

Sonderdruck

## Energiebewusste Schwimmbadplanung – ohne mechanische Entfeuchtung?

# Energiebewusste Schwimmbadplanung – ohne mechanische Entfeuchtung?

Christian Backes, Brücken

Dieser Beitrag befasst sich mit den spezifischen Anforderungen an die Raumlufttechnik in Schwimmbädern, die aufgrund hoher Feuchteentwicklung entstehen. Kritisch betrachtet werden die entscheidenden Bemessungsgrößen für die Luftaufbereitung, verschiedene Betriebsarten und die auf dem Markt gängigen Ausführungsvarianten. Als Beispiel werden hier Konzepte mit mechanischer Entfeuchtung (Wärmepumpe) und ohne mechanische Entfeuchtung in Frage und Antwort behandelt, mit Konzentration auf ihre systemspezifischen Eigenschaften, aber alles unter dem Aspekt der energiebewussten Schwimmbadplanung.

## Autor



**Dipl.-Ing. Christian Backes**, Produktleitung der HOWATHERM Klimatechnik GmbH, Mitglied der deutschen Delegation in CEN/TC/156/WG5 und WG 13 für europäische Normung raumlufttechnischer Geräte, Mitglied in den VDI-Richtlinienausschüssen VDI 3803 und VDI 6022, stellvertretender Obmann im Normenausschuss DIN 1946 T4

Bei den folgenden Ausführungen wird als Stand der Technik vorausgesetzt, dass die betreffenden RLT-Geräte aufgrund der langen Laufzeiten und der hohen Abluftenthalpien leistungsfähige Wärmerückgewinnungssysteme als Grundausstattung aufweisen – in Reihe geschaltete rekuperative Kreuzstrom-Plattenwärmeübertrager mit entsprechenden hohen Rückwärmzahlen (ca. 80 %).

## Welche Normen und Richtlinien sind für eine energiebewusste Planung entscheidend?

DIN EN 1886 legt die mechanischen Eigenschaften für zentrale raumlufttechnische Geräte fest. Aufgrund der hohen Luftfeuchte im Schwimmbad ist bei der Konstruktion besonderes Augenmerk auf eine „schwitzwasserfreie“ Ausführung zu legen.

Zur Beurteilung bietet die DIN EN 1886 ein Verfahren, das die thermischen Eigenschaften des kompletten Gehäuses berücksichtigt. Die relevanten Größen sind der Wärmebrückenfaktor (Klassen TB1-TB5) und die Wärmedurchgangszahl (Klassen T1-T5).

Da nahezu alle Gerätehersteller im Rahmen diverser Zertifizierungen diese Charakteristika durch Messungen von unabhängigen und hierzu akkreditierten Prüfinstituten belegt haben, kann in der Planungsphase durch Ausschreibung der richtigen Klasse der Gefahr einer Kondensation am Gehäuse vorgebeugt werden. Die für den Wärmebrückenfaktor in Frage kommenden Klassen sind TB2 oder TB3 (Bild 1 und 2).

Entscheidungsgrundlage ist die relative Luftfeuchte, die das RLT-Gerät umgibt und im Schwimmbad oft auch erhöht am Aufstellungsort der Geräte vorkommt. Durch Berechnung der äußeren Oberflächentemperaturen am RLT-Gerät und des Taupunktes lässt sich die Kondensatbildung bei verschiedenen Raumtemperaturen und -feuchten prognostizieren.

Demnach kondensiert die Umgebungsluft an einem Gerät bei einer Außentemperatur von  $-10\text{ °C}$  und einer Raumtemperatur von  $20\text{ °C}$ , bei Wärmebrückenfaktor TB3 bereits ab einer relativen Luftfeuchte von 33 %, während ei-

ne Gehäuseausführung der Klasse TB2 erst bei über 46 % relativer Feuchte zur Kondensatbildung neigt (siehe Bild 3).

Darüber hinaus sollte beachtet werden, dass gemäß DIN EN 1886 die Klasse TB3 bereits zertifiziert wird, wenn 99 % der Oberfläche die Prüfung bestehen (1 % darf demnach trotzdem „schwitzen“), während ab der Klasse TB2 ein besonderes Augenmerk auf eine möglichst wärmebrückenfreie Ausführung des RLT-Gerätegehäuses gelegt wird und 100 % der Fläche berücksichtigt werden müssen.

Da diese wärmebrückenoptimierte Konstruktion normalerweise auch die Klasse T2 mit geringen Transmissionsverlusten des Gerätegehäuses aufweist und im Schwimmbad aufgrund der hohen Raumtemperaturen meist ganzjähriger Heizbetrieb gefordert ist, ergibt sich bei der Wahl der Klasse TB2 auch ein zusätzlicher energetischer Vorteil durch einen geringeren Heizenergiebedarf.

Neben der VDI 3803 und der VDI 6022, die selbstverständlich Gültigkeit haben, werden die speziellen Nutzungsanforderungen unter dem Titel „Technische Gebäudeausrüstung von Schwimmbädern (Hallenbädern)“ der im September 2008 neu im Weißdruck erschienenen Richtlinie VDI 2089 Blatt 1, geregelt.

Für die Auslegung der raumlufttechnischen Anlagen sind folgende Faktoren wichtig:

- Temperaturen  
Soweit vom Auftraggeber nicht anders gefordert, gelten folgende Werte:
  - Raumtemperatur  $2\text{--}4\text{ K}$  über der Beckenwassertemperatur, jedoch nicht  $> 34\text{ °C}$
  - Beckenwasser je nach Beckenart, z. B.  $28\text{ °C}$  für Schwimmer- und Nichtschwimmerbecken
- Raumluftfeuchte  
Zu hohe relative Feuchte verursacht Schwüleempfinden:
  - Die Schwülegrenze von  $x = 14,3\text{ g/kg}$  darf nur bei einem Wassergehalt der Außenluft von  $x \geq 9\text{ g/kg}$  überschritten werden.
  - Zum vorbeugenden Schutz für Metall- und Holzbauten soll die relative Feuchte im Schwimmhalleninneren bei  $40\% \leq \phi \leq 64\%$  liegen.



