

Wärmerückgewinnung mit Wärmepumpen im Schwimmbad

Betriebskostenminimierung durch effiziente Klimatisierung

Dr.-Ing. Jürgen Röben

Die Klimatisierung von Schwimmhallen kann auf verschiedenste Arten erfolgen. Die einfachste aber auch zugleich die unsinnigste Art ist die Be- und Entlüftung ohne Energierückgewinnung. In der heutigen Zeit wird schon allein aus wirtschaftlichen Gründen auf ein System zur Energierückgewinnung nicht mehr verzichtet. Eigentlich kann man sagen, dass sowohl bei Neubauten als auch bei der Sanierung von Hallenbädern die Wärmerückgewinnung aus der Abluft heutzutage Standard ist.

Extreme Bedingungen

In einem Hallenbad findet man hinsichtlich Temperaturen, Feuchtigkeit und Zusammensetzung der Luft sehr extreme Bedingungen, die nicht nur aus bauphysikalischen Gründen, sondern auch aus Gründen der Behaglichkeit bewältigt werden müssen. Wenn die Badegäste sich nach Ihrem Aufenthalt im Wasser in den entsprechenden Zonen des Hallenbades ausruhen, darf es natürlich nicht zu kalt oder zu feucht sein. Dem unbedeckten, mit Wasser benetzten Körper wird aufgrund der Verdunstung des Wassers ein gewisser Anteil an Wärme entzogen, so dass die Lufttemperatur entsprechend hoch sein sollte.

Die richtigen Werte für ein angenehmes Klima

Ein Hallenbad erfordert also ganz bestimmte Raumluftbedingungen, damit sich der Badegast wohl fühlt und so ungetrübt seinem Schwimmvergnügen nachgehen kann. Die Lufttemperatur im Hallenbad sollte aus Gründen der Behaglichkeit minimal 2 K über der Beckenwasser-

temperatur t_w liegen. Aus wirtschaftlichen Gründen sollte eine Temperatur von 34°C nicht überschritten werden. Die Auslegungstemperaturen

für die relative Luftfeuchtigkeit in der Schwimmhalle bei 53% und der minimale bei 42%. Diese Werte dürfen allerdings im Sommer über-

Raumart	Raumlufttemperatur min.	[$t_R = f(t_w)$] in °C t_R	
			max.
Eingangsbereich, Nebenräume und Treppenhäuser		18	22
Umkleieräume		24	28
Sanitäts-, Schwimmmeister- und Personalräume		22	26
Duschräume mit zugeordneten Sanitärbereichen		27	31
Schwimmhalle		30	34

Abb.1 Richtwerte für Lufttemperaturen im Schwimmbad nach VDI 2089

für die Schwimmhalle und ihre Nebenräume sind in der Abb.1 wiedergegeben. Während zu niedrige Werte bei der Lufttemperatur vom Menschen als unbehaglich empfunden werden, verursachen zu hohe Werte bei der Luftfeuchtigkeit ein so genanntes Schwüleempfinden. Nach **VDI 2089** liegt die Schwülegrenze für den unbedeckten Menschen bei einem Wassergehalt von:

$x = 14,3 \text{ g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$. Bei einem Luftdruck von 1000 mbar liegt der maximale Wert

schrritten werden, wenn der Wassergehalt der Außenluft $x \geq 9 \text{ g}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{tr.Luft}}$ liegt.

Damit es in der Schwimmhalle nicht zu Schäden an Metall- und Holzbauteilen kommt, sollte die relative Luftfeuchtigkeit in einem Bereich von $40\% \leq \phi \leq 64\%$ liegen. Bei schlechter Baukonstruktion oder ungenügender Verglasung ist es oft erforderlich, die Raumluft bei tiefen Außentemperaturen unterhalb der Grenzwerte zu entfeuchten, woraus ein erhöhter Energieaufwand resultiert.

Auslegungsdaten

Als Bemessungsgrundlage für die Bestimmung des maximalen Außenluftstromes im Sommer werden die Werte in Abb.2 herangezogen. Die weiteren erforderlichen Daten für eine Berechnung können dem h,x-Diagramm entnommen werden.

