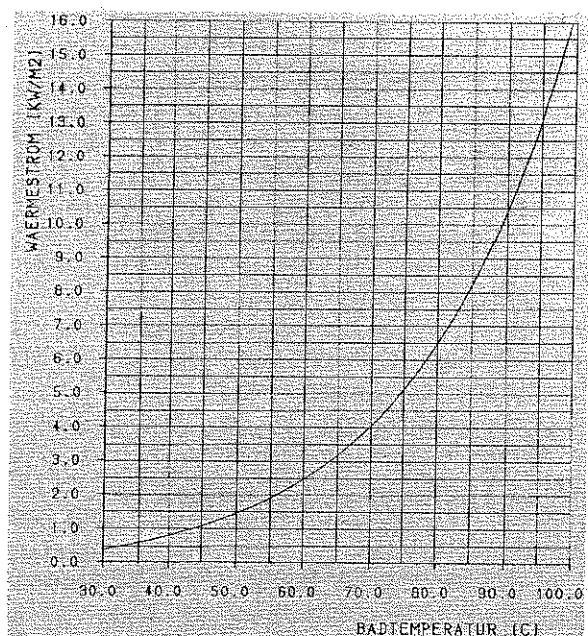


Abb. 3b: Wärmestrom an der Badoberfläche bei 20 °C Umgebungstemperatur und 1013,25 mbar Umgebungsdruck

Der Aufbau des theoretischen Modells für die Badoberfläche wurde so gewählt, daß die verschiedenen Einflüsse auf den Wärme- und Stoffübergang berücksichtigt werden können. Als beeinflussende Parameter treten dabei auf:

- Dampfdruckerniedrigung durch gelöste Stoffe,
- Umgebungsdruck,
- Umgebungstemperatur und
- relative Luftfeuchtigkeit.

1.2 Wärmeverluste durch die Behälterwände

Die Untersuchung der Wärmeverluste durch die Behälterwände erfolgt getrennt für die Behälterseitenwände und den Behälterboden. Die Behälterwände eines galvanischen Behälters mit Isolierung an der Außenseite sind in der Regel gemäß der Darstellung in Abb. 4 aufgebaut. Die Wärmeübertragung erfolgt dabei durch verschiedene, gekoppelte Wärmeübertragungsmechanismen:

- freie Konvektion auf der Luftseite,
- Strahlung,
- Wärmeleitung und
- freie Konvektion auf der Wasserseite.

Die Berechnung des Wärmedurchgangs einer geschichteten Wand mit innerem und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt mit den bekannten Gleichungen:

$$q_w = k (T_b - T_u)$$

mit

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_a}$$

Die Bestimmung der Wärmeverluste durch den Behälterboden kann analog zu der Bestimmung der Wärmeverluste in den Behälterwänden erfolgen. Da die Gestaltung des Behälterbodens jedoch stark von der Behältergröße und dem verwendeten Material abhängt, erschien es hier nicht sinnvoll, den Wärmedurchgang des Behälterbodens nach einem theoretischen Modell zu bestimmen. Hier ist es vielmehr zweckmäßig, von Fall zu Fall die Wärmedurchgangszahl k zu bestimmen und individuelle Kältebrücken infolge mechanischer Abstützungen zu berücksichtigen.

In der Regel wird die Art der Abstützung und Auflagerung nach mechanischen bzw. konstruktiven Gesichtspunkten ausgewählt. Die Wärmeverluste können jedoch unter Umständen ohne Beeinflussung der mechanischen Güte der Konstruktion durch Vermindern der wärmeleitenden Querschnitte verringert wer-

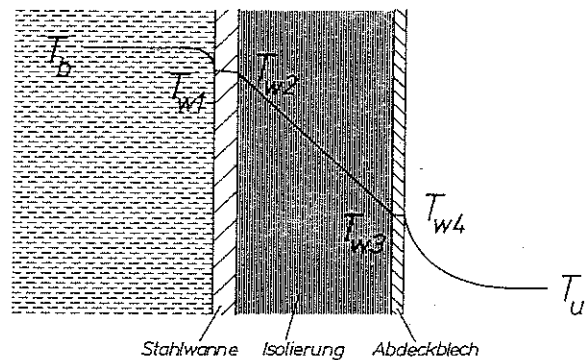


Abb. 4: Modell eines typischen Wandaufbaus eines Behälters

Erklärung der Bezeichnungen:

- T_b = Temperatur des Bades
- T_{w1} = Temperatur der Stahlwanne innen
- T_{w2} = Temperatur der Stahlwanne außen
- T_{w3} = Temperatur der Isolation außen
- T_{w4} = Temperatur des Abdeckblechs außen
- T_u = Temperatur der Umgebung

den. Ebenso ist denkbar, daß zwischen die Auflagerpunkte und dem Boden isolierende Zwischenstücke eingebracht werden.

1.3 Wärmeverluste durch den Produktionsprozeß

Beim Ein- und Austausch des im Behälter zu behandelnden Materials wird durch die am Material haftende Flüssigkeit und durch das Aufheizen der eingetauchten Werkstücke ein Wärme- und Stofftransport verursacht. Daneben tritt ein zusätzlicher Wärmeverlust, bedingt durch einen Wärmestrom in die Aufhängenvorrichtung bzw. Tragvorrichtung auf. Abb. 5 zeigt ein Schema für den Produktionsprozeß. Die einzelnen Verluste werden nachfolgend beschrieben.

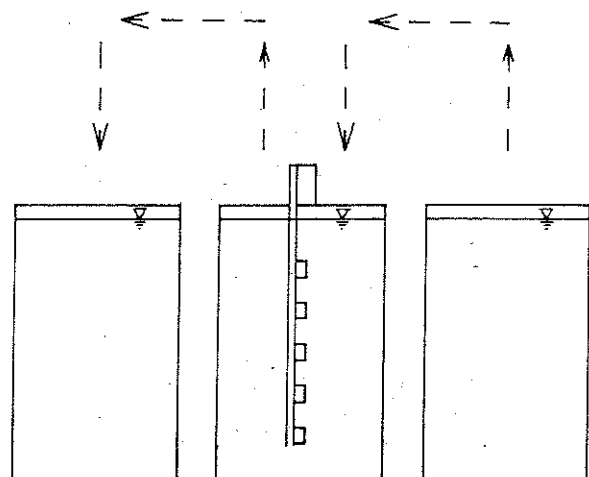


Abb. 5: Schematische Darstellung des Produktionsprozesses

Wärmeverluste durch Aufheizen des durchgesetzten Materials

Beim Eintauchen des zu behandelnden Materials in die warme Behandlungsflüssigkeit nimmt dieses rasch die Temperatur des Bades an. In der Praxis gilt dabei, daß die Verweilzeit der Ware in der Flüssigkeit größer als die Aufheizzeit ist. Diese Aussage läßt sich leicht durch Abschätzen der Fourierzahl für einen Fall mit ungünstig gewählten Randbedingungen überprüfen.

