

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 83 (1965)
Heft: 30

Artikel: Klimatechnische Probleme bei Hallenschwimmbädern. 1. Teil: Ueber die Berechnung von Klimaanlageanlagen für Hallenschwimmbädern
Autor: Wild, Ernst
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-68214>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 17.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

Klimatechnische Probleme bei Hallenschwimmbädern

DK 628.88:725.74

1. Teil: Ueber die Berechnung von Klimaanlage für Hallenschwimmbäder

Von Ing. E. Wild, Stäfa

Klimaanlagen für Hallenschwimmbäder bezwecken einerseits das Aufrechterhalten eines Zustandes der Raumluft, der für Schwimmer und Zuschauer zuträglich ist, und andererseits eine wirksame Beschränkung der Schwitzwasserbildung an Wänden und Decken. Das Besondere besteht bei Hallenschwimmbädern in der verhältnismässig hohen Raumtemperatur (26 bis 28 °C) und der starken Wasserverdunstung aus der bewegten Badeoberfläche. Um unter diesen Umständen ein behagliches Raumklima aufrechterhalten zu können, ist eine sorgfältig zugemessene und richtig vorbehandelte Menge Frischluft zuzuführen. Nachfolgend soll gezeigt werden, wie diese Menge zu bemessen und aufzubereiten ist.

Ebenso wichtig wie die Lüftung ist die sachgemässe Ausbildung der Baukonstruktion. Diese ist so zu treffen, dass die Temperaturen aller Innenflächen über dem Taupunkt der vorbeistreichenden Luft liegen und überdies so hoch sind, wie es für die Behaglichkeit der nackten Badegäste erwünscht ist. Daher bilden die Wahl der zweckmässigen Baustoffe und die richtige Bemessung der Schichtstärken einen wichtigen Teil der klimatechnischen Planung. Offensichtlich bedarf es dazu einer engen Zusammenarbeit zwischen Architekt und Klimafachmann.

1. Gesichtspunkte für den Entwurf

Um die Klimaanlage für ein gegebenes Hallenschwimmbad richtig bemessen zu können, müssen verschiedene Grössen teils auf Grund von Erfahrungen festgelegt, teils durch Berechnung ermittelt werden. Von diesen sind zu nennen: die Temperatur des Badewassers, Temperatur, relative Feuchtigkeit und Geschwindigkeit der Raumluft, die in Frage kommenden Aussenluftzustände sowie die thermischen Eigenschaften der Aussenwände und der Decke.

Bei einer durchschnittlichen Luftgeschwindigkeit von 0,15 m/s liegen die Wassertemperaturen in Schwimmbädern, die für Sport und Erholung benützt werden, normalerweise zwischen 24 und 27 °C; während Wettkämpfen hält man sie etwas niedriger, meist zwischen 22 und 24 °C. Die Lufttemperatur soll 26 bis 28 °C betragen. Sie wird mit Vorteil auf nicht mehr als etwa 2,5 bis 3 °C über der Wassertemperatur eingestellt. Als relative Feuchtigkeit der Raumluft haben sich 40 bis 60% als günstig erwiesen, als obere Grenze der Luftgeschwindigkeit, die bei nassem Leib noch nicht als unangenehm empfunden wird, 0,1 bis 0,2 m/s. Für Kurbäder und Bäder für therapeutische Zwecke gelten andere Werte.

Es ist wünschenswert, die Luftbewegung in der Schwimmbeckenzone klein zu halten, um Luftzüge zu vermeiden und die Wasserverdunstung, die mit der Luftgeschwindigkeit zunimmt, klein zu halten. Dagegen ist im Aufenthaltsbereich der Zuschauer eine grössere Luftgeschwindigkeit anzustreben. In diesem Bereich sollten auch die Temperaturen etwas niedriger sein als in der Beckenzone. Man kann diesen Unterschieden durch eine zweckmässige Ausbildung und Anordnung der Zuluft-Ausblaseöffnungen Rechnung tragen.

Für die Bemessung der Klimaanlage genügt es, einen mittleren Zustand der Raumluft so anzunehmen, dass er für beide Zonen annehmbar ist. Dieser sei beispielsweise durch folgende Zahlen gekennzeichnet: Temperatur 27 °C, relative Feuchtigkeit 60%, grösste Luftgeschwindigkeit 0,15 m/s. Weiter soll die Wassertemperatur auf 24 °C konstant gehalten, und es sollen die Regeleinrichtungen und die Leistungsfähigkeit der Apparate so gewählt werden, dass die Raumzustände im ganzen oben angegebenen Bereich (26 bis 28 °C, 40 bis 60%) bei allen vorkommenden Zuständen der Aussenluft erreicht werden können.

Bei Hallenbädern für Sport und Erholung, wo das Badewasser 2,5 bis 3 °C kälter ist als die Raumluft, nimmt man an, der Wärmebedarf für die Wasserverdunstung werde der Raumluft entzogen. Diese muss dementsprechend stärker erwärmt werden. Das geschieht hauptsächlich durch Aufheizen der Frischluft oder eines Gemisches von Frischluft und Raumluft auf Temperaturen, die wesentlich über der Raumtemperatur liegen. Eine gewisse Ergänzung ist aber auch

durch die Raumheizung möglich. Bei Kurbädern, wo die Wassertemperaturen höher sind, ist die Annahme zulässig, die Verdunstungswärme werde vom Badewasser geliefert.