Die Grundlage für die Auslegung einer Lüftungsanlage in der Schwimmhalle stellt die Verdunstung des Wassers von der Beckenwasserfläche dar. Durch die Vielzahl der Wasserattraktionen wie Wasserrutschen, Sprudelbecken, Wasserkanonen etc. wird die verdunstende Wassermenge erheblich vergrößert. Nachfolgend sind die Berechnungsgleichungen nach **VDI 2089 Blatt 1** aufgeführt, die für die Ermittlung des zur Entfeuchtung erforderlichen

x	p_D	
	[g/kg]	[mbar]
Raumluft	14,3	22,7
Außenluft	9	14,4

Abb.2 Auslegungsdaten nach VDI 2089

derlichen Luftmassenstromes \dot{m}_L herangezogen werden.

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_W}{x_L - x_{ZL}} \text{ in [kg/h]}$$

x_{ZL} ...Wassergehalt der Zuluft

Die verdunstete Wassermenge \dot{m}_W lässt sich aus der Verdunstungsbeziehung nach Dalton bestimmen.

$$\dot{m}_W = \varepsilon \cdot A_B \cdot (p_S - p_D) \text{ in [g/h]}$$

A_B ...Beckenwasseroberfläche

p_S ...Dampfdruck bei t_W

p_D ...Wasserdampfpartialdruck

Bei dem empirischen Gesamtverdunstungsbeiwert ε handelt es sich um Erfahrungswerte für die verschiedenen Nutzungsverhältnisse des Schwimmbeckens.

Neben der verdunstenden Wassermenge ist die Geruchs- und Schadstoffkonzentration bei der Bestimmung des erforderlichen Außenluftstromes entscheidend. Bei erhöhtem spezifischen Gasgehalt ist die zulässige Schadgaskonzentration mit Hilfe der MAK-Werte zu überprüfen. Zu erhöhten Werten kommt es in der Regel nur in Thermal- und Mineralbädern, so dass die Berechnung des Außenluftvolumenstromes nach folgender Gleichung für ein klassisches Schwimmbad eine untergeordnete Rolle spielt:

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{C}}{C_{MAK} - C_{FL}} \text{ in [m}^3/\text{h]}$$

C_{MAK} ...Schadgasanfall

C_{MAK} ...MAK-Wert

C_{FL} ...Schadgaskonzentration in der Außenluft

Energieaufwand im Schwimmbad

Von allen Gebäuden weist das Hallenbad die bei weitem höchste Energiedichte auf. Nicht nur, weil hier große Energiemengen zur Erzeugung von warmen Wasser

benötigt werden, sondern auch wegen des – gegenüber Wohngebäuden – erhöhten Raumtemperaturniveaus.

Wegen der gewünschten hohen Raumtemperatur muss ein Hallenbad nahezu das

Hallenbades aufgebracht werden. 21% verbraucht die Warmwasseraufbereitung, 17% gehen bei der Umwandlung der Primärenergie in Wärme, also bei der Verbrennung im Kessel, verloren und

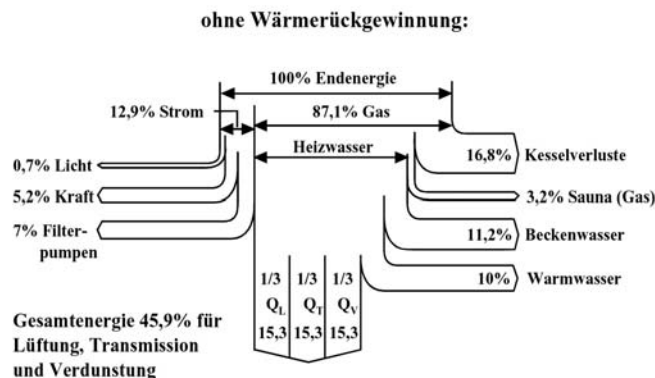


Abb.3 Durchschnittliche Energiebilanz eines Hallenbades mit Sauna ohne Wärmerückgewinnung

ganze Jahr über beheizt werden. Diese hohe Energiedichte prädestiniert nun das Hallenbad dafür, es im Hinblick auf seine Energieeinsparungspotentiale zu untersuchen. Betrachten wir hierzu zunächst die durchschnittliche Energiebilanz eines Hallenbades ohne Wärmerückgewinnung (Abb.3).