Bild 1

Panel mit thermisch getrennter Wand (TB2)

Bild 2

Panel mit thermisch entkoppeltem Profil (TB2)

□ Außenluft-Anteil

– bei Badebetrieb > 30 %

Der tatsächliche Außenluftanteil liegt zwischen 30 und 100 % in Abhängigkeit der Schadstoffkonzentrationen bedingt durch Personenemissionen, Chlor, Trihalogenmethan etc. und dem zur Entfeuchtung erforderlichen Volumenstrom.

□ Zuluft-Nennluftvolumenstrom:

– Der Zuluft-Nennluftvolumenstrom entspricht dem maximalen Außenluft-Volumenstrom.

Der für die Entfeuchtung erforderliche maximale Außenluft-Volumenstrom ist der Quotient aus der maßgebenden Verdunstungsmenge und der Differenz aus dem mittleren Wasserdampfgehalt der Schwülegrenze von 14,3 g/kg und der Außenluft im feuchtesten Sommermonat von 9 g/kg.

**Welcher Nennluftvolumenstrom ist für eine Ausführung mit oder ohne mechanische Entfeuchtung maßgebend?**

Gemäß VDI 2089 erfolgt die Berechnung der erforderlichen Gesamtluftmenge für die Schwimmhalle über die Summe der verdunsteten Wassermas-

senströme aller Becken und der Attraktionen wie zum Beispiel Rutsche oder Luftsprudeleinrichtungen während der Öffnungszeiten.

**Berechnungsbeispiel 1**

Berechnung des erforderlichen Zuluft-Nennluftvolumenstromes nach VDI 2089 für ein Schwimmerbecken:

Wassertemperatur	28 °C
Wasserverdunstungskoeffizient	$\beta_b = 28 \text{ m/h}$
Wasseroberfläche	25 m x 12,5 m
Raumtemperatur	31 °C
Raumfeuchte	52 %

$$M_{DB1[\text{kg/h}]} = \beta_b / (R_D \cdot T) \cdot (p_{d,W} - p_{D,L}) = 28 / (461,5 \cdot 302,65) \cdot (3800 - 2356) = 0,289 \text{ kg/h/m}^2 \cdot 25 \cdot 12,5 = 90,46 \text{ kg/h}$$

$$V_{AUL(\text{Schwimmerbecken})} = M_{DB1} / (x_{D,L} - x_{D,A}) / \rho = 90,46 / (0,0143 - 0,0090) / 1,16 = 14682 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nennluftvolumenstrom RLT-Gerät = **14682 m<sup>3</sup>/h**

**Fazit:**

Der ausgelegte Nennluftvolumenstrom wird immer mit Hilfe der Dalton-

schen Verdunstungsbeziehung bestimmt und ist damit unabhängig von der Wahl der Entfeuchtungsstrategie. Ein RLT-Gerät mit Wärmepumpe benötigt also dieselbe Nennluftmenge wie ein RLT-Gerät ohne mechanische Entfeuchtung!

**Welche relative Luftfeuchte ist für die Auslegung des Nennluftvolumenstromes einzusetzen?**

Leider fehlt in der VDI 2089 ein eindeutiger Bezug, mit welcher relativen Luftfeuchtigkeit die Berechnung des Nennluftvolumenstromes erfolgen soll. Dort ist lediglich ein einzuhaltender Bereich zwischen 40 % und 64 % genannt. Hierbei ist unbedingt zu beachten, dass die relative Feuchte einen sehr großen Einfluss auf die Wasserverdunstung hat. So benötigt man bereits einen um ca. 10 % geringeren Nennluftvolumenstrom bei einer nur um 3 % höher gewählten Luftfeuchte in der Schwimmhalle (siehe **Tabelle 1!**)

Demnach ist es aus wirtschaftlichen Gründen wichtig, die relative Feuchte nicht unnötig niedrig anzusetzen. Im hx-Diagramm in **Bild 4** sind diese Zusammenhänge, ergänzt um die maximal zulässige Feuchte und den einzuhaltenen Temperaturbereich, an einem Beispiel in Korrelation gesetzt.

**Fazit:**

Aus Gründen der Energieeinsparung ist es ausreichend, für die Dimensionierung des Nennluftvolumenstromes der RLT-Geräte die mittlere relative Feuchte der Schwülegrenze anzusetzen, falls

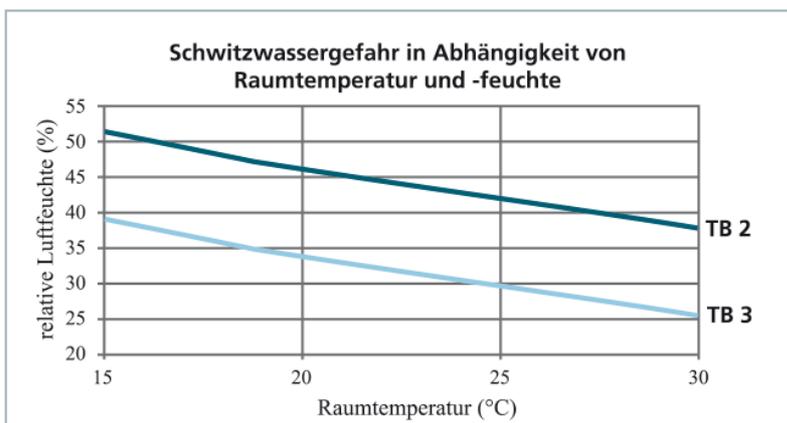


Bild 3

Beurteilung der Kondensationsgefahr nach DIN EN 1886 ( $t_{AUL} = -10 \text{ °C}$ )

sich ein höherer Volumenstrom nicht aufgrund anderer Anforderungen wie z.B. aus der Schadstoffkonzentration ergibt (siehe Bild 4).