Zum Ausgleich des Wärmeabflusses durch Wände, Böden und Decken werden entweder eingebaute Strahlungsheizungen oder Radiatoren verwendet. Gute Erfahrungen konnten mit Heizkörpern gemacht werden, die aus mit Aluminiumlamellen besetzten Kupferrohren aufgebaut sind. Sie lassen sich in Mauernischen aufstellen und mit Deckplatten aus Aluminium verkleiden. Ein- und Austrittsgitter an den Deckplatten ermöglichen den Luftdurchgang. Auf die Berechnung der Strahlungsheizung wird in einem zweiten Aufsatz eingegangen.

Das Heizsystem für das Badewasser ist so zu bemessen, dass es die normalen Wärmeverluste des Beckens gegenüber dem Erdboden zu ersetzen und das Bad nach einer Neufüllung in einer annehmbaren Zeitspanne auf die gewünschte Temperatur aufzuheizen vermag. Die Heizleistung des Zulufterhitzers muss so gross sein, dass sie die erforderliche Frischluftmenge bzw. Gemischmenge bei allen vorkommenden Aussentemperaturen genügend zu erwärmen erlaubt. Wie die Frischluftmengen und die Heizleistungen ermittelt werden können, wird nachfolgend an einem Zahlenbeispiel gezeigt.

Das Zuluftaggregat besteht, wie aus Bild 1 ersichtlich, aus einem Lufteintrittsteil mit elektrisch angetriebenen Gliederklappen, einem Filter, einem Vorwärmer, einem Ventilator und einem Nachwärmer. Alle diese Teile sind zu einem kompakten Block zusammengebaut, Bild 2. Der Zuluftventilator weist in der Regel zwei Geschwindigkeitsstufen auf und ist mit dem ebenfalls zweistufigen Abluftventilator derart verriegelt, dass beide Maschinen stets nur *miteinander* mit halber oder voller Leistung in Betrieb stehen oder abgestellt sind. Die Luft wird, wie in Bild 3 schematisch angedeutet, durch ein Kanalsystem in die Halle gebracht und auf der entgegengesetzten Seite so abgesogen, dass das Wasser im Becken im Gleich-