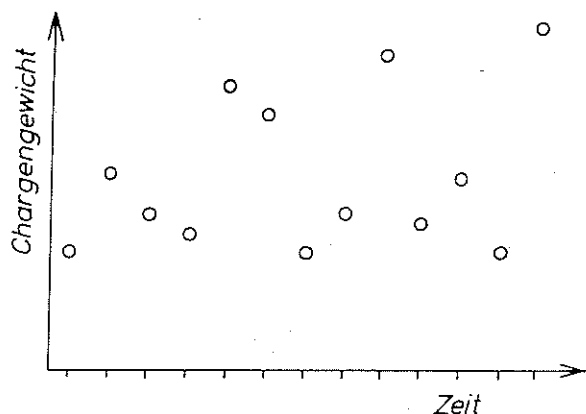


Abb. 6: Verteilung des Chargengewichts über der Zeit

Bei der wärmetechnischen Auslegung spielt die Annahme des Massendurchsatzes eine entscheidende Rolle. Wird der Massendurchsatz zu groß gewählt, so wird der Wärmebedarf des Behälters viel zu groß. In der Regel wird das Materialgewicht nicht gleichmäßig über der Zeit durchgesetzt; es wird immer Spitzenbelastungen durch besonders schwere Chargen geben. Abb. 6 zeigt eine typische Verteilung des Chargengewichts über der Zeit. Wegen der in der Regel sehr viel größeren Wärmekapazität des Behälters sinkt die Badtemperatur nach einer besonders schweren Charge trotzdem nur unwesentlich ab. Folgt als nächste Charge wieder eine mit Normalgewicht, tritt rasch eine Erholung der Badtemperatur ein. Eine kritische Situation für den Wärmebedarf entsteht nur dann, wenn fortwährend ungewöhnlich große Materialmengen den Behälter durchlaufen. Diese Spitzenbelastungen können im Produktionsablauf jedoch durch Mischen verschieden großer Partien vermieden werden. Weiter ist zu berücksichtigen, daß nicht alle Behälter gleichzeitig mit demselben Materialgewicht beaufschlagt werden. Es ist durchaus möglich, daß Chargen mit hohem Gewicht nur einige wenige Behälter durchlaufen, während andere Behälter für bestimmte Bearbeitungsgänge nicht verwendet werden. Die überschüssige Wärme aus diesen nicht verwendeten Behältern kann in solchen Fällen den

stark belasteten Behältern zugeführt werden. Bei bekanntem Massendurchsatz errechnet sich die erforderliche Heizleistung zum Erwärmen des Materials nach der Gleichung

$$Q_m = m c_p (T_b - T_{am})$$

mit m = Massendurchsatz,
 c_p = spezifische Wärme des durchgesetzten Materials,
 T_b = Badtemperatur,
 T_{am} = Ausgangstemperatur des Materials.

Wärme- und Stoffverluste durch anhaftende Flüssigkeit

Beim Herausnehmen der Werkstücke aus galvanischen Bädern verbleibt stets ein Flüssigkeitsfilm an deren Oberfläche. Diese Verschleppungsverluste hängen naturgemäß von der Viskosität der Flüssigkeit, der Geometrie der Ware, den Abtropfzeiten, den Überhebengeschwindigkeiten und der Badtemperatur ab. Außer dem Ausschleppen von Flüssigkeit aus dem jeweils untersuchten Bad wird auch Flüssigkeit aus dem vorhergehend durchlaufenden Behälter eingeschleppt. Zur Bestimmung des Wärme- und Stofftransports müssen die Einschlepprate c_{ein} , die Ausschlepprate c_{aus} , die Temperatur der eingeschleppten Flüssigkeit T_{ein} sowie der Flächendurchsatz F bekannt sein. Für die Änderung der Flüssigkeitsmasse gilt

$$\frac{dM}{dt} = F(c_{ein} - c_{aus})$$

Die zur Erwärmung der eingeschleppten Flüssigkeit auf Badtemperatur benötigte Wärmemenge errechnet sich wie folgt:

$$Q_{ein} = F c_{ein} [c_{pw}(T_b) T_b - c_{pw}(T_{ein}) T_{ein}]$$

Diese Wärmemenge kann negativ werden, wenn die Temperatur der eingeschleppten Flüssigkeit über der Badtemperatur liegt. Zum Ausgleich der Massenänderung des Behälterinhalts muß Flüssigkeit zu- oder abgegeben werden. Die dafür erforderliche Wärmemenge errechnet sich zu

$$Q_{zug} = \frac{dM}{dt} [c_{pw}(T_b) T_b - c_{pw}(T_{zug}) T_{zug}]$$

Bei negativen Massenänderungen, d. i. wenn mehr Flüssigkeit ein- als ausgeschleppt wird, ergibt sich ein negativer Wärmestrom. Dies hat insofern einen Sinn, weil dabei die Zugabe von Ergänzungsflüssigkeit zum Ausgleich der Verdunstungsverluste und der dazugehörige Ergänzungswärmestrom vermindert wird. Der gesamte, durch die Verschleppungsverluste entstehende Wärmebedarf errechnet sich zu

$$Q_{ver} = Q_{ein} + Q_{zug}$$

Wärmeverluste durch Aufhängevorrichtung

Die zu galvanisierenden Bauteile werden in der Regel auf Gestellen und Vorrichtungen montiert, die wiederum an einem sogenannten Warenbalken befestigt werden, über den die Stromzuführung für die elektrolytischen Prozesse erfolgt. Über die Stäbe der Vorrichtung wird Wärme auf den Warenbalken übertragen, der sich dadurch erwärmt und in zunehmendem Maße selbst Wärme an seine Umgebung abgibt.