### Welche Betriebskonzepte sind möglich?

Wie zuvor dargelegt, erfolgt die richtlinienkonforme Auslegung der Nennluftmenge unter dem Ansatz, dass die Schwülegrenze von 14,3 g/kg nur bei einer Außenluftfeuchte von  $x \geq 9$  g/kg überschritten werden darf (siehe Berechnungsbeispiel 1). Danach lassen sich Schwimmbadgeräte prinzipiell in zwei Gruppen gemäß den Betriebsphasen einteilen: In einen Winterbetrieb und in einen Sommerbetrieb.

#### Winterbetrieb (Bild 5) bis $x_{AUL} = 9$ g/kg

Bei einer Außenluftfeuchte von 9 g/kg entspricht die zur Entfeuchtung erforderliche Außenluftmenge exakt dem ausgelegten Nennluftvolumenstrom. Bei trockeneren Außenbedingungen sinkt der zur Aufnahme der verdunstenden Wassermenge erforderliche Volumenstrom kontinuierlich mit der Außenluftfeuchte auf immer kleinere Werte unterhalb der Nennluftmenge ab. Eine zusätzliche mechanische Entfeuchtung ist demnach zur Abfuhr der Wasserverdunstung nicht erforderlich. Für die praktische Umsetzung sind auf dem Markt folgende Konzepte üblich:

**Konzept 1: Gleitender Zuluftvolumenstrom bei  $x_{AUL} < 9$  g/kg**  
(Der Außenluftvolumenstrom entspricht dem Zuluftvolumenstrom. Es erfolgt keine Umluftbeimischung.)

Durch eine entsprechende Regelkonzeption mit der konstanten Feuchte der Schwimmbadluft als Sollwert wird insgesamt nur soviel Volumenstrom gefördert, wie auch zur Abfuhr der Feuchtelasten erforderlich ist (siehe Beispiel **Bild 6**).

Da absolute Außenluftfeuchtigkeiten von  $< 9$  g/kg in mehr als 90 % der Laufzeit der Anlage vorkommen, ist diese Betriebsart aus Gründen der Energieeinsparung sehr zu bevorzugen. Die geförderte Luftmenge kann theoretisch bis auf den erforderlichen Mindest-Außenluft-Anteil reduziert werden (s. **Bild 7**).

Durch stetige Regelung der Volumenströme lässt sich dabei die Stromaufnahme der Zuluft- und Abluftventilatoren im Vergleich zu konstantem Volumenstrom (siehe Konzept 2) im Jahresdurchschnitt oft weit mehr als halbieren.

Der Volumenstrom kann aber nur so lange reduziert werden,  
□ bis der Mindest-Außenluftanteil erreicht ist (kann in Abhängigkeit von der

	nach VDI 2089 zulässige relative Luftfeuchte [%]				
rel. Feuchte in %	40	46	52	58	64
Nennluftvolumenstrom [m³/h]	20231	17452	14682	11921	9169
Abweichung [%]	38	19	0	-19	-38

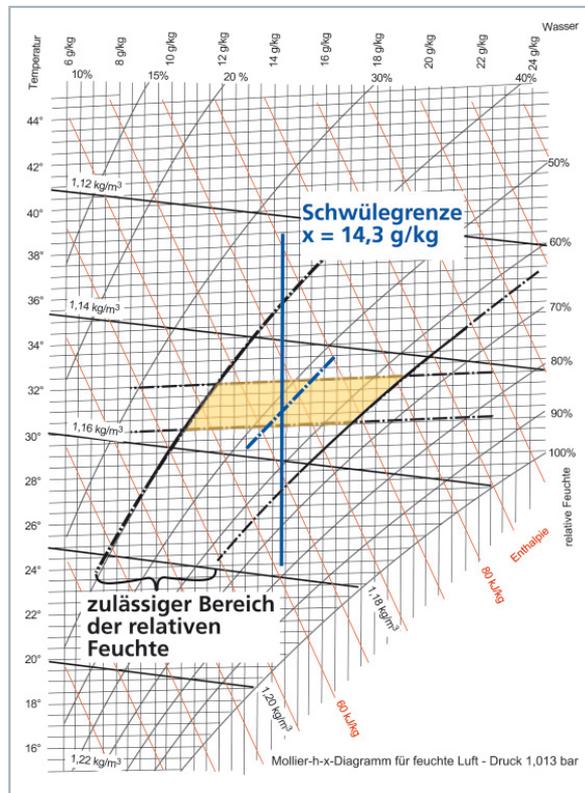


Tabelle 1

Volumenstrom in Abhängigkeit der relativen Luftfeuchte in der Schwimmhalle nach Berechnungsbeispiel 1

Bild 4

Bild 4: Zulässige Raumzustände nach VDI 2089 Blatt 1 (Schwimmer- und Nichtschwimmerbereich)

Personenbelegung variabel in die Regelungstechnik eingebunden werden)  
□ wie die erforderliche Luftführung im Raum dies zulässt (keine Taupunktunterschreitung z. B. an Fenstern)  
□ bis die Transmissionsverluste der Schwimmhalle zu einer Abkühlung der Innentemperatur führen.