Zunächst stellen wir fest, dass ca. 87% des Gesamtenergieaufwandes zur Erzeugung von Wärme und ca. 13% für Kraft (Strom) aufgewendet werden. Sicherlich lassen sich Einsparungen im Bereich „Strom“ durch Optimierung der Betriebszeiten einzelner Aggregate und darüber hinaus durch den Einsatz von Aggregaten (z. B. Pumpen) mit höheren Wirkungsgraden erzielen. Das erreichbare Einsparungspotential wird jedoch angesichts des Anteils des Energieaufwandes klein bleiben. Konzentrieren wir uns also auf den Bereich der „Wärme“. 46% des Gesamtenergieaufwandes müssen für die Beheizung und Lüftung des

lediglich 3% gehen auf das Konto der Sauna.

Wegen seiner dominierenden Größe verdient nun der Bereich der Beheizung und Lüftung eine nähere Betrachtung. Jeweils etwa ein Drittel dieses Bereichs entfällt auf den:

- ▶ Transmissionswärmebedarf (Wärmeverlust durch die Gebäudehülle)
- ▶ Lüftungswärmebedarf (Wärmebedarf zur Lufterneuerung)
- ▶ Verdunstungswärmebedarf (Wärmeinhalt der auf der Beckenoberfläche verdunstenden Wassermenge)

Rekuperativer Energieübertrager

Der rekuperative Plattenwärmeübertrager ist in der Regel als Kreuzströmer ausgeführt. Das bedeutet, dass der Abluftvolumenstrom das Außenluftvolumen im Wärmeübertrager kreuzt. Die beiden Volumenströme sind dabei durch die Übertragungsfläche stofflich voneinander getrennt, so dass es zu keiner

Vermischung und keiner Feuchteübertragung kommen kann. Durch eine Reihenschaltung von zwei Rekuperatoren, wie in Abb.4 schematisch dargestellt, sind Temperaturwirkungsgrade von über 80% erzielbar.

Da in den Schwimmhallen keine Rückfeuchte erwünscht ist, wird hier der Plattenwärmeübertrager zur Energieübertragung im Lüftungsgerät bevorzugt eingesetzt.

Rekuperative Wärmerückgewinnung aus der Schwimmhallenabluft

Eine Energieeinsparungsmaßnahme, die bei vielen Neubauten und Renovierungen von Hallenbädern Eingang gefunden hat, ist die Wärmerückgewinnung aus der verbrauchten Abluft der Schwimmhalle zur Vorwärmung der kalten Außenluft. Die hierbei eingesetzten rekuperativen Wärmerückgewinnungssysteme (Kreuzstromplattenwärmeübertrager, Wär-

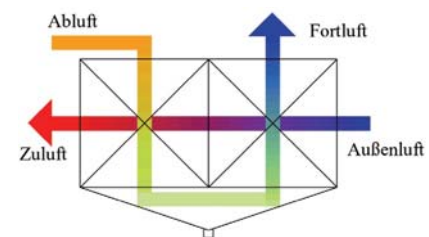


Abb.4

Rekuperativer Wärmeübertrager

merrohr, Kreislaufverbundsystem) haben handelsüblicherweise eine Rückwärmezahl von ca. 50%.