1.4 Dynamisches Verhalten des Behälters

Da die Bäder einer galvanischen Anlage nach einer Heizpause, zum Beispiel nach dem Wochenende, aufgeheizt werden müssen, interessiert auch das dynamische Verhalten des Behälters während dieses Vorgangs. In der Fachliteratur wird häufig vorgeschlagen, die Auslegung der Heizleistung so vorzunehmen, daß möglichst kurze Aufheizzeiten erforderlich sind. Ein derartiges Vorgehen führt in vielen Fällen zu Heizleistungen, die die des stationären Betriebs bei weitem überschreiten. Die Folge sind hohe Investitionskosten der Heizanlagen und ein schlechter Wirkungsgrad der mit fossilen Brennstoffen befeuerten Kessel während des Normalbetriebs. Deshalb wurde mit dem beschriebenen mathematisch-thermischen Modell auch das instationäre Verhalten des Behälters simuliert. Die Änderung der inneren Energie des Behälters wird durch folgende Gleichung beschrieben:

$$\frac{dU_b}{dt} = Q_{zu} - Q_{ab} = Q_{heiz} - Q_{verl}$$

Bei der Wärmekapazität des Behälters wird die Flüssigkeit und die Stahlwanne berücksichtigt, die Isolierung kann hier vernachlässigt werden. Die Temperatur der Stahlkonstruktion wird hier gleich der Flüssigkeitstemperatur gesetzt:

$$\frac{dU_b}{dt} = \frac{dT_b}{dt} (M_w c_{pw} + M_{st} c_{pst})$$

Damit ergibt sich die Differentialgleichung für die Badtemperatur zu

$$\frac{dT_b}{dt} = \frac{Q_{heiz} - Q_{verl}}{M_w c_{pw} + M_{st} c_{pst}}$$

Diese Gleichung wäre analytisch lösbar, wenn die Abhängigkeit der Wärmeverluste von der Badtemperatur explizit bekannt wäre. Da dies nicht der Fall ist, wird hier ein Differenzenverfahren verwendet. Die Änderung der Badtemperatur berechnet sich dann wie folgt:

$$\Delta T_b = \frac{Q_{heiz} - Q_{verl}}{M_w c_{pw} + M_{st} c_{pst}} \Delta t$$

Der Verlauf der Badtemperatur läßt sich damit schrittweise berechnen. Dieses Verfahren ist nur sinnvoll auf einer geeigneten EDV-Anlage durchzuführen. Mit dieser Methode kann sowohl das Anheizverhalten als auch das Abkühlverhalten von Bädern bestimmt werden.

2. Messungen an einem Versuchsstand

Zur Überprüfung der theoretisch ermittelten Wärme- und Stoffdaten und zur Erfassung der Wärmedämmwirkung durch Schwimmkörper auf der Badoberfläche wurde ein Versuchsstand aufgebaut. Das Meßkonzept und der Versuchsaufbau, der gegenüber den bisherigen Untersuchungen [4, 5] wesentliche Verbesserungen aufweist, werden nachfolgend beschrieben.

2.1 Meßkonzept

Zur Bestimmung der über die freie Flüssigkeitsoberfläche verlorengehenden Wärmemenge wird die Heizleistung des Bades gemessen und die Verluste der Behälterwandungen berechnet. Die Wandverluste sind gemessen an den Verlusten der freien Oberfläche relativ gering. Fehler bei der Bestimmung der Wandverluste wirken sich daher kaum aus. Die verdunstete Flüssigkeitsmenge wird kontinuierlich durch Frischwasser ergänzt. Die dabei zugeführte Wassermenge wird gewogen und mit der Versuchszeit der Verdunstungsmassenstrom bestimmt. Bei den Messungen wird eine konstante Temperatur während der Versuchsdauer angestrebt. Dem Bad wurde eine einstellbare konstante Heizleistung aufgeprägt, die eine bestimmte Temperatur zur Folge hatte. Die für die Experimente erforderliche elektrische Heizleistung wurde mit dem vorangehend beschriebenen theoretischen Modell berechnet und so installiert, daß sie in kleinen Schritten auf Maximalleistung geregelt werden kann. Der Wärmebedarf zum Erreichen von ca. 90°C bei freier Badoberfläche betrug etwa 5 kW.

2.2 Versuchsaufbau

Versuchsbehälter

Für die Versuchsdurchführung konnte auf einen vorhandenen rechteckigen Edelstahlbehälter zurückgegriffen werden. Die Abmessungen des Behälters waren: Höhe 1115 mm, Breite 750 mm, Tiefe 750 mm. Der gesamte Behältermantel wurde mit einer 100 mm starken Polystyrolschaumschicht umgeben, die den Wärmedurchgang weitgehend unterbindet. Die Zufuhr der Heizleistung erfolgte mit 5 Heizstäben zu je 1 kW. Durch

Parallel- und Hintereinanderschalten ließen sich damit Heizleistungen zwischen 0,2 kW und 5,0 kW in feinen Abstufungen realisieren. Die Messung der elektrischen Leistung erfolgte mit einem Wechselstromzähler, dessen Fehler mit einer Fehlerkurve auf weniger als 0,2 % reduziert werden konnte. Abb. 7 zeigt eine Ansicht des Versuchsaufbaus.

Messung der verdunsteten Wassermasse

Der Versuchsstand wurde so konzipiert, daß die verdunstete Wassermasse kontinuierlich nachgefüllt werden konnte. Dafür wurde ein einfaches Nachführsystem entwickelt und eingebaut. Abb. 8 zeigt das Schema der Wasserzugabevorrichtung. Nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren befinden sich die Flüssigkeitssäulen im Behälter und in der Leitung im Gleichgewicht. Nimmt die Wassermenge im Versuchsbehälter ab, senkt sich auch der Wasserspiegel im Ausgleichsbehälter. Diese Flüssigkeitsabsenkung wird genutzt, um Wasser aus dem Nachfüllbehälter zuzuführen.

Wasserstandskontrolle

Das Nachfüllen des Frischwassers mit dem in Abb. 8 beschriebenen Gerät ergibt eine für die Messungen noch nicht ausreichende Genauigkeit bei der Bestimmung des zugeführten Frischwassermassenstroms. Daher wurde die in Abb. 9 beschriebene Vorrichtung entwickelt, die mittels einer Pfeilspitze, die den Wasserspiegel von unten berührt, und einer Vergrößerungsoptik arbeitet. Bei Beobachtung der Pfeilspitze ist an der Wasseroberfläche das Spiegelbild derselben zu erkennen. Berühren sich Bild und Spiegelbild, befindet sich die Wasseroberfläche exakt auf der Höhe der Pfeilspitze. Abb. 10 zeigt diesen Sachverhalt schematisch. Mit dieser Anordnung ist es möglich, den Wasserspiegel auf etwa 1/100 mm genau zu bestimmen.

Temperaturmessung im Behälter

Die Temperaturmessung im Behälter erfolgt durch Thermoelemente. Die Thermospannung kann sowohl elektrisch als auch mit einem Digitalvoltmeter sehr genau bestimmt werden. Als Metallpaarung wurde Kupfer-Konstantan gewählt, das etwa 40 bis 45 μV Thermospannung pro Grad Temperaturunterschied abgibt. Die Lötstelle des Thermoelementes befindet sich ohne Ummantelung im Versuchsbehälter, die kalte Seite wird in einem mit Silikonöl gefüllten Reagenzröhrchen untergebracht, das wiederum in einem feinkörnigen Eisbad steckt.