Viele Planungskonzepte berücksichtigen diese Faktoren, indem neben dem Mindest-Außenluftanteil auch Temperaturoberflächensensoren zur Bestimmung des Taupunktes und die Untergrenze der Raumtemperatur mit in das Regelkonzept eingebunden werden. Durch entsprechende Vorrangschaltung

kann dann die energetisch vorteilhafte Luftmengenreduzierung begrenzt und wenn nötig Umluft beigemischt werden.

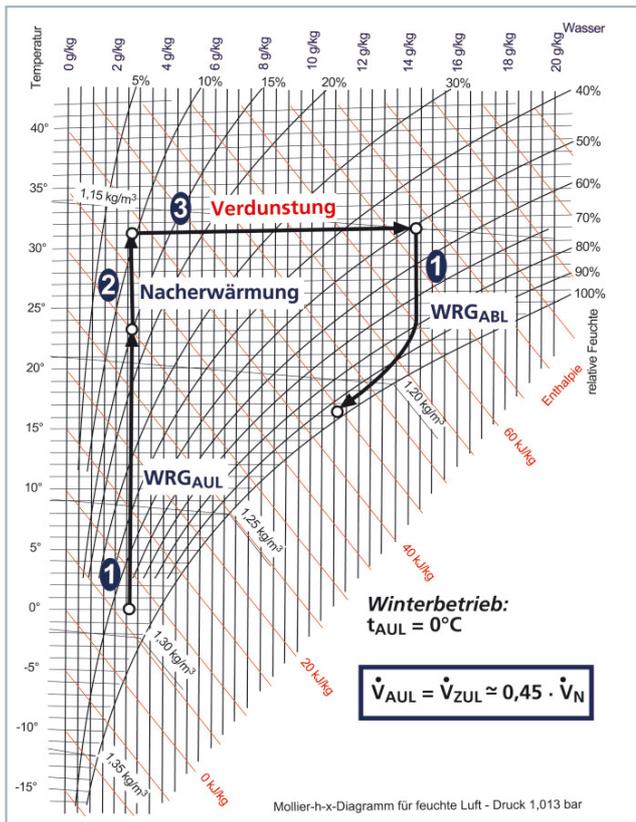
**Konzept 2: Konstanterer Zuluftvolumenstrom bei  $x_{AUL} < 9$  g/kg**  
(Der Zuluftvolumenstrom bleibt konstant und entspricht der Nennluftmenge. Es wird Umluft beigemischt; siehe **Bild 8**.)

Bei diesem Gerätekonzept wird der Zuluftvolumenstrom durch Umluftbeimischung nicht reduziert und bleibt wie der Abluftvolumenstrom ganzjährig konstant. Zum Beispiel wird bei Überschreitung des Feuchte-Sollwertes der



Bild 5

Winter: Freizeitbad Ingolstadt 155 000 m³/h Luftleistung



**Bild 6**

Winterbetrieb  $t_{AUL} = 0^\circ\text{C}$ , ohne Umluftbeimischung, mit reduziertem Volumenstrom auf ca. 45 % der Nennluftmenge

Mischungs-Anteil der trockenen Außenluft zur Entfeuchtung erhöht (s. Bild 9).

Sommerbetrieb (Bild 10) ab  $x_{AUL} 9\text{g/kg}$

Bei einer Außenluftfeuchte  $x_{AUL} > 9\text{g/kg}$  wird immer Nennluftvolumenstrom gefördert. Jedoch ist die Entfeuchtungsleistung über den Außenluftvolumenstrom nicht mehr zur Einhaltung der Schwülegrenze von  $14,3\text{g/kg}$  ausreichend (siehe Beispiel Bild 11).

Hierbei kommt der Behaglichkeit zugute, dass mit dem Feuchteanstieg über die Schwülegrenze hinaus auch gleichzeitig der Wasserdampfdruck über den der Auslegung zu Grunde liegenden Wert steigt, wodurch sich die insgesamt verdunstende Wassermenge auf Werte unterhalb von  $\Delta x = 5,3\text{g/kg}$  verringert. In Tabelle 2 ist dieser Zusammenhang für ein Beispiel mit einer Außenluftfeuchte von  $11,8\text{g/kg}$  dargestellt.

Durch die Verringerung der Verdunstungsmenge auf nur noch  $4,4\text{g/kg}$  steigt auch die relative Feuchte auf lediglich 57 % und nicht auf 61 % bei einem angenommenen konstantem  $\Delta x$ .

Während RLT-Geräte ohne mechanische Entfeuchtung den gemäß VDI 2089 im Sommer zulässigen Anstieg der Feuchte auf Werte oberhalb der Schwü-

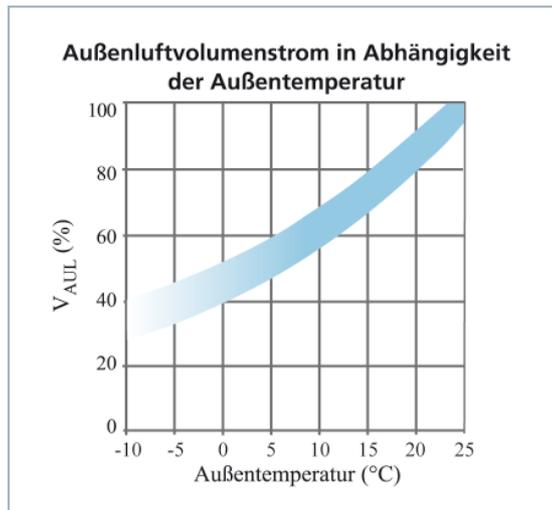
legrenze bewusst in Kauf nehmen, können Geräteausführungen mit Wärmepumpe durch zusätzliche mechanische Entfeuchtung gegensteuern und die Anzahl der Betriebsstunden oberhalb der Schwülegrenze verringern.