Ein 50%iger Wärmerückgewinn ist natürlich noch nicht als besonders hoch einzustufen, aber bereits durch die Hintereinanderschaltung von zwei Plattenwärmeübertragern ließe sich eine Erhöhung des Wärmerückgewinns auf ca. 70 - 80% erreichen. Abb.5 zeigt die mit der reku-



Anmeldung zum Praxis-Seminar „Klima-Messtechnik“

Testo-Akademie, Testo-Str. 1,
79853 Lenzkirch

Ausgefüllt per Fax bitte senden an:

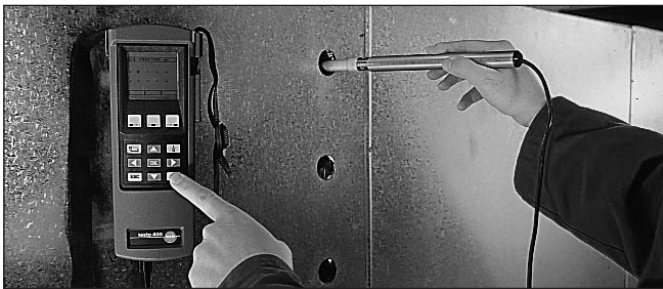


(0 76 53) 681-400



(0 76 53) 681-337 Cornelia Epting, Akademie-Sekretariat

(0 76 53) 681-115 Detlef Higgleke, Akademieleiter



Absender(in)

Firma

Abteilung

Vorname und Name

Straße und Nr.

PLZ und Ort

Telefon mit Vorwahl

Fax

Datum und Unterschrift

Inhalt

Allgemeine Grundlagen zur Durchführung von Messungen:

- Messgrößen bei Raumluft-Technischen Anlagen und Dokumentation nach VDI 2080, DIN 1946, Teil 2; künftig europaweite EN 12599.

Temperatur-Messung:

- Messen der Lufttemperatur und Oberflächen-Temperatur.

Feuchte-Messung:

- Messen der relativen Feuchte in Räumen und Kanälen

Luftströmungs-Messung:

- Messstellenplanung

- Luftstrom-Messung in Kanälen
- Messfehler beim Messen der Strömung
- Messungen mit Flügelrad-Anemometern
- Umgang mit Staurohren
- Luftstrom-Messungen an Luftdurchlässen
- Messen an saugenden Öffnungen.

Druck-Messung

CO₂-Messung im Rahmen der Raumklima-Beurteilung.

Kurze Vorstellung von testo 400, dem weltweit ersten Klima-

Referenz-Messgerät, mit dessen RLT-Modul die Anwender sofort an Ort und Stelle die Funktionsfähigkeit einer raumlufttechnischen Anlage ohne umfangreiche Zusatzberechnungen beurteilen können.

Die **Fehlerberechnung** erfolgt automatisch: Minimal-, Maximal- und Mittelwerte, Standardabweichungen, Unsicherheit Profil/Messort, Gesamtunsicherheit.

Referent: Detlef Higgleke, Testo AG.
Dozent bei TÜV; Mitgl. DFLW.

Teilnehmer(innen)

Vorname und Name:

1

2

3

Die Seminare finden statt ab einer Mindestteilnehmerzahl von 10 Personen.

Veranstaltungsorte und Termine

Lenzkirch

○ Di, **24.9.2002 (Theorie)**

○ Mi, **25.9.2002 (Praxis-Workshop mit Messungen von Temperatur, Feuchte und Luftströmung)**

Voraussetzung ist die vorherige Teilnahme am Theorie-Seminar in Lenzkirch oder in Kundencentern. Seminartermine auch einzeln buchbar.

○ **Berlin**, 9.30-16.30 Uhr
Dienstag, **22.10.2002**

○ **Leipzig**, 9.30-16.30 Uhr
Mittwoch, **23.10.2002**

○ **Reutlingen**, 9.30-16.30 Uhr
Dienstag, **5.11.2002**

○ **Nürnberg**, 9.30-16.30 Uhr
Mittwoch, **6.11.2002**

○ **Hamburg**, 9.30-16.30 Uhr
Dienstag, **26.11.2002**

○ **Velbert**, 9.30-16.30 Uhr
Mittwoch, **27.11.2002**

○ **Bad Camberg**, 9.30-16.30 h
Donnerstag, **28.11.2002**



98 % der Teilnehmer an Praxis-Seminaren von Testo geben an, dass sie es uneingeschränkt weiterempfehlen können.