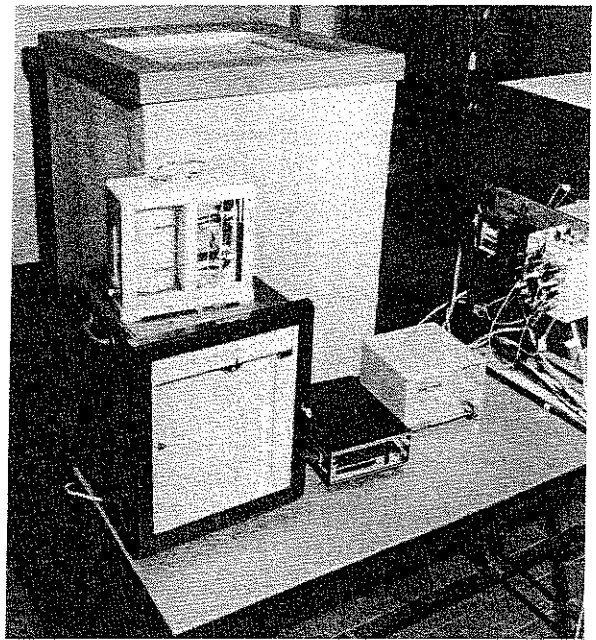


Abb. 7: Ansicht des Versuchsaufbaus

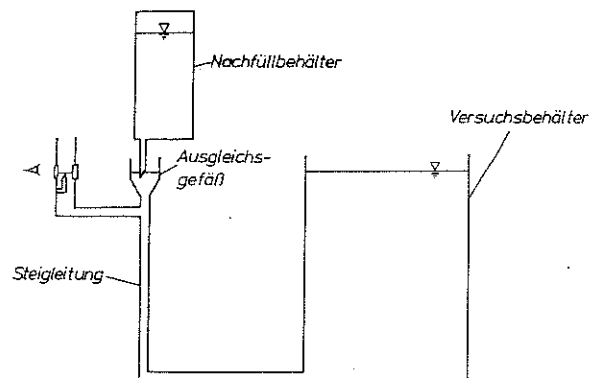


Abb. 8: Schematische Darstellung der Nachfüllvorrichtung

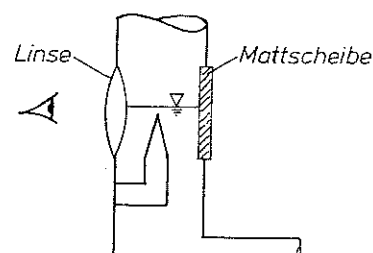


Abb. 9: Kontrolleinrichtung für den Flüssigkeitsstand im Behälter

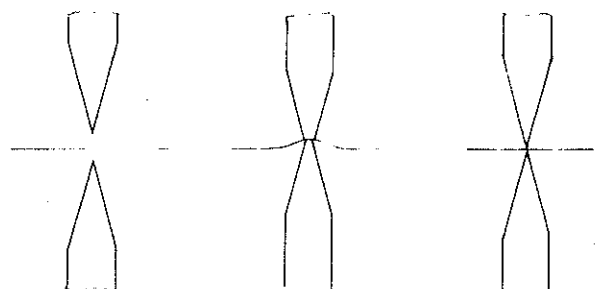


Abb. 10: Pfeilspitzen mit Spiegelbildern

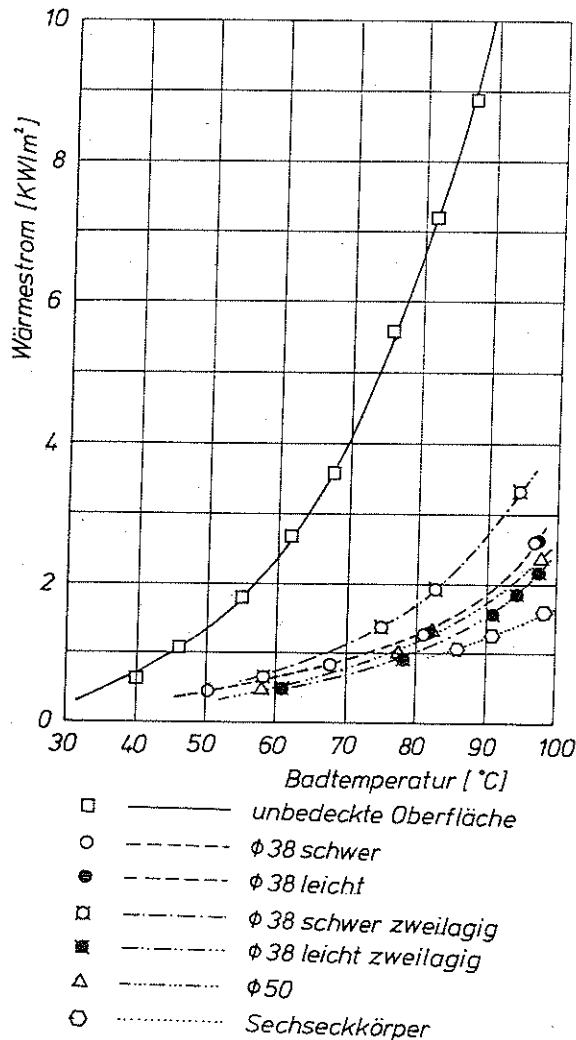


Abb. 11: Übersicht über die Messungen des Oberflächenwärmestroms

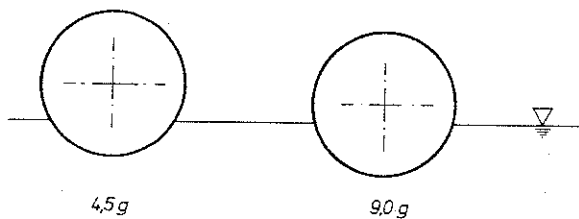


Abb. 12: Eintauchverhalten der 38-mm-Kugeln in leichter (4,5 g) und schwerer (9 g) Ausführung

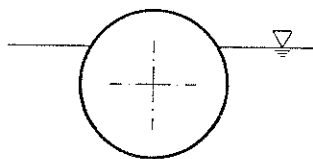


Abb. 13: Eintauchen der unteren Kugellage bei 38-mm-Kugeln in schwerer Ausführung

2.3 Versuchsbetrieb

Die Versuche wurden in Zusammenarbeit mit W. Scherr [6] und R. Stelzer [7] durchgeführt. Neben dem Vermessen der Verhältnisse bei freier Badoberfläche wurden verschiedene Abdeckkörper untersucht:

- Kugeln $\phi 38$ mm, schwere Ausführung, einlagig;
- Kugeln $\phi 38$ mm, schwere Ausführung, zweilagig;
- Kugeln $\phi 38$ mm, leichte Ausführung, einlagig;
- Kugeln $\phi 38$ mm, leichte Ausführung, zweilagig;
- Kugeln $\phi 50$ mm, schwere Ausführung, einlagig;
- Sechseckkörper, einlagig.