Anlagen ohne mechanische Entfeuchtung (siehe Bild 12)

Bei diesen RLT-Geräten verzichtet man wegen der folgenden Vorteile auf den Einsatz einer Wärmepumpe:

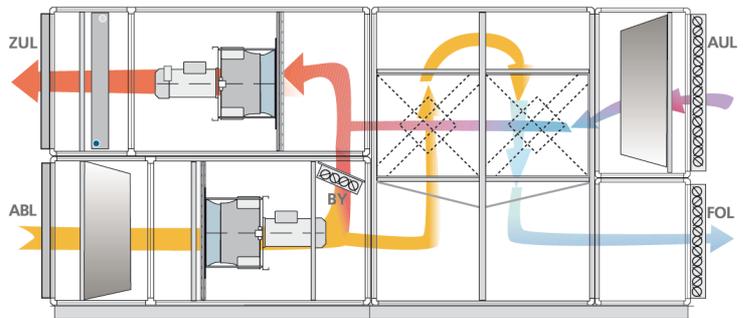
- geringere Investitions- und Wartungskosten (keine Kälteanlage)
- weniger Betriebskosten und geringerer Platzbedarf durch die fehlenden Komponenten der Kälteanlage (wie Verdampfer, Kompressor etc.)
- kein zusätzlicher Einsatz von Primärenergie (Leistungsaufnahme des Kompressors entfällt)
- hohe Betriebssicherheit durch einfachere Regelfunktionen
- erhöhte Hygienebedingungen und verbesserte Schadstoffbilanz durch 100 % Außenluftanteil (Entfeuchtung über Frischluftzufuhr, keine Umluftbeimischung).

Da auch die Nennvolumenströme gemäß VDI 2089 identisch mit denen der Anlagen mit Kälteanlage sind, stellt sich



**Bild 7**

Zur Entfeuchtung erforderlicher Außenluftvolumenstrom in % der Nennluftmenge



**Bild 8**

Winterbetrieb  $x < 9\text{g/kg}$ , mit Umluftbeimischung, konstanter Zu- und Abluftvolumenstrom

die Frage, wie der zweifelsfreie physiologische Nachteil einer erhöhten relativen Feuchte in der Schwimmhalle durch Verzicht auf eine zusätzliche mechanische Entfeuchtung zu werten ist oder wie oft und in welcher Größenordnung er sich überhaupt bemerkbar macht!

**Wie oft im Jahr wird die Schwülegrenze bei Anlagen ohne mechanische Entfeuchtung überschritten?**

Nach den vorangegangenen Ausführungen sind Anlagen ohne mechanische Entfeuchtung ab einer Außenluftfeuchte von  $9\text{g/kg}$  nicht mehr in der Lage, die Feuchteanteile der Wasserverdunstung vollständig mit ihrem Nennluftvolumenstrom abzuführen.

In DIN 4710 sind Temperatur und Feuchteverteilungen für verschiedene Regionen Deutschlands, unterteilt in Tag und Nachtbetrieb in Abstufungen von je  $1^\circ\text{C}$  bzw.  $1\text{g/kg}$ , hinterlegt.

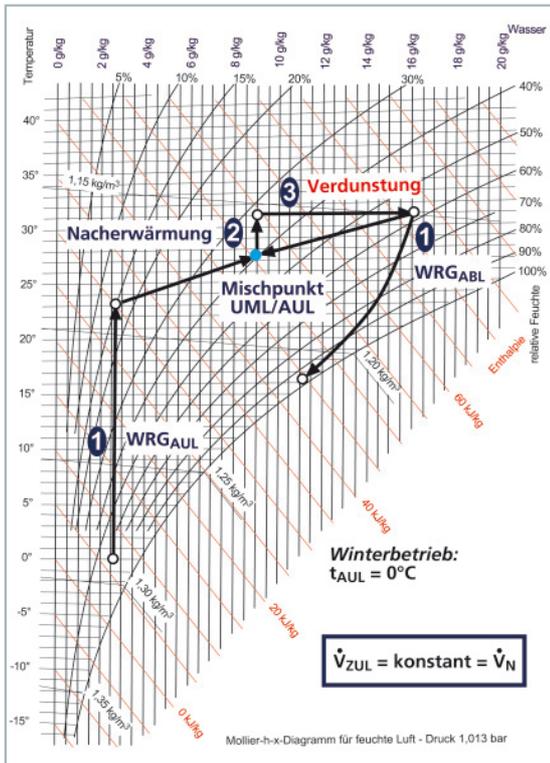


Bild 10

Sommer: Freizeitbad Ingolstadt mit einem Luftvolumenstrom von 155000 m<sup>3</sup>/h

Bild 9

Winterbetrieb  $t_{AUL} = 0^\circ\text{C}$ , mit Umluftbeimischung, konstanter Zuluftvolumenstrom

tration strömt ein erforderlicher Teilvolumenstrom oder 100 % der Abluft über den Plattenwärmeübertrager, wird dort abgekühlt und anschließend über den nachgeschalteten Verdampfer zur weiteren Abkühlung und Entfeuchtung als Fortluft nach außen geführt. Ein gleich großer Teilluftstrom wird als Außenluft im Plattenwärmetauscher vorgewärmt und danach der restlichen Umluft beigemischt. Die Nacherwärmung erfolgt wie beim Umluftbetrieb über den im Zuluftstrom installierten Kondensator (siehe Bild 15).

Diese diskontinuierliche Betriebsweise ist gemäß VDI 2089 zulässig, wobei die Anzahl der gleichlangen Außenluft- und Umluftzyklen, nämlich 5 Zyklen/h, nicht unterschritten werden darf. Zur Aufrechterhaltung des Beharrungszustandes und wegen der häufigen Schaltintervalle müssen die Kompressoren der Kälteanlage mit entsprechenden energetischen Nachteilen ständig betrieben werden und können im reinen Außenluft- und Fortluftbetrieb nicht abgeschaltet werden!