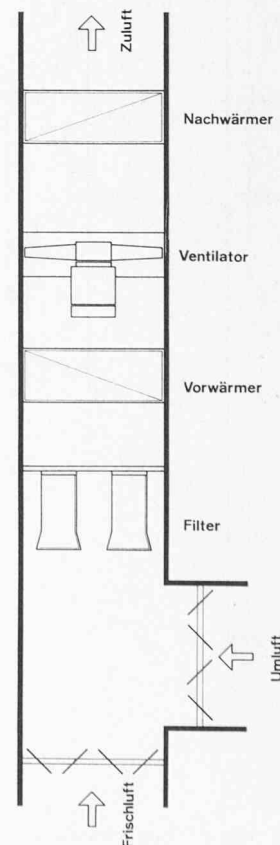


Bild 1. Prinzipschema eines Zuluftaggregates

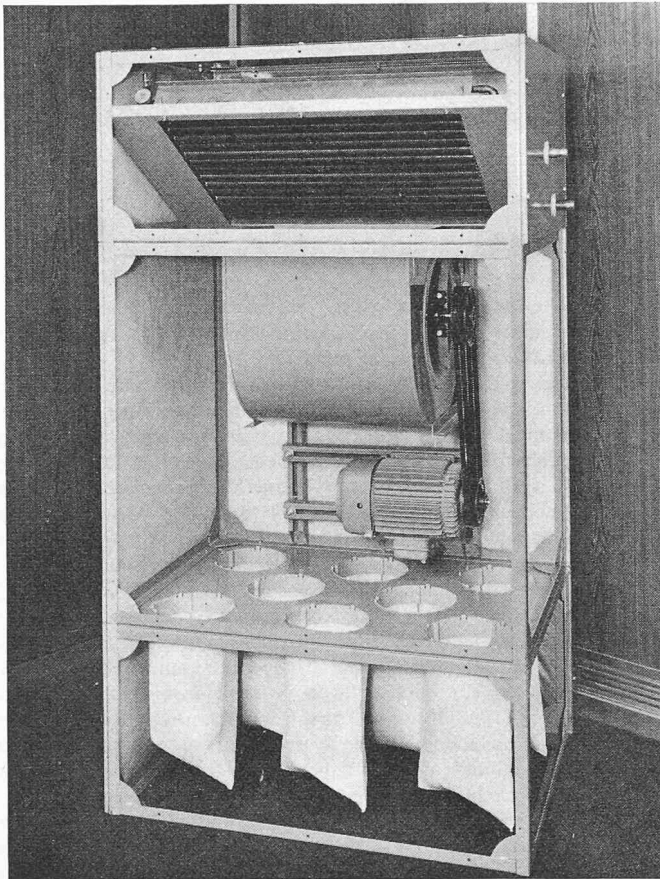


Bild 2. Zuluftaggregat

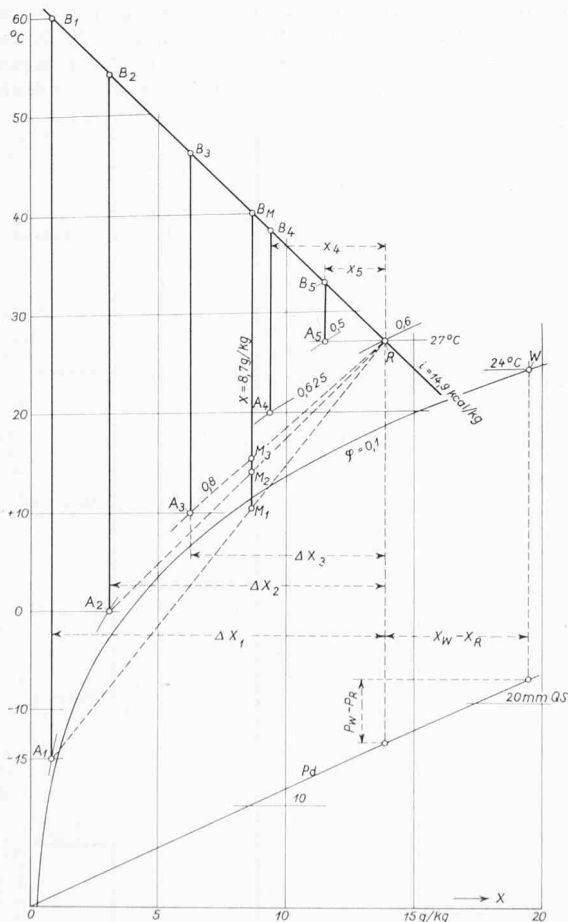


Bild 4. Zustandsänderungen der Luft im i, x -Diagramm

strom mit der Luft fliesst. Bei dieser Anordnung kommt man mit wenigen Ausblasgittern für die Zuluft aus und erhält so ein einfacheres Kanalsystem als bei der Verwendung von Diffusoren. Die Zuluftkanäle werden meistens für normale Luftgeschwindigkeiten von 4 bis 5 m/s bemessen. In den Abluftkanälen dürfen die Geschwindigkeiten zu 7,5 bis 9 m/s angenommen werden. Als Baustoff hat sich Aluminium gut bewährt. Dabei sollen die Ausblas- und Absauggitter aus anodisiertem Aluminium hergestellt werden.

Während der Nacht wird die Lufttemperatur in Hallenbädern, die nicht für therapeutische Zwecke bestimmt sind, bis in die Nähe der Wassertemperatur herabgesetzt. Würde man sie unter die des Wassers absinken lassen, so würde Wärme vom Beckenwasser an die Luft übergehen, was unwirtschaftlich wäre. Überdies müsste mit Schwitzwasserbildung gerechnet werden.

3. Berechnungsgrundlagen

Die auf Raumtemperatur erwärmte Aussenluft steht, indem sie über die Wasseroberfläche des Schwimmbeckens streicht, im Wärme- und Stoffaustausch mit dem Wasser. Bei den für Hallenbäder üblichen Temperaturen (Luft 27 °C, Wasser 24 °C) darf angenommen werden, dass die Verdunstungswärme ausschliesslich von der Luft geliefert werde, dass also die Luft eine Zustandsänderung bei konstanter Enthalpie erfahre. Die vom Wasser an die Luft abgegebene Feuchtigkeit äussert sich in einer Zunahme der absoluten Feuchtigkeit der Luft. Diese Dampfmenge berechnet sich nach der Gleichung:

$$(1) \quad G_d = k \cdot \sigma F (p_W - p_R)$$

wobei auf Grund von amerikanischen und schweizerischen Erfahrungen gesetzt werden kann¹⁾

$$(2) \quad \sigma = (10 + 9v) / q$$

Hierin bedeuten

G_d die verdampfende Wassermenge in kg/h

v die Luftgeschwindigkeit über dem Wasser in m/s

q die Verdampfungswärme bei der Wassertemperatur in kcal/kg ($q = 580$ kcal/kg)

F die Wasseroberfläche in m²

p_W den Sättigungsdruck bei Beckenwassertemperatur in Torr

p_R den Partialdruck des in der Raumluft enthaltenen Wasserdampfes in Torr

σ den Diffusionskoeffizienten in kg/m² h Torr

¹⁾ Nach Sprenger [2], S. 111, gilt

$$(1a) \quad G_d = \sigma F (x'' - x) \quad \text{wobei}$$

$$(2a) \quad \sigma = 25 + 19v \quad \text{kg/m}^2 \text{ h}$$

Die Berechnung nach diesen Gleichungen führt zu G_d -Werten, die um rd. 20 % grösser sind als die nach den Gleichungen (1) und (2) berechneten. An ausgeführten Hallenbädern gesammelte Erfahrungen zeigen eindeutig, dass die kleineren Werte richtig sind. Gleichung (2a) müsste lauten

$$(2b) \quad \sigma = 20,4 + 18,4v,$$

wenn sie mit Gl. (1a) gleiche G_d -Werte ergeben soll, wie die Gleichungen (1) und (2). In der «Hütte» I [1] S. 476, findet sich für σ in Gl. (1a) $\sigma = \alpha / c_p$. Setzt man für die spezifische Wärme c_p der feuchten Luft 0,25 kcal/kg °C und für die Wärmeübergangszahl längs einer von Luft angeströmten Fläche nach S. 499 $\alpha = 5,3 + 3,6v$, so erhält man

$$(2c) \quad \sigma = 21,2 + 14,4v \quad \text{kg/m}^2 \text{ h}$$

also Werte, die bei den in Frage kommenden Luftgeschwindigkeiten mit denen von Gl. (2b) weitgehend übereinstimmen.