2.4 Diskussion der Ergebnisse

Für die freie Badoberfläche wurden bei Badtemperaturen zwischen 40°C und 86°C insgesamt 8 Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abb. 11 dargestellt. Insgesamt ergab sich zwischen theoretisch und experimentell ermittelten Werten eine erstaunlich gute Korrelation sowohl was den Wärmebedarf als auch die Wasserverdunstung betrifft. Dieses Ergebnis ist ein Nachweis, daß das mathematisch-thermische Modell richtig gewählt wurde und daß die Berechnungsmethode exakt genug ist. Die gute Übereinstimmung der theoretischen und experimentellen Daten erlaubt auch eine Übertragung der Ergebnisse auf andere Behältergeometrien.

Neben der Untersuchung des Wärme- und Stoffverlustes bei freier Badoberfläche wurden auch mit unterschiedlichen Schwimmkörpern abgedeckte Bäder bezüglich ihres Wärme- und Stoffverlustes untersucht. Die einlagige Abdeckung mit 38-mm-Kugeln brachte bei leichter (ca. 4,5 g) und schwerer (ca. 9 g) Ausführung annähernd gleiche Ergebnisse hinsichtlich Wärmeverlust und Verdunstungsrate. Dieses Ergebnis ist insofern überraschend, weil diese Kugeln aufgrund ihres unterschiedlichen Gewichts verschieden tief in das Bad eintauchen. Abb. 12 zeigt diesen Sachverhalt schematisch. Für die beiden Kugelsorten gelten folgende Gegebenheiten:

	Gewicht	Eintauchtiefe mm	Bedeckte Fläche bezogen auf Maximum
38-mm-Kugelleicht	4,5 g	9,5	75 %
38-mm-Kugelschwer	9,0 g	14,2	94 %

Die bedeckte Fläche der leichten 38-mm-Kugel beträgt 850 mm^2 , die der schweren 38-mm-Kugel 1060 mm^2 . Dieser Flächenunterschied ist trotz des großen Gewichtsunterschieds relativ gering. Die nicht meßbaren Unterschiede beider Kugeln bezüglich der Wasserverdunstung und der Verdunstungs-

wärme sind wohl auf die unterschiedlichen Strömungsverhältnisse in den Kugelzwischenräumen zurückzuführen.

Neben der einlagigen Abdeckung wurden die 38-mm-Kugeln auch zweilagig auf der Badoberfläche angeordnet. Bei den schwereren Kugeln ergab sich eine Verschlechterung der Wärmedämmung. Diese ist sicher darauf zurückzuführen, daß die untere Kugellage weit über die Hälfte eintaucht. Abb. 13 zeigt dieses Verhalten schematisch. Bei den leichten 38-mm-Kugeln ergab sich bei zwei Lagen eine Verbesserung der Wärmedämmung und der Verdunstungsrate. Die untere Kugellage tauchte dabei etwa soweit ein, wie die schweren Kugeln bei einlagiger Abdeckung. Die Verbesserung ist wohl darauf zurückzuführen, daß sich zwischen den beiden Kugelschichten eine höhere Temperatur und eine höhere Luftfeuchtigkeit ausbildet als über der einlagigen Kugelschicht. Die Partialdruckdifferenz zur freien Oberfläche als treibendes Potential wird dadurch geringer, als Folge verdunstet weniger Wasser. Daneben verringern sich bei zweilagiger Abdeckung auch die konvektiven Wärmeverluste und die Abstrahlung, da der Wärmeaustausch zwischen den beiden Kugelschichten einen zusätzlichen Wärmewiderstand darstellt.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß bei richtiger Wahl des Kugelgewichtes eine zweite Kugelschicht durchaus eine Verbesserung herbeiführt.

Neben den 38-mm-Kugeln wurde auch die Abdeckung mit 50-mm-Kugeln untersucht. Das Gewicht dieser Kugeln betrug jeweils 15 g. Das Resultat mit einer derartigen Kugelabdeckung lag, was Wärmedämmung und Verdunstung betrifft, deutlich über den Werten der einlagigen 38-mm-Kugelschichten. Die Güte der zweilagigen Schicht aus leichten 38-mm-Kugeln wurde jedoch in Bezug auf den Wärmedurchgang nicht ganz erreicht; das Verdunstungsverhalten ist zum Teil besser. Es ist anzunehmen, daß eine entsprechende Schicht leichter 50-mm-Kugeln in zweilagiger Anordnung noch bessere Ergebnisse bringen wird. Die Untersuchung mit 8 g schweren 50-mm-Kugeln ist derzeit in Vorbereitung.

Neben den 38-mm-Kugeln und den 50-mm-Kugeln wurden auch Abdeckkörper mit sechseckiger Kontur untersucht. Die Geometrie dieser Sechseckkörper ist aus Abb. 14 zu erkennen. Diese Abdeckkörper haben die Eigenschaft, daß sie bei idealer Anordnung eine weitgehend geschlossene Oberfläche bilden. Im praktischen Betrieb nehmen diese Körper jedoch diese ideale Lage nicht ein. Der