Mit denselben Ansätzen wie für das Beispiel ohne Kälteanlage (siehe oberen Abschnitt) lassen sich auch dieselben Zusammenhänge für eine Konzeption mit Wärmepumpe darstellen.

Bei einem durchschnittlichen hygienischen Außenluftanteil von 50 % und einer üblichen Entfeuchtungsleis-

Bild 11

Sommerbetrieb  $t_{AUL} = 25^\circ\text{C}$ ; 100 % Außenluftbetrieb, ohne mechanische Entfeuchtung

Unter dem folgenden Ansatz ergibt sich für die Stundenhäufigkeit mit einem Außenluftanteil von  $> 9 \text{ g/kg}$  folgende Situation:

Öffnungszeiten des Schwimmbades: von 08:00 – 22:00 Uhr (14 h/d)

Durchschnittlicher Benutzungsgrad in den Sommermonaten: 70 %

Standort: Frankfurt am Main

=> 848 h / a Sommerbetrieb mit

$x_{AUL} > 9 \text{ g/kg}$  bei 24 h

=> 495 h / a Sommerbetrieb mit

$x_{AUL} > 9 \text{ g/kg}$  bei 14 h/d Öffnungszeit

=> **4% / a** Anstieg der Luftfeuchte in der Schwimmhalle über die Schwülegrenze (siehe Bild 13).

Aufgrund dieser Betrachtung wird deutlich, dass der jährliche Anteil des Anstiegs der Luftfeuchte über die Schwülegrenze während der Laufzeit der Anlage im Sommerbetrieb mit  $x_{AUL} > 9 \text{ g/kg}$  im Vergleich zur übrigen Betriebszeit erstaunlich gering ausfällt.

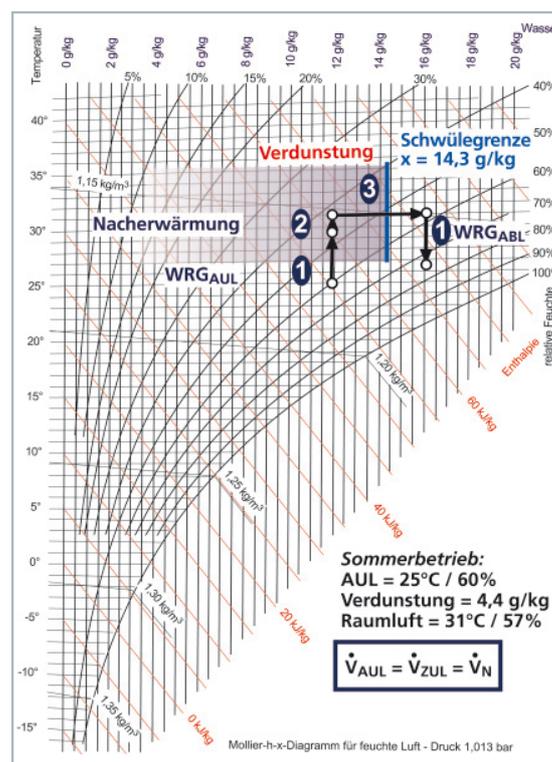
Die Schwülegrenze wird bei Anlagen ohne Wärmepumpe bei praxisüblichen Betriebsbedingungen lediglich in **ca. 4 %** der jährlichen Betriebszeit überschritten.

### Wie oft im Jahr wird die Schwülegrenze bei Anlagen mit mechanischer Entfeuchtung überschritten?

Bei diesen Anlagen wird ein zusätzliches Wärmepumpenaggregat eingesetzt. Hierbei strömt die gesamte Abluft oder ein zur Entfeuchtung erforderlicher Teilluftstrom der Abluft zuerst über den Plattenwärmeübertrager (PT), wird dort abgekühlt, gegebenenfalls auch schon vorentfeuchtet. Anschließend erfolgt ei-

ne weitere Abkühlung und Entfeuchtung über den nachgeschalteten Verdampfer. Nach der Erwärmung im PT wird die restliche Umluft beigemischt. Die Nacherwärmung übernimmt der im Zuluftstrom installierte Kondensator (siehe Bild 14).

Der während der Öffnungszeiten erforderliche Außenluftmassenstrom wird in der Regel durch periodisches Umschalten zwischen Umluft- und Außenluftbetrieb in die Anlage eingebracht. Zur Verringerung der Schadstoffkonzen-



	Auslegung nach VDI 2089	konstante Verdunstungsmenge	tatsächliche Verdunstungsmenge
$x_{AUL}$ [g/kg]	9	11,8	11,8
Volumenstrom [m <sup>3</sup> /h] (s. Berechnungsbeispiel 1)	14682	14682	14682
Wasser-Verdunstung [kg/h]	91	91	76
$\Delta x$ [g/kg]	5,3	5,3	4,4
relat. Feuchte [%]	52	61	57

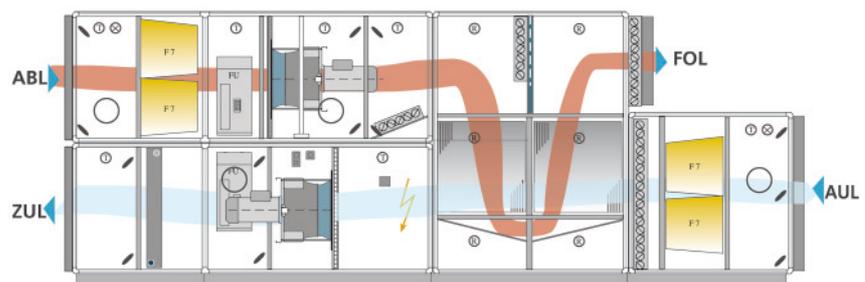
Tabelle 2

Relative Raumluftfeuchte in der Schwimmhalle bei konstantem Volumenstrom  
 $x_{AUL} \geq 9$  g/kg