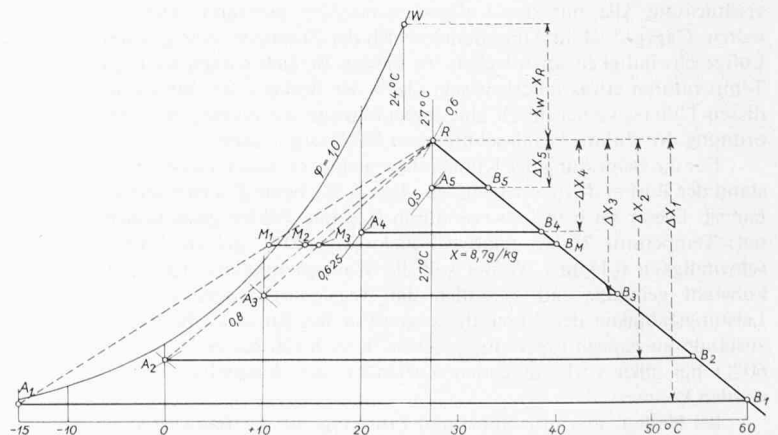


Bild 5. Zustandsänderungen der Luft im x, t -Diagramm

A₁ bis A₅ Aussenluftzustände

B₁ bis B₅ Zustände nach Vor- und Nachwärmer

M₁, M₂, M₃ Zustand nach Mischung von Aussenluft und Raumluft

R Zustand im Raum

B_M Zustand der Mischluft nach Vor- und Nachwärmen

W Zustand an der Wasseroberfläche

Nach Gl. (2) ist der Einfluss der Luftgeschwindigkeit auf die verdunstende Wassermenge verhältnismässig gross. Es ist vorsichtig, für die Berechnungen der erforderlichen Frischluftmenge und des Heizleistungsbedarfs die grösste noch zulässige Geschwindigkeit von 0,15 m/s zu wählen. Setzt man weiter die Temperatur des Wassers zu 24 °C und die der Raumluft zu 27 °C fest, so ist $\sigma = 0,02 \text{ kg/m}^2 \text{ h Torr}$.

Die Zustandsänderungen der Luft sind in den Bildern 4 (i, x -Diagramm) und 5 (x, t -Diagramm)²⁾ für fünf verschiedene Zustände A der Aussenluft eingetragen. Wie ersichtlich muss die Aussenluft zunächst auf eine verhältnismässig hohe Temperatur (Punkte B) gebracht werden. Diese ergibt sich als Schnittpunkt der Linie $x = \text{konst}$ durch den jeweiligen Aussenzustand A und der Linie $i = \text{konst}$ durch den Raumluftzustand R. Die Luft tritt im Zustand B in den Raum ein, mischt sich nach den Ausblaseöffnungen mit stets grösser werdenden Mengen Raumluft vom Zustand R, so dass sich ihr Zustand immer mehr dem durch den Punkt R gekennzeichneten nähert und in der Nähe des Schwimmbeckens mit diesem zusammenfällt. Der Punkt R bezeichnet auch den Zustand der austretenden Abluft.

Die eingeführte Zuluft nimmt auf ihrem Weg durch die Schwimmhalle die Feuchtigkeit

$$(3) \quad G_d = G_l (x_R - x_A)$$

auf. Diese ist der verdunstenden Wassermenge gleich, die nach Gl. (1) zu berechnen ist. Die Gleichung (3) wird in der Regel zur Berechnung der Frischluftmenge G_l verwendet. Diese soll so gross sein, dass sie die vom Becken abgegebene Feuchtigkeit aufzunehmen vermag und sich dabei der gewünschte Raumzustand einstellt. Bei der Zahlenrechnung sind die x -Werte in kg/kg einzusetzen und nicht in g/kg, wie sie in den Diagrammen (Bilder 4 und 5) angegeben sind.

Wird nur mit Frischluft klimatisiert, so ergeben sich bei kaltem Wetter kleine Frischluftmengen und hohe Einblastemperaturen. Um Schwierigkeiten, die sich hieraus ergeben können, zu vermeiden, ist es in manchen Fällen angezeigt, bei allen Aussentemperaturen unter etwa +15 °C mit einer konstanten Zuluftmenge zu arbeiten und der Frischluft die nötige Menge Raumluft vor dem Zuluftaggregat beizumischen. Die Frischluftmengen und die nötigen Heizleistungen bleiben dabei gleich wie beim Betrieb ohne Raumluftzumischung. Die entsprechenden Zustandsänderungen sind in den Bildern 4 und 5 für einige Aussenluftzustände (−15, 0, +10 °C) unter der Annahme einer konstanten Zuluftmenge von 6000 m³/h (7100 kg/h) eingezeichnet. Durch die Mischung von Frischluft vom Zustand A mit Raumluft vom Zustand R ergibt sich ein Zustand M. Die Erhitzung des Gemisches im Vor- und Nachwärmer führt nach B_M, in welchem Zustand die Zuluft in den Raum eintritt und sich mit der Raumluft mischt. Da die Mengen der Zuluft und die von dieser aufzunehmenden Dampfmengen für die betrachteten Aussenluftzustände gleich gross sind, liegen die Punkte M auf derselben Linie $x = \text{konst}$.