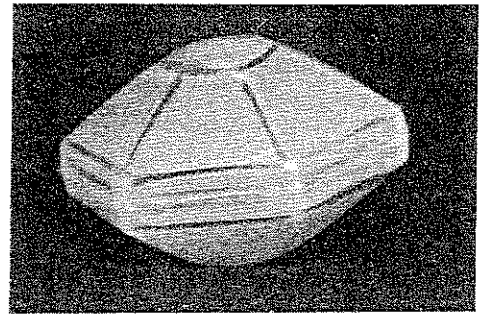


Abb. 14: Geometrie der Sechseckkörper

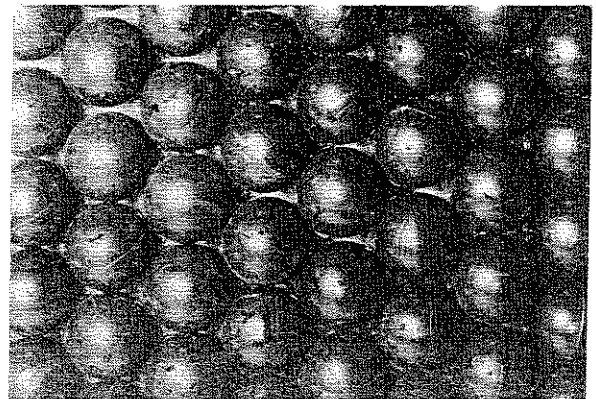


Abb. 15: Badabdeckung mit Kugeln

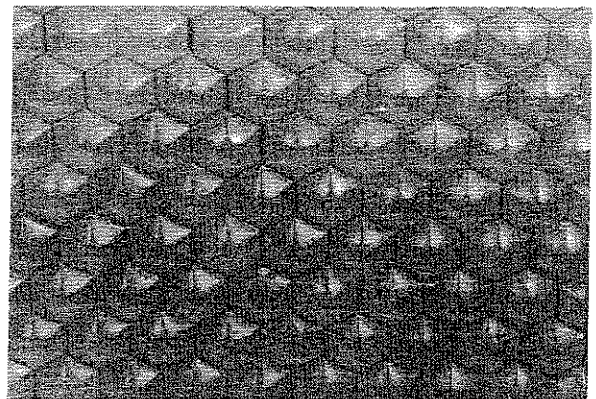


Abb. 16: Badabdeckung mit Sechseckkörpern

Hauptzweck des Experiments mit den Sechseckkörpern war es, die Möglichkeiten der Optimierung von Abdeckkörpergeometrien einzugrenzen. In der Tat ergab sich mit ideal angeordneten Sechseckkörpern nochmals eine erhebliche Reduzierung der Verdunstungsrate. Die Wärmeverluste durch Strahlung und Konvektion lagen etwa im Bereich der vorangehend untersuchten einlagigen Kugelabdeckungen. Die Abb. 15 und 16 zeigen die Badabdeckung durch Kugeln und Sechseckkörper.

2.5 Zusammenfassung der Versuchsergebnisse

Die experimentellen Ergebnisse für die Vorgänge an der freien, unbedeckten Fläche stimmen sehr gut mit den theoretisch ermittelten Werten überein. Durch Abdeckkörper lassen sich ganz erhebliche Energieeinsparungen erzielen. Bei zweilagigen Schichten ergeben sich gegenüber einlagigen Schichten nur dann Verbesserungen, wenn die untere Kugellage nicht zu weit in die Badoberfläche eingetaucht wird. Die größeren 50-mm-Kugeln ergeben bessere Wärmedämmwerte als die 38-mm-Kugeln.

3. Wirtschaftlichkeitsüberlegungen

Die Wirtschaftlichkeit von Kugelabdeckungen gegenüber freien Badoberflächen ist in hohem Maße gegeben. Beispielsweise beträgt der Wärmeverlust eines 80°C warmen Bades bei unbedeckter Oberfläche ca. 6600 W/m² gegenüber 1100 W/m² bei einer mit 50-mm-Kugel abgedeckten Oberfläche. Die daraus resultierenden Einsparungen von ca. 83 % des Energieeinsatzes bedeuten bei etwa 6000 Betriebsstunden pro Jahr und bei Energiekosten von ca. 100 DM/MWh eine Kostenminderung von 3300 DM/m². Bei einem Preis von ca. 120 DM/m² für eine geeignete Kugelabdeckung bedeutet das, daß sich die Investition für die Kugeln schon nach zwei Wochen amortisiert.

Für den Anwender ist die Beantwortung der Frage interessant, ab welcher Badtemperatur sich eine Abdeckung des Bades lohnt und wann eine oder zwei Lagen sinnvoll sind. In

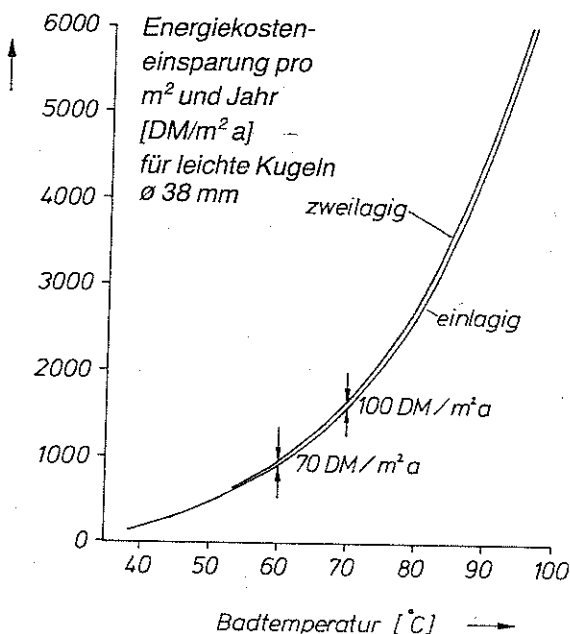


Abb. 17: Energiekosten pro m² in Abhängigkeit von der Badtemperatur bei Abdeckung mit einer und zwei Lagen von 38-mm-Kugeln leichter Ausführung

Abb. 17 wird diese Frage weitgehend beantwortet. Für 5000 Betriebsstunden und einen Energiepreis von 0,10 DM/kWh ist die Energiekosteneinsparung je m² und Jahr über der Badtemperatur aufgetragen. Danach ist eine Amortisation des eingesetzten Kapitals nach etwa einem Jahr zu erwarten, wenn die Badtemperatur 35°C beträgt. Eine zweite Kugellage wird unter den gleichen Randbedingungen erst bei Badtemperaturen zwischen 60 und 70°C rentabel. Die jährlichen Einsparungswerte können bei veränderten Betriebszeiten und/oder veränderten Energiepreisen nach folgender Gleichung berechnet werden:

$$E = \frac{A}{500} \cdot B \cdot C$$

mit E = Einsparung (DM/m² a)

A = Ablesewert aus dem Diagramm (DM/m² a)

B = Energiepreis (DM/kWh)

C = Betriebsstundenzahl (h/a)

Nachfolgend werden anhand von vier Beispielen die in Theorie und Praxis bestimmten Ergebnisse analysiert. Dabei handelt es sich im einzelnen um

- die Berechnung eines Entfettungsbades,
- die Energieeinsparung durch Temperaturabsenkung,
- die Energieeinsparung durch Verfahrensänderung und
- die Energieeinsparung durch Abdeckung mit Kugeln.