Preis

Preis pro Teilnehmer:

1-Tages-Seminar 260,- EURO zzgl. MwSt.
2-Tages-Seminar 450,- EURO zzgl. MwSt.

Darin enthalten sind:

- die Veranstaltungsgebühr
- Vortragsunterlagen
- Tagungsgetränke
- Mittagessen mit 1 Getränk
- Schulungsnachweis.

Anmeldeschluss:

3 Arbeitstage vor Seminarbeginn.

Stornogebühr:

ab 4 Arbeitstage vor Seminarbeginn
75,- EURO zzgl. MwSt.

Senden Sie mir kostenlos diese Infos

- Praxis-Seminar „Feuchte in Gebäuden“. Ursachen, Messverfahren, Messfehler, Raumklima, Behaglichkeit, Lüftungsverhalten, Konfliktlösungen.
- Praxis-Seminar „Heizungs-Messtechnik“. Rauchgas, BImSchV und BImSchG, Gasfeuerungsanlagen, Feuerstätten, Brennstoff-Zusammensetzung.
- Katalog „Mobile Messgeräte für Heizung, Klima, Lüftung“ enthält elektronische Messgeräte für die Bereiche: gesundes Raumklima für Menschen, optimale Rahmenbedingungen zur Produktion und Lagerung sensibler Produkte sowie Sicherheit und Umweltschutz rund um Heizungsanlagen.
- „Kalibrierungen in akkreditierten Labors“ und Kalibrierungen vor Ort.

perativen Wärmerückgewinnung aus der Abluft erreichbare Energieeinsparung im Verhältnis zum Gesamtenergieaufwand des Hallenbades. Zur direkten Energieeinsparung in Höhe von 11,5% des Gesamtenergieaufwandes infolge des Wärmerückgewinns konnte noch – durch die damit gleichfalls verbundene Verringerung der zu erzeugenden Restwärme – eine indirekte Verminderung der Kesselverluste erzielt werden. Die Gesamtenergieeinsparung der rekuperativen Wärmerückgewinnung aus der Abluft beläuft sich somit auf 14,3% des Gesamtenergieverbrauchs. Dabei ist zu beachten, dass sich die Rückwärmzahl (Wirkungsgrad) eines rekuperativen oder regenerativen (ohne Stoffaustausch) Wärmeübertragers nur auf die trockene Aufheizung der Außenluft bezieht. Betrachtet man den Wärmeinhalt der Fortluft, die im Jahresmittel aus etwa gleichen Teilen sensibler und latenter Wärme besteht, dann stellt man fest, dass nur ein relativ kleiner Anteil der nutzbaren Wärme zurückgewonnen wird.

Rekuperativer Energieübertrager und Wärmepumpe

Häufig findet man eine Kombination aus Plattenwärmeübertrager und mechanischer Wärmepumpe in einem Gerät, wie in Abb.6 skizziert. Im Badebetrieb wird die zu entfeuchtende Schwimmbadabluft zunächst im Kreuzgegenstrom durch den Doppelplattenwärmeübertrager geführt. Im nachgeschalteten Direktverdampfer wird die Luft soweit abgekühlt, dass ein großer Teil der in der Luft gebundenen Feuchte als

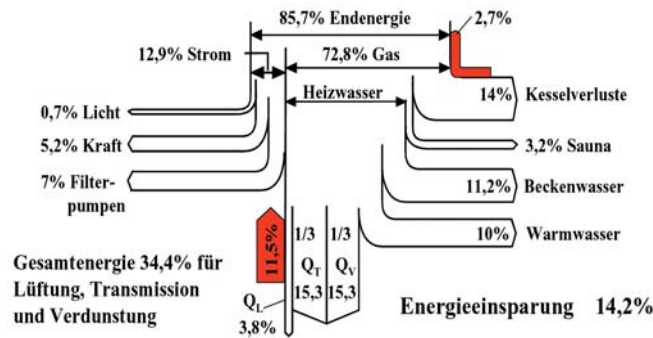


Abb.5 Durchschnittliche Energiebilanz eines Hallenbades und Sauna mit rekuperativer Wärmerückgewinnung (= f 75%) aus der Schwimmhallenabluft