Um auch im Sommer, bei hohen absoluten Feuchtigkeiten der Aussenluft, das gewünschte Raumklima aufrecht erhalten zu können, sind grosse Frischluftmengen erforderlich. Die Zu- und Abluftventilatoren sind dementsprechend zu wählen. Dieser Forderung lässt sich am besten durch einen Betrieb mit erhöhten Drehzahlen entsprechen.

3. Zahlenbeispiel

Gegeben sei eine Schwimmhalle mit einem Luftvolumen von 4540 m³ und einem Schwimmbecken von 12,8 × 22,9 = 291 m² Oberfläche, Bild 3. Fenster sind keine vorhanden. Die Mauern und die Decke sind so gebaut, dass keine Kondensationsgefahr besteht. Die Wassertemperatur betrage 24 °C, der Raumzustand 27 °C, 60% (Taupunkt 18,7 °C), Luftdruck 1 ata (735,5 Torr).

Zur Berechnung der aus dem Bad verdunstenden Wassermenge dienen die in Tabelle 1 zusammengestellten Zahlen, die den bekannten Tabellen für feuchte Luft oder einem i, x - bzw. x, t -Diagramm ent-

²⁾ Da vielfach, insbesondere in angelsächsischen Ländern, das x, t -Diagramm gebraucht wird, soll in diesem Aufsatz ausschliesslich mit ihm gearbeitet werden. Der Zusammenhang mit dem meist üblichen i, x -Diagramm ist durch die Gegenüberstellung der Bilder 4 und 5 leicht herzustellen.

Tabelle 1: Zustandsgrössen der Luft an der Wasseroberfläche W und der Raumluft R

Zustands- punkt	t °C	φ	p _a Torr	x g/kg	i kcal/kg
W	24	1,0	22,38	19,5	17,6
R	27	0,6	16,04	13,9	14,9

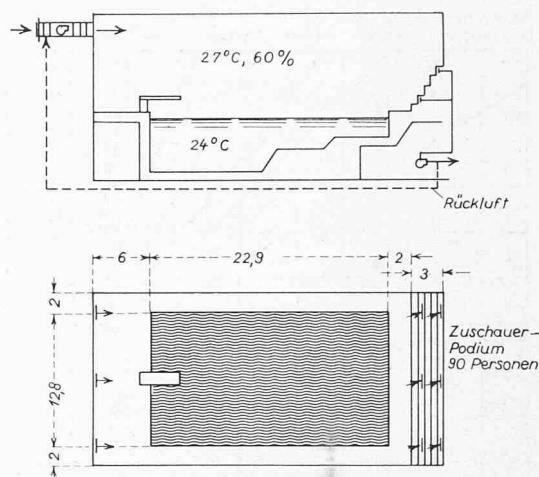


Bild 3. Schema der Luftführung in einem Hallenschwimmbad

nommen werden können, z. B. [1], S. 475. Daraus ergibt sich nach Gl. (1) mit $\sigma = 0,02 \text{ kg/m}^2 \text{ h Torr}$

$$G_d = 0,02 \times 291 (22,38 - 16,04) = 36,8 \text{ kg/h}$$

und die Verdunstungswärme zu

$$Q_r = 36,8 \times 580 = 21300 \text{ kcal/h}$$

Die weitere Berechnung wird an Hand eines i, x - oder eines x, t -Diagrammes (Bilder 4 und 5) durchgeführt, indem dort die gewählten Aussenluftzustände (Punkte A₁ bis A₅) sowie der Raumluftzustand R eingetragen werden. Man erhält daraus, wie bereits oben für den Fall reinen Frischluftbetriebs beschrieben, die Punkte B₁ bis B₅, die den Luftzustand nach dem Nachwärmer bezeichnen. Tabelle 2 enthält die aus den Diagrammen herausgelesenen Zustandsgrössen, aus denen sich die erforderlichen Luftmengen nach Gl. (3) und die nötigen Heizleistungen für Vor- und Nachwärmer nach der Gl.

Tabelle 2: Frischluftmengen V_l und Heizleistungsbedarf Q_H bei verschiedenen Zuständen der Aussenluft

Aussenluft- Zustände	°C	−15	0	+10	+20	+25	+27
t _a	—	0,8	0,8	0,8	0,625	0,535	0,5
q _a	kcal/kg	−3,1	1,85	6,15	10,45	12,6	13,45
i _a	g/kg	0,84	3,10	6,20	9,3	10,9	11,50
x _a	kp/m ²	13,45	49,8	100,2	148	173,0	181,7
p _a	Torr	1,56	3,66	7,38	10,95	12,65	13,37
Δ i	kcal/kg	18,00	13,05	8,75	4,45	2,30	1,45
Δ x	g/kg	13,0	10,8	7,7	4,6	3,0	2,4
G _l	kg/h	2810	3400	4780	8000	12300	15400
V _l	m ³ /h	2360	2860	4020	6700	10300	12900
Q _H	kcal/h	50600	44400	41800	35600	28200	22600