3.1 Berechnung eines Entfettungsbades

Zur Erläuterung der theoretischen Ergebnisse dieser Arbeit wird anhand eines Beispiels aus der Praxis die Auslegung eines Entfettungsbades vorgestellt. Die Berechnungen dafür wurden mittels eines FORTRAN-IV-Rechenprogramms auf einer EDV-Anlage durchgeführt. In Abb. 18 sind die wichtigsten Eingabedaten für dieses Beispiel zusammengestellt. Bei dem hier untersuchten Behälter handelt es sich um das typische Entfettungsbad einer Anodisieranlage. Aus den Ergebnissen wird auszugsweise der Wärmebedarf in Abhängigkeit von der Badtemperatur in Abb. 19 dargestellt. Als Parameter wurde hier die relative Luftfeuchtigkeit gewählt. Ein weiterer wichtiger Aspekt der Untersuchung stellte das Anheizverhalten des Entfettungsbades dar. Abb. 20 zeigt die Anheizkurven bei verschiedenen Heizleistungen zwischen 20 und 100 kW. Neben den hier genannten Ergebnissen liefert das Rechenprogramm detaillierte Informationen über die einzelnen Wärmeverlustmechanismen sowie die Belastung des Aufstellungsraumes durch verdunstendes Wasser und konvektive Wärme. Letzteres ist besonders für die Klimatisierung der Räume von Bedeutung.

Eingabedaten:	
Länge	7.500 M
Breite	1.000 M
Höhe	2.000 M
Umgebungsdruck	940.000 MBAR
1. Temperaturwert für Flüssigkeitsdampfdr.	273.15 K
1. Dampfdruck der Flüssigkeit bei 1. Temper.	.00597 BAR
2. Temperaturwert für Flüssigkeitsdampfdr.	373.15 K
2. Dampfdruck der Flüssigkeit bei 2. Temper.	.99432 BAR
W-Leitfähigkeit des Behältermaterials	52.000 W/MK
Dicke des Behältermaterials	.0040 M
W-Leitfähigkeit der Isolierung bei 0 Grad	.030 W/MK
Anstieg der W-Leitf. der Isolierung pro Grad	.00030 W/MK
Dicke der Isolierung	.100 M
W-Leitfähigkeit der Abdeckung	52.000 W/MK
Dicke der Abdeckung	0.0000 M
Emissionskoeffizient der Abdeckung	.950 -
KWert des Behälterbodens	.5 W/MK
Massendurchsatz Materialsorte 1	1000.0 KG
Spez. Wärmekapazität Materialsorte 1	1000.00 J/KGK
Massendurchsatz Materialsorte 2	0.0 KG
Spez. Wärmekapazität Materialsorte 2	0.00 J/KGK
Massendurchsatz Materialsorte 3	0.0 KG
Spez. Wärmekapazität Materialsorte 3	0.00 J/KGK
Temperatur des eintauchenden Materials	20.00 C
Temperatur der Zugabeflüssigkeit	10.00 C
Einschlepprate	0.00 KG/M2
Ausschlepprate	.40 KG/M2
Oberfläche der behandelten Ware	80.00 M2

Abb. 18: Randbedingungen für die Berechnung des Wärmebedarfs eines oben offenen Behälters

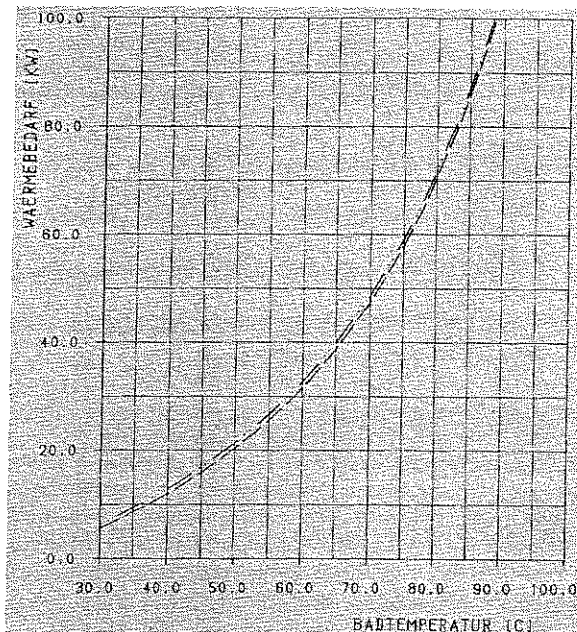


Abb. 19: Wärmebedarf als Funktion der Badtemperatur für die Musterrechnung

— — — 20 % relat. Luftfeuchte
 - - - 80 % relat. Luftfeuchte

3.2 Energieeinsparung durch Temperaturabsenkung

Am Beispiel des in Abschnitt 3.1 berechneten Bades wurden die Einsparmöglichkeiten infolge einer Temperaturabsenkung untersucht. Eine derartige Temperaturabsenkung ist möglich, wenn spezielle Niedertemperaturentfettungen angewendet werden. Es ist hier zu prüfen, ob der Mehrpreis der dafür erforderlichen Chemikalien von etwa 10-20 %, das bedeutet für das hier gewählte Beispiel eine Kostensteigerung von etwa 500 DM/Jahr,

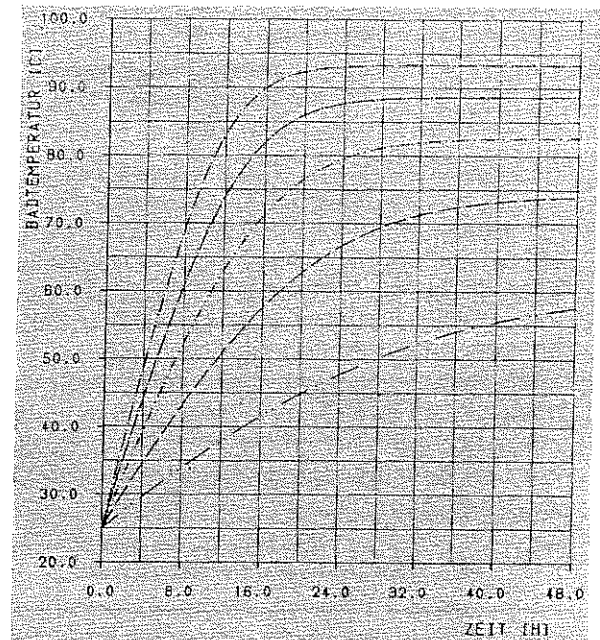


Abb. 20: Badtemperatur als Funktion der Zeit für die Musterrechnung

— — — 20 kW
 - - - 40 kW
 60 kW
 - . - . 80 kW
 - - - - 100 kW

die Einsparungen an Energieeinsatz rechtfertigen.

Dazu wurden ergänzend zu den in Abb.19 dargestellten Wärmebedarfswerten die Wärmeverbräuche bei Produktions- und Ruhebedingungen in Tab. 1 zusammengestellt.