Kondensat ausgeschieden wird. Ein Teil der abgekühlten und entfeuchteten Luft wird mit einem Teil Außenluft im Gegenstrom wieder durch den Doppelplattenwärmeübertrager geleitet und so durch die Schwimmhallenabluft vorgewärmt. Im Kondensator der Wärmepumpe wird mit der im Entfeuchtungsprozess entzogenen Wärme die Luft aufgeheizt und als Zuluft in die Schwimmhalle geleitet. Die vom Verdichter aufgenommene elektrische Energie kommt dabei der Zuluft voll als Wärmegewinn zugute.

Entfeuchtung und Wärmerückgewinnung mittels Wärmepumpe

Der Rückgewinn der in der Abluft enthaltenen, latenten Wärme des Wasserdampfes ist durch die Abkühlung der Abluft unter ihren Taupunkt, die Kondensation des Wasserdampfes und die Wiederaufheizung der Luft mit ihrer

eigenen, beim Abkühlen entzogenen Wärme möglich. Die Entfeuchtung und Wärmerückgewinnung mittels Wärmepumpenprinzips erfolgt somit im Wesentlichen im Umluftbetrieb, lediglich

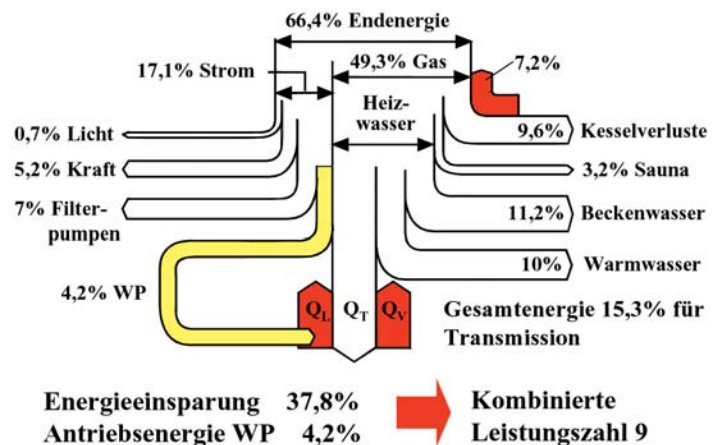


Abb.7 Durchschnittliche Energiebilanz eines Hallenbades mit Sauna mit Wärmepumpen-Rekuperator-Klimagerät

während des Badebetriebs ist die Zuführung und damit die Erwärmung einer aus hygienischen Gründen notwendigen Außenluftmenge erforderlich. Man mag der Wärmepumpe

im Allgemeinen – wirtschaftlich gesehen – durchaus kritisch gegenüberstehen, in dem hier dargestellten Anwendungsfall liegen für sie jedoch so günstige Temperaturverhältnisse vor, dass schon ein reines Wärmepumpensystem bei der Entfeuchtung und Wärmerückgewinnung aus der Schwimmhallenabluft Leistungszahlen von 4 bis 5 erreicht. Noch günstigere Leistungszahlen erzielen kombinierte Systeme aus rekuperativer Wärmerückgewinnung und Wärmepumpe. Abb.7 zeigt nun die Energiebilanz des Hallenbades bei Einsatz eines Wärmepumpen-Rekuperator-Klimagerätes. Die Wärmepumpe benö-

tigt allerdings Antriebsenergie, was in der Energiebilanz als Erhöhung des elektrischen Energieaufwandes in Erscheinung tritt. Diese Antriebsenergie geht aber nicht verloren, sondern wird in Wärme umgewandelt, die in der Beheizung des Hallenbades Verwendung findet. Bei Einsatz eines Wärmepumpen-Rekuperator-Klimagerätes zur Entfeuchtung des Hallenbades sowie der Wärmerückgewinnung aus Abluft steht nunmehr einer Gesamtenergieeinsparung von