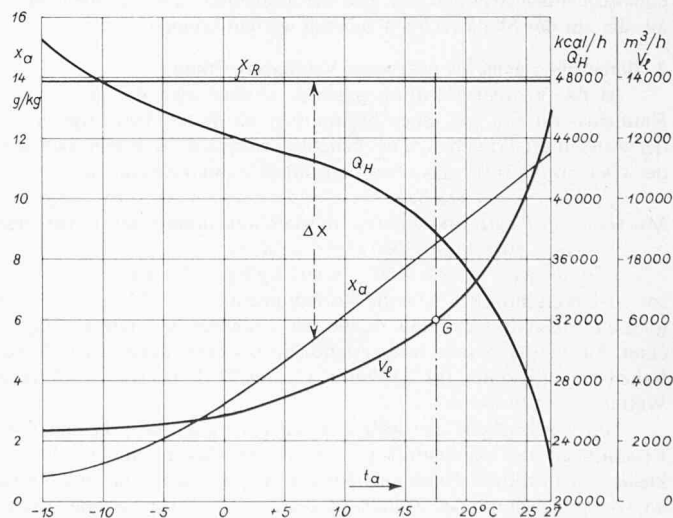


Bild 6. Frischluftbedarf V_l in m³/h und Heizleistungsbedarf Q_H in kcal/h eines Hallenschwimmbades von 291 m² Wasserfläche in Abhängigkeit von der Aussentemperatur t_a

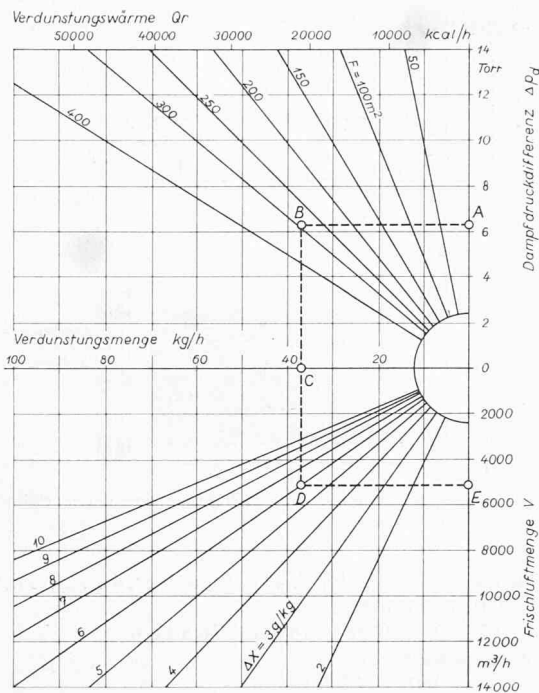
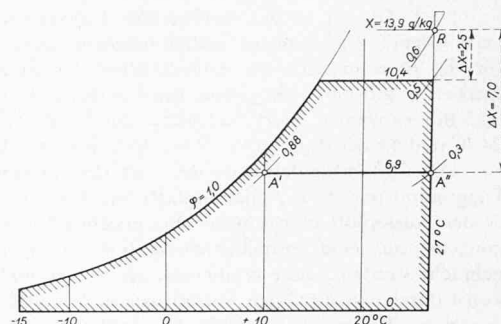


Bild 7 (links). Diagramme zur überschlägigen Bestimmung der Verdunstungsmenge und des Frischluftbedarfs von Hallenschwimmbädern

Bild 8 (rechts). Mögliche Aussenluftzustände A* A'' bei gegebener Frischluftmenge und Bereich aller möglichen Aussenluftzustände



Fläche deutlich gemacht, wobei angenommen wurde, dass die Temperatur der Aussenluft die der Raumluft nicht übersteige.

5. Behaglichkeitsbedingungen

Studien über die Behaglichkeitsbedingungen für nackte Menschen von Keeton, Dubois, Hardy und anderen stimmen darin überein, dass sie eine effektive Temperatur von 24 °C als am günstigsten erachten. Diese Temperatur entspricht dem empfohlenen Raumzustand von 27 °C, 60%, sofern die durchschnittliche Oberflächentemperatur der Raumumgrenzungen 24 °C beträgt. Unter diesen Bedingungen gibt der nackte, ruhig dastehende Mensch im Mittel 43 kcal/h durch Strahlung, 13 kcal/h durch Konvektion und 25 kcal/h durch Atmung und Verdunstung, also insgesamt 81 kcal/h ab. Die Temperatur der trockenen Körperoberfläche ist dabei rd. 32 °C, die der feuchten rd. 29 °C. Der Strahlungsanteil ist, wie ersichtlich, verhältnismässig hoch. Es muss also dafür gesorgt werden, dass die Flächen der Raumumgrenzungen, mit denen die Badegäste in Wärmeaustausch stehen, im Mittel eine Oberflächentemperatur von 24 °C aufweisen. Bei der Wasseroberfläche ist diese Bedingung ohne weiteres erfüllt. Bei den Boden- und Wandflächen werden die geheizten Teile wärmer gehalten, dafür können dann die unbeheizten Teile etwas kälter sein. Dasselbe trifft auch für die Decke zu. Es muss mit Nachdruck hervorgehoben werden, dass das bautechnische Problem, das darin besteht, die richtigen Oberflächentemperaturen sicherzustellen, für eine erfolgreiche Lösung der Gesamtaufgabe ebenso wichtig ist, wie das klimatische Problem, das in diesem Aufsatz behandelt worden ist.