Bild 12

RLT-Gerätekonzept für Schwimmhallen mit Doppelplattenwärmeübertrager, ohne mechanische Entfeuchtung

tion von ca. 3 g/kg kann die Hallenluft durch periodisches Umschalten (gleiche Schaltintervalle mit 50 % AUL-Bedarf) um durchschnittlich 1,5 g/kg entfeuchtet werden. Demnach können auch mit dieser Anlagenkonzeption trotz mechanischer Entfeuchtung und Nenn-Fördermenge die entstehenden Feuchtelasten nur bis zu  $x_{AUL} = 10,5$  g/kg ausreichend abgeführt werden. Danach wird auch mit diesem Konzept die Schwülegrenze überschritten. Wiederum für den Standort Frankfurt ergibt sich für die Stundenhäufigkeit folgendes Ergebnis:  
=> 315 h / a Sommerbetrieb mit  $x_{AUL} > 10,5$  g/kg bei 24 h  
=> 184 h / a Sommerbetrieb mit  $x_{AUL} > 10,5$  g/kg bei 14 h/d Öffnungszeit  
=> **1,5 % / a** Anstieg der Luftfeuchte in der Schwimmhalle über die Schwülegrenze.



Entgegen der weitverbreiteten Annahme, dass RLT-Konzepte mit Wärmepumpe in der Lage sind, die Raumluftfeuchte ganzjährig konstant zu halten, wird offensichtlich, dass auch bei solchen Anlagen im Sommer Betriebsphasen vorkommen, in denen die Wasserverdunstung nicht vollständig abgeführt werden kann.

Fazit:

Die Schwülegrenze wird auch bei Anlagen mit mechanischer Entfeuchtung in **ca. 1–2 %** der jährlichen Betriebszeit überschritten.

Zusammenfassend ist festzustellen:

Die Unterschiede beider Systeme bezüglich ihrer Entfeuchtungsmöglichkeit liegen in

□ der Anzahl der jährlichen Laufzeit, in der die Schwülegrenze überschritten wird

– Anlagen mit mechanischer Entfeuchtung **ca. 1–2 %**

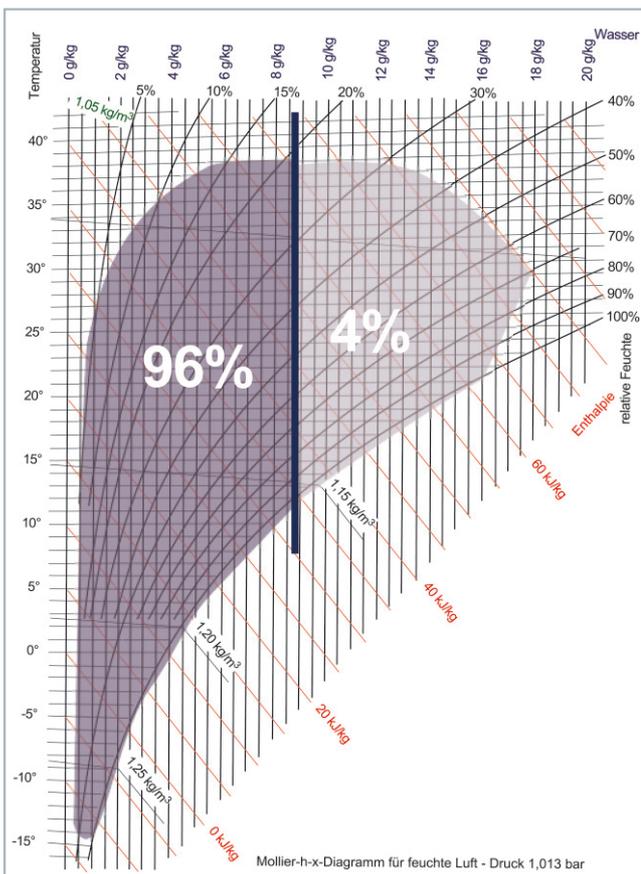
– Anlagen ohne mechanische Entfeuchtung **ca. 4 %**

□ der unterschiedlichen Entfeuchtkapazität

– Anlagen mit Wärmepumpe bewirken durch die zusätzliche mechanische Entfeuchtung einen insgesamt geringeren Anstieg der Raumluftfeuchte in der Schwimmhalle innerhalb der gesamten Sommerbetriebsphase.

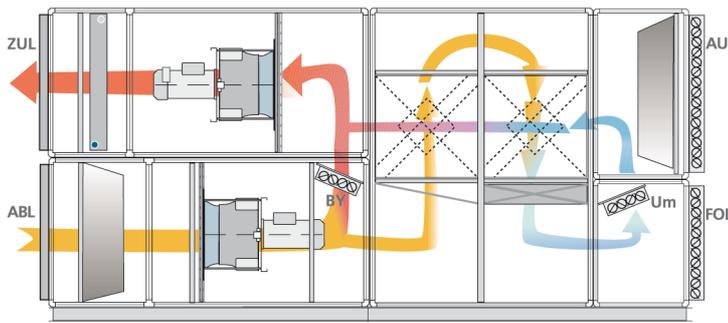
Bild 13

Prozentualer Anteil des Anstiegs der Luftfeuchte über die Schwülegrenze während der jährlichen Betriebszeit von Schwimmbadgeräten ohne mechanische Entfeuchtung (DIN 4710; Frankfurt; 14 h/d Betrieb; Nutzungsgrad 70 %)