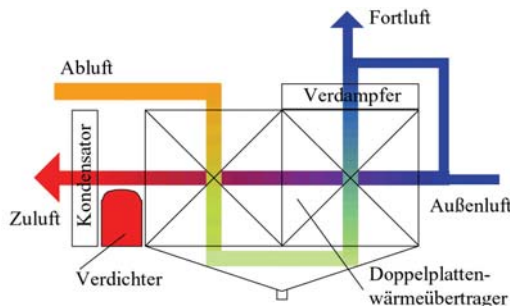


Abb.6 Rekuperativer Wärmeübertrager mit Wärmepumpe

37,8% eine Erhöhung des elektrischen Energieaufwandes von 4,2% gegenüber, was eine „kombinierte“ Leistungszahl von 9 bedeutet.

Lüftungsanlagen

Damit die Badegäste ungetrüb ihrem Badespaß nachgehen können, müssen die Lüftungsanlagen die verschiedensten Aufgaben erfüllen. In der Schwimmhalle muss die vorgegebene relative Feuchte unter Berücksichtigung der Wasserattraktionen jederzeit eingehalten werden. Die Lüftungsanlagen, die im Bereich von Hallenbädern eingesetzt werden können, unterscheiden sich in der Regel durch die Komponente zur Energieübertragung und deren Zusammenspiel.

Betriebszustände

In Abb.9 sind die verschiedenen Betriebszustände des in Abb.8 dargestellten Klimagerätes, die über ein gesamtes Jahr in einer Schwimmhalle auftreten können, skizziert. Nachfolgend werden diese möglichen

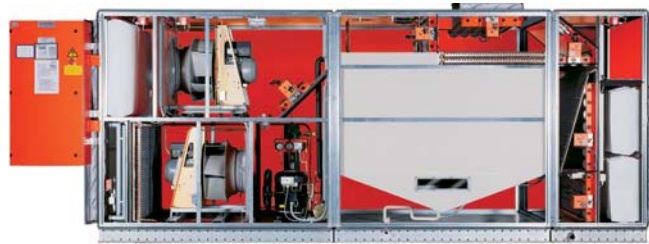


Abb.8 Kompaktes Klimagerät zur Schwimmhallenklimatisierung

Zustände kurz erläutert:

A: Aufheizen der Luft im Winter durch das Pumpen-Warmwasser-Heizregister (PWW).

B: Entfeuchtung eines definierten Teilstromes der Schwimmhallenluft durch Abkühlung im Verdampfer der Wärmepumpe. Durch den vorgeschalteten Plattenwärmeübertrager wird die Entfeuchtungsleistung erheblich vergrößert. Die entfeuchtete Schwimmhallenluft wird im Doppelplattenwärmeübertrager vorgewärmt und zusammen mit der unbehandelten Umluft durch die im Entfeuchtungsprozess gewonnene Wärme im Kondensator aufgeheizt.

C: Im Badebetrieb wird der Umluft ständig eine aus hygienischen Gründen notwendige Außenluftmenge

beigemischt. Die kalte Außenluft erhöht den Vorkühlereffekt im Plattenwärmeübertrager und vergrößert dadurch die Entfeuchtungsleistung des Gerätes.

D: Entfeuchtung bei mittleren Außenlufttemperaturen durch Fortluft-Außenluft-Betrieb, je nach Wärmebedarf mit oder ohne Wärmepumpe. Die Wärmerückgewinnung aus der sensiblen und latenten Wärme der Schwimmhallenabluft erfolgt im Doppelplattenwärmeübertrager.