6. Die Regelung

Um konstante, einstellbare Raumbedingungen zu erhalten, werden die Frischlufterhitzer und die Ventilatoren bzw. die Luftklappen durch automatisch geregelte Stellorgane betätigt. Bild 10 zeigt das Prinzipschema einer entsprechenden Regelung. Die Frischluft tritt durch die Frischluftklappe 1a in die Mischkammer, in welche auch Rückluft aus dem Raum durch die Regelklappe 1b gelangt. Das Gemisch strömt weiter durch den Vorwärmer 3 und den Nachwärmer 7 in die Ventilatorkammer, in der sich der Zuluftventilator 13 befindet. Dieser fördert die erwärmte Luft in die Schwimmhalle. Von ihr saugt der Abluftventilator 14 die Luft ab und stösst sie durch eine Abluftklappe 15b ins Freie aus. Bei abgestellter Ventilation sind die Klappen 1a und 15b, die zugleich als Frostschutzklappen dienen, geschlossen.

Zur Regelung des Vorwärmers 3 dient der im Luftkanal zwischen den beiden Apparaten 3 und 7 eingebaute, progressiv wirkende Thermostat 4a, der über den Regler 2 das Dreiweg-Mischventil 3a betätigt und damit die Heizwasser-Eintrittstemperatur zum Vorwärmer 3 dem Heizbedarf entsprechend verändert. Normalerweise wird die Apparatur auf eine Lufttemperatur nach dem Vorwärmer von 16 °C eingestellt. Der Frischluftthermostat 4b wirkt dabei ebenfalls auf den Regler 2, indem er Störeinflüsse ausschaltet und so für eine stabile Regulierung sorgt. Um den Vorwärmer vor dem Einfrieren zu schützen, hält eine Pumpe 3b eine interne Wassenumwälzung aufrecht. Ausserdem veranlasst ein Sicherheitsthermostat 1c das Schliessen der Klappe 1a, sobald eine einstellbare Minimaltemperatur unterschritten wird.

Das Dreiweg-Mischventil 7a des Nachwärmers 7 erhält seine Regelimpulse von den Reglern 6 und 10, bzw. von den Thermostaten 5 und 9. Der im Zuluftkanal eingebaute Thermostat 5 sorgt dafür, dass die Zulufttemperatur nicht unter den zulässigen Tiefstwert von etwa +24 °C sinken kann. Er übernimmt die Regelung bei eingestelltem Badebetrieb, hauptsächlich über Nacht. Da dieser Tiefstwert von den Wärmeverlusten und damit von der Aussentemperatur abhängig ist, wirkt auf den Regler 6 auch ein Frischluftthermostat 8 ein und verändert den Sollwert sinngemäss. Beim Badebetrieb übernimmt der Raumthermostat 9 über den Regler 10 die Regelung der Vorlauf-

$$(4) \quad Q_H = G_L (i_{R_s} - i_A)$$

ergeben. Bild 6 zeigt den Verlauf der Grössen x_a , V_L und Q_H in Abhängigkeit von der Aussentemperatur t_a , wobei für das spez. Volumen der Luft $V_L = 0,84 \text{ m}^3/\text{kg}$ gesetzt wurde, entsprechend einer Ansaugtemperatur des Ventilators von 15 °C. Wie ersichtlich nehmen die erforderlichen Frischluftmengen bei Aussentemperaturen über etwa +20 °C stark zu. Wählt man die Förderleistung für den unteren Bereich zu 6000 m³/h (Punkt G), so genügt sie bis zu einer Aussentemperatur von +17,5 °C. Der obere Bereich mit doppelter Förderleistung reicht für Aussenzustände bis nahezu 27 °C, 50%.

Für überschlägige Bestimmungen der erforderlichen Luftmenge V_L eignet sich das Berechnungsdiagramm nach Bild 7. Aus den Zustandsgrössen der Luft für die Punkte W und R (Tabelle 1) ergibt sich die Dampfdruckdifferenz Δp_D , die im oberen Bildteil rechts als Ordinate aufgetragen ist. Sie beträgt im Zahlenbeispiel $\Delta p_D = 6,3 \text{ Torr}$ und ist in Bild 7 durch die gestrichelte Horizontale AB dargestellt. Ihr Endpunkt B liegt auf dem Strahl $F = 291 \text{ m}^2$ (Wasseroberfläche des Bades). Die Vertikale durch B schneidet auf der Abszisse den Punkt C heraus, der die verdunstende Wassermenge ($G_d = 36,7 \text{ kg/h}$) angibt. Auf einer weiteren Skala am oberen Bildrand liest man die entsprechende Verdampfungswärme ($Q_r = 21\,300 \text{ kcal/h}$) ab. Nun werden die Unterschiede der absoluten Feuchtigkeiten $\Delta x = x_R - x_A$ zwischen Raumluft und Aussenluft ermittelt (wie sie in Tabelle 2 angegeben sind). Die Höhe der Schnittpunkte D der Vertikalen durch B mit den entsprechenden Strahlen Δx gibt die gesuchten Frischluftmengen V_L an, die auf der Skala rechts abgelesen werden können.

4. Berechnungsgang bei gegebener Ventilatorleistung

Ist die Ventilatorleistung gegeben, so lässt sich der gewünschte Raumzustand nur bei einer bestimmten absoluten Feuchtigkeit x_A der Aussenluft erreichen. Die Feuchtigkeitszunahme ergibt sich aus der Gleichung (3) für das oben berechnete Zahlenbeispiel zu

$$x_R - x_A = G_d / G_L$$

Mit $G_d = 36,7 \text{ kg/h}$ und einer willkürlich angenommenen Luftmenge $G_L = 5650 \text{ kg/h}$ (5000 m³/h) wird

$$x_R - x_A = 36,7 / 5650 = 0,007 \text{ kg/kg} = 7,0 \text{ g/kg}$$

Im x , t -Diagramm (B. 8) gibt die Horizontale mit $x_A = 13,9 - 7,0 = 6,9 \text{ g/kg}$ die Aussenluftzustände an, die der gestellten Bedingung entsprechen. Sie bewegen sich, wie ersichtlich, zwischen etwa +10 °C bei hohen Feuchtigkeiten (88%) Punkt A', und 27 °C bei sehr trockenem Wetter (30%) Punkt A''.