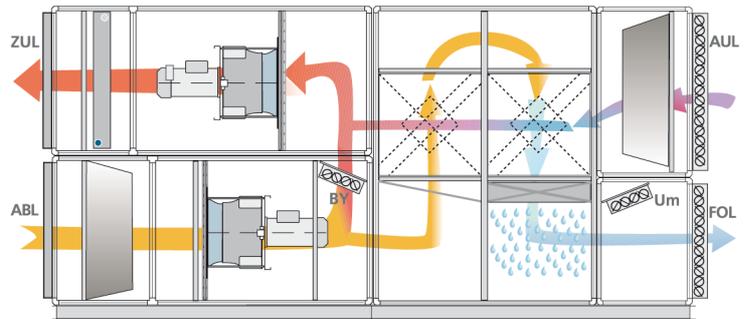
In welcher Größenordnung erhöht sich die relative Feuchte in der Schwimmhalle bei Verzicht auf eine mechanische Entfeuchtung?

Die Beispiele anhand der oben behandelten Fragen zeigen auch jeweils die Grenzen beider Systeme auf, ab denen die Schwülegrenze überschritten wird. Während mit der Anlage inklusive Wärmepumpe im Wechsel zwischen 3 g/kg Entfeuchtung und reinem Außenluftbetrieb im Mittel bis  $x_{AUL} = 10,5$  g/kg konstante Raumbedingungen gehalten werden können, ergeben sich bei identischen Außenbedingungen im Vergleich für Systeme ohne mechanische Ent-



**Bild 14**  
Wärmepumpenschaltung  
im Umluftbetrieb

**Bild 15**  
Wärmepumpenschaltung  
im Außenluftbetrieb



feuchtung die in **Tabelle 3** dargestellten Auswirkungen auf die Raumluftfeuchte.

Es wird deutlich, dass der systemspezifische Anstieg der relativen Feuchte und damit die Auswirkungen auf das Behaglichkeitsempfinden der Badegäste bei Anlagen ohne Kälteaggregat sehr gering ausfallen (gemäß Beispiel Tabelle 3 um lediglich **3 Prozentpunkte** im Vergleich zu Anlagen mit Wärmepumpe und das wiederum an nur wenigen Tagen im Jahr)!

	Anlage mit mechanischer Entfeuchtung	Anlage ohne mechanische Entfeuchtung
$x_{AUL}$ [g/kg]	10,5	10,5
$V$ [m <sup>3</sup> /h]	14 682	14 682
MDB1 [kg/h]	91	82
$\Delta X$ [g/kg]	5,3	4,8
$x_{Raum}$ [g/kg]	14,3	15,3
$\Phi_{Raum}$	52	55

**Tabelle 3**

**Relative Luftfeuchte in der Schwimmhalle bei  $x_{AUL} = 10,5$  g/kg für Anlagen mit und ohne mechanische Entfeuchtung**

Legt man Außenluftfeuchten von mehr als 10,5 g/kg zugrunde, dann übersteigen beide Systeme die Schwülegrenze in nahezu gleichem Unterschiedsverhältnis.

Fazit:

Die relative Feuchte in der Schwimmhalle erhöht sich bei Anlagen ohne Wärmepumpe im Vergleich zu Anlagen mit Wärmepumpe um nur wenige Prozentpunkte innerhalb der zulässigen Grenzen der VDI 2089.

### Zusammenfassung

Auf dem Markt für die Klimatisierung von Schwimmhallen werden zwei prinzipielle Ausführungskonzepte angeboten:

- Anlagen ohne mechanische Entfeuchtung
- Anlagen mit zusätzlicher mechanischer Entfeuchtung der Umluft (Wärmepumpe)

Die Gemeinsamkeiten beider Systeme liegen hauptsächlich in der richtlini-

mit Wärmepumpe vor allem die Investitionskosten der zusätzlichen Kälteanlage inklusive deren Regelung nachteilig ins Gewicht.

Sie sind inklusive der erhöhten Betriebskosten durch zum Beispiel die Druckverluste des zusätzlichen Verdampfers, der erhöhten Wartungskosten etc. mit den energetischen Synergien einer Anlage mit mechanischer Umluft-



**Bild 16**

**Wenn das Wohlfühlklima stimmt, haben die Badegäste mehr Spaß und die Besucherzahlen steigen**

enkonformen Auslegung des gleichen Nennluftvolumenstromes gemäß VDI 2089, einer der hohen Feuchte- und Chlorbelastung angemessenen RLT-Geräte-Gehäuseausführung und im Einsatz einer hocheffizienten Wärmerückgewinnung.

Es stellt sich allerdings die Frage, ob die zusätzliche mechanische Entfeuchtung unter *wirtschaftlichen* und *physiologischen* Erwägungen überhaupt sinnvoll ist.

Eine Beurteilung der *Wirtschaftlichkeit* kann immer nur unter Einbeziehung aller projektspezifischen Gegebenheiten erfolgen. Hierbei fallen für die Anlagen

entfeuchtung zu vergleichen. Diese liegen zum Beispiel in der Möglichkeit der Einbindung eines zusätzlichen Beckenwasserkondensators in das Wärmepumpensystem oder im zusätzlichen Rückgewinn der latenten Wärme der Abluft.

Wie dieser Beitrag zeigt, kann für die *physiologischen* Systemunterschiede die relative Feuchte betreffend allgemeingültig festgehalten werden, dass sie nur nachrangig ins Gewicht fallen. Es entstehen bei einer Ausführung der Anlage ohne Wärmepumpe weder nennenswerte Beeinträchtigungen des Wohlbefindens der Badegäste (**Bild 16**) noch Beeinträchtigungen der Bauphysik.