Tab. 1: Wärmeverbrauch eines Entfettungsbades bei Produktion und Produktionsunterbrechung

Temperatur (°C)	Leistungsbedarf (kW)	
	mit Produktion	ohne Produktion
70	48,7	31,8
60	32,7	19,2
50	21,4	11,1

Unter der Annahme, daß jährlich 2000 h produziert wird und 3000 h die Produktion ruht, ergeben sich Wärmeverbräuche und Heizkosten (bei einem Wärmepreis von 0,10 DM/kWh), die in Tab. 2 festgehalten sind.

Tab. 2: Jährlicher Wärmeverbrauch und Heizkosten/Jahr eines Entfettungsbades

Temperatur (°C)	Wärmeverbrauch (kWh)	Heizkosten (DM)
70	194.600	19.460
60	123.000	12.300
50	76.700	7.670

Aus dieser Tabelle ist eindeutig zu entnehmen, daß der Mehraufwand durch teurere Chemikalien durch die enormen Energieein-

sparungen stark überkompensiert wird. Die Temperaturreduzierung von 70°C auf 60°C bringt Heizkosteneinsparungen von 7160 DM; die Temperaturniedrigung von 60°C auf 50°C bringt eine weitere Reduzierung der Heizkosten von 4630 DM.

3.3 Energieeinsparung durch Verfahrensänderung

Bei der Vorbehandlung von Aluminiumteilen in Anodisieranlagen werden verschiedene Verfahren angewendet:

1. Entfetten bei 60 °C
2. Spülen bei 20 °C
3. Beizen bei 55 °C
4. Spülen bei 20 °C

1. Entfetten bei 60 °C
2. Beizen bei 55 °C
3. Spülen bei 20 °C

Der Vorgang des Zwischenspülens zwischen Entfetten und Beizen wurde im zweiten Prozeßablauf weggelassen. Diese Maßnahme bringt bei einer Beize mit den Abmessungen: Länge 7500 mm, Breite 1000 mm und Höhe 2000 mm sowie einem Materialdurchsatz von 1000 kg/h eine Energieeinsparung von 9,722 kWh/h. Bei 2000 Produktionsstunden im Jahr und einem Wärmepreis von 0,10 DM/kWh ergibt sich eine Einsparung von 1944 DM/Jahr.

3.4 Energieeinsparung durch Abdeckung mit Kugeln

Eine besonders effektive Einsparungsmaßnahme stellt die Abdeckung der Badoberfläche durch Schwimmkörper, speziell Hohlkugeln aus Kunststoff, dar. Neben den reinen Energieverlusten werden durch diese Maßnahme auch die Verdunstungsverluste ganz erheblich reduziert. Als Beispiel für die Einsparungseffekte sei hier eine Warmspüle mit den Abmessungen: Länge 3000 mm, Breite 1000 mm und Höhe 1500 mm untersucht. Der Leistungsbedarf einer derartigen Warmspüle beträgt bei einer Badtemperatur von 65 °C 15,7 kW. Mit einer Lage von 38-mm-Kugeln reduziert sich die erforderliche Heizleistung auf 8,2 kW. Bei jährlich 5000 Betriebsstunden werden dadurch 37 000 kWh eingespart, was bei einem Wärmepreis von 0,10 DM/kWh einem Gegenwert von 3700 DM entspricht. Aus dem offenen Behälter verdunsten stündlich 11,9 kg Wasser, aus einem mit Kugeln abgedeckten Behälter hingegen nur 1,35 kg. Das eingesparte Wasser summiert sich bei 5000 Betriebsstunden zu 53 m³/Jahr. Bei Wasserkosten von 2,00 DM/m³ ergibt sich dadurch eine weitere Einsparung

von ca. 100 DM/Jahr. Unterstellt man eine Lebensdauer der Kugeln von etwa 2 Jahren, und vernachlässigt die Kapitalkosten, ergibt sich für den genannten Zeitraum folgende Bilanz:

Energieeinsparung durch Abdeckung:	7400,00 DM
Wassereinsparung durch Abdeckung:	200,00 DM
Summe:	7600,00 DM
Aufwand an Kugeln (3 m ² à 120,00 DM):	360,00 DM
Einsparung durch Kugelabdeckung insgesamt:	<u>7420,00 DM</u>

4. Zusammenfassung und Ausblick

Der Aufsatz vermittelt einen Einblick in die Wärme- und Stoffübertragungsvorgänge bei galvanischen Behältern und zeigt die Einsparungsmöglichkeiten durch passive Maßnahmen.

Die experimentellen Untersuchungen an dem beschriebenen Versuchsstand werden mit dem Ziel fortgesetzt, die Wärmedämmung durch Abdeckkörper zu optimieren. Daneben soll das Eintauchen von Gestellen durch eine mit Abdeckkörpern gedämmte Schicht simuliert werden, um Kenntnisse über die Wärmeverluste beim Ein- und Austauchen und optimale Eintauchgeschwindigkeiten zu erhalten.

Die Autoren danken an dieser Stelle der Fa. EURO-MATIK, Heinz Hermann Steinfeld, 3430 Witzhausen 11, für die Unterstützung der experimentellen Arbeiten.

(Anmerkung der Schriftleitung: Zu den Ausführungen des Abschnitts 3.2 machen wir auf den Aufsatz G.Jansen; J.Tervoort: Die alkalische Niedertemperatur entfettung in Galvanotechnik 73 (1982) 6, S.580, aufmerksam.)

Schrifttum

- [1] Heinitz, G.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen des Wärme- und Stoffaustauschs bei galvanischen Bädern, DA 81/13, Lehrstuhl C für Thermodynamik der Technischen Universität München, 1981
- [2] Necati, M. und Özisik: Basic Heat Transfer, Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1954
- [3] Mc Adams, W. H.: Heat Transmission, 3d ed. Mc Graw-Hill Book Company, New York, 1954
- [4] Chisholm, D.: Report on the effect of heat evaporation losses of floating hollow plastic spheres on the open surface, Nat. Eng. Lab. 70/14/6386/1, East Kilbride, Glasgow, 1962
- [5] Eckert, E. und Swennigsen, N.: Rapport over forsog med Euro-Matic plasticbolide, Teknologisk Institut Kopenhagen, 1965
- [6] Scherr, W.: Messungen des Heizleistungsbedarfs bei unbedeckten und mit Schwimmkörpern bedeckten Oberflächen, Semesterarbeit, Lehrstuhl C für Thermodynamik der TU München, 1981
- [7] Stelzer, R.: Kombinierte Wärme- und Stoffaustausch bei einem Behälter mit Kugelabdeckung, Semesterarbeit, Lehrstuhl C für Thermodynamik der TU München, 1982