E: Entfeuchtung bei höheren Außenlufttemperaturen durch vollen Fortluft-Außenluft-Betrieb, in der Regel ohne Wärmepumpe. Die geregelte Wärmerückgewinnung aus der sensiblen und latenten Wärme der Schwimmhallenabluft erfolgt bei diesem Betriebszustand

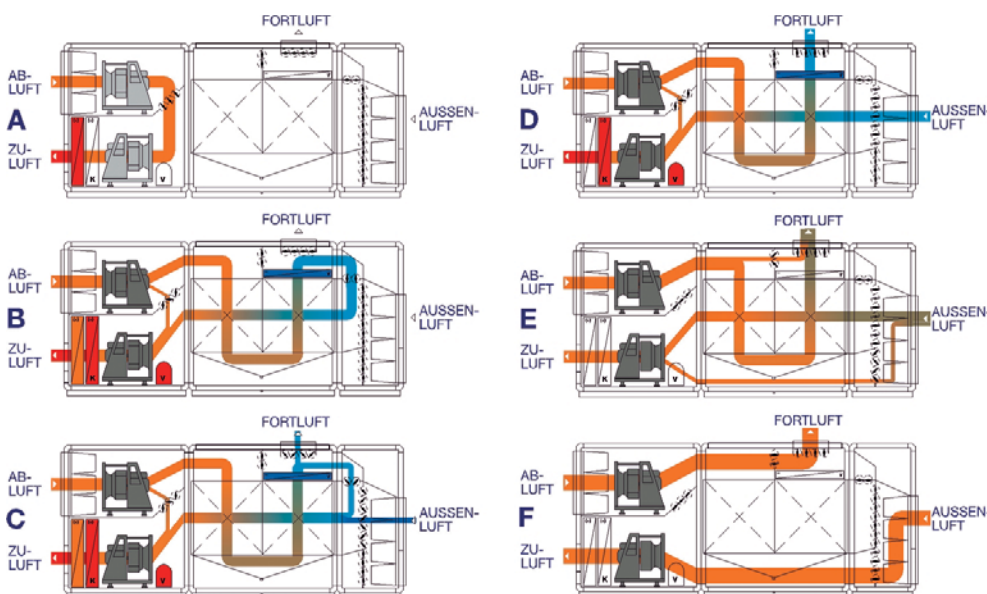


Abb.9 Verschiedene Betriebszustände eines Klimagerätes zur Schwimmbadklimatisierung

ebenfalls im Doppelplattenwärmeübertrager.

F: Im Sommerbetrieb oder bei Übertemperatur wird die Luftmenge durch die Bypass-Schaltung erhöht und der Plattenwärmeübertrager so umgangen.

Sämtliche unter A bis F beschriebenen Zustände lassen sich nur mit dem Ventilatorensystem **solVent** energetisch sinnvoll realisieren.

Das Ventilatorensystem besteht aus einem „freilaufenden Ventilatorrad“, einem optimierten Normmotor, einem Frequenzumformer, einer MENERGA DDC-Regelung und einem Schwingungssensor.

Zusammenfassung

Die hohen Anforderungen bezüglich der Raumlufttemperatur und Raumluftfeuchte in einem Hallenbad stellen höchste Ansprüche an die Klimatechnik. Sicherlich kann man mit den einfachsten technischen Mitteln ein einigermaßen angenehmes Raumklima schaffen, erkaufte sich dies aber mit einem, in der heutigen Zeit unverantwortlich hohen, energetischen Aufwand. Das vernünftige Zusammenspiel der verschiedensten Komponenten ist sowohl hinsichtlich der Behaglichkeitsanforderungen als auch der rationalen Energieverwendung besonders wichtig. In der Schwimmbadklimatisierung haben sich deshalb so genannte „steckerfertige Klimageräte“ bewährt, da hier sämtliche Bauteile und auch die komplette Regelung integriert sind.

Autor: Dr.-Ing. Jürgen Röben,
Marketingleiter, MENERGA
Apparatebau, Mühlheim a. d. Ruhr

Die Welt ist keine Scheibe - Ihre Anzeigen auch nicht [...]



innovatools

Werkzeuge für den Erfolg

Fach.**Journal**

Fachzeitschrift für Erneuerbare Energien & Technische Gebäudeausrüstung

[Hier mehr erfahren](#)



innovapress

*Innovationen publik machen
schnell, gezielt und weltweit*

Filmproduktion | Film & Platzierung | Interaktive Anzeige | Flankierende PR | Microsites/Landingpages | SEO/SEM | Flashbühne