Die beschriebene Betriebsweise setzt voraus, dass die absolute Feuchtigkeit der Aussenluft um einen gewissen minimalen Betrag kleiner sei als die der Raumluft. Nimmt man diesen Betrag zu 2,5 g/kg an, so ergibt sich mit den Zahlen des betrachteten Beispiels eine grösste Luftmenge von 14700 kg/h (12300 m³/h), was einem 2,7fachen Luftwechsel pro Stunde entspricht. Der Bereich, in welchem sich der Aussenluftzustand bewegen kann, ist in Bild 8 durch die anschriffierte



temperatur und damit die der Heizleistung des Nachwärmers 7. Er sorgt aber auch bei Nacht für das Aufrechterhalten der Raumtemperatur. Eine Schaltuhr 11 bewerkstelligt die Umstellung von Tages- auf Nachttemperatur. Die beiden Regler 6 und 10 lösen sich selbsttätig in der Weise ab, dass derjenige die Priorität erhält, der mehr Wärme verlangt.

Die Regelung der Raumfeuchtigkeit erfolgt durch Verändern der Frischluftmenge. Dieses einfache Verfahren ist zulässig, weil die absolute Feuchtigkeit der Frischluft stets kleiner ist als die der Raumluft. Der Raumhygrostat 12 wirkt auf die Motorschützen 13a und 14a der Ventilatoren 13 (für Zuluft) und 14 (für Abluft). Dabei schalten die genannten Schützen bei steigender Feuchtigkeit zunächst die erste (kleinere Drehzahl), dann die zweite Stufe (grössere Drehzahl) ein. Steigt die Raumfeuchtigkeit noch weiter, so lässt der Kanalhygrostat 15a den progressiven Feuchteregler RAN-H einschreiten, welcher nun über die Frischluftklappe 1a (gegenläufig zu 1b) so viel Frischluft beimischt, dass die vorgeschriebene Feuchtigkeit im Raum nicht überschritten wird.

Das Badewasser wird durch Umwälzen mittels der Pumpe 16 und Heizen im Durchlauferhitzer 17 auf der gewünschten Temperatur gehalten. Trotz der höheren Lufttemperatur in der Badehalle ist erfahrungsgemäss eine gewisse Heizung erforderlich, weil der Wärme-

abfluss an den Boden überwiegt. Zur Regelung dient der Thermostat 18a im Vorlauf, der über den Regler 19 das Dreiweg-Mischventil 17a progressiv derart regelt, dass die Heizwassertemperatur beim Eintritt in den Wärmeaustauscher 17 der erforderlichen Heizleistung entspricht. Der Sollwert, auf den sich der Regler 19 einstellt, wird durch den Thermostaten 18b im Rücklauf, der also die Badewassertemperatur misst, den Bedürfnissen entsprechend verändert.

Bei abgestellter Anlage sind sämtliche Ventile mit Ausnahme des Mischventiles 3a sowie die Klappen 1a und 15b für Frischluft und für Abluft geschlossen. Der Anlageschalter 20 steht auf Null. Normalerweise wird er zur Inbetriebsetzung auf automatischen Betrieb umgestellt, wodurch die beschriebenen Funktionen in Gang kommen und selbsttätig ablaufen.

Zur Heizung der Apparate 3, 7 und 17 dient Heizwasser von mindestens 80 °C im Vorlauf. Steht nur Dampf zur Verfügung, so empfiehlt sich aus regel- und sicherheitstechnischen Gründen die Umformung in einem Heizwasser-Erwärmer 21. Ein Thermostat 22 im Heizwasser-Vorlauf regelt dabei über den Regler 23 das Dampfventil 21a progressiv. Der Sollwert wird durch einen Aussenthermostaten 24 dem Bedarf entsprechend verändert.

Adresse des Verfassers: Ernst Wild, Ing., Ventilator AG, 8712 Stäfa.

Bild 10. Regelschema für die Klimaanlage eines Hallenbades

- 1a Frischluftklappe
- 1b Rückluftklappe
- 1c Sicherheitsthermostat
- 2 Regler zu 3a
- 3 Vorwärmer
- 3a Dreiweg-Mischventil zu 3
- 3b Umwälzpumpe
- 3c Schutzschalter zu 3b
- 4a Thermostat für vorgewärmte Luft
- 4b Frischluftthermostat
- 5 Zuluft-Thermostat
- 6 Regler zu 7a (Nachtbetrieb)
- 7 Nachwärmer
- 7a Dreiweg-Mischventil zu 7
- 8 Mischluft-Thermostat
- 9 Raumthermostat
- 10 Regler zu 7a (Tagbetrieb)
- 11 Schaltuhr
- 12 Raumhygrostat
- 13 Zuluftventilator
- 13a, 13b Motorschützen zu 13
- 14 Abluftventilator
- 14a, 14b Motorschützen zu 14
- 15a Abluftthygrostat
- 15b Abluftklappe
- 16 Badewasser-Umwälzpumpe

