

Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung zur Einhaltung der Feuchtekonstanz für museale Sammlungen - der Sommerfall

Helmut E. Feustel, Berlin

1. Zusammenfassung

Museale Sammlungen verlangen nach einer Temperatur- und Feuchtekonstanz, die hohe Anforderungen an die Anlagen- und Regelungstechnik stellt und deren Aufrechterhaltung energetisch sehr aufwendig ist. Auch wegen der gestiegenen Energiepreise werden deshalb häufig selbst für Anlagen, die sehr wohl in der Lage sind, höchste Temperatur- und Feuchteanforderungen zu erfüllen, Abstriche an die Fahrweise der Anlagen gemacht. Im Sommer werden dann höhere Temperaturen und höhere Feuchtwerte zugelassen und im Winter verlagert man den Sollwert in Bereiche niedrigerer Raumlufttemperaturen bei geringerer relativer Feuchte. Der jeweilige Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung für die Einhaltung eines vorgegebenen Raumluftzustandes in Abhängigkeit der Anlagentechnik wird an einem Beispiel für den Sommerfall dargestellt.

2. Anforderungen an den Raumluftzustand

2.1. Einführung

Sammlungsgut unterliegt den Einflüssen seiner Umwelt; dies gilt sowohl für chemische und biologische Vorgänge als auch für die thermischen Zustandsänderungen der sie umgebenden Atmosphäre. Fitzner und Hilbert (2002) zeigen, dass besonders thermische Zustandsänderungen den Erhaltungszustand von musealem Sammlungsgut beeinträchtigen können, insbesondere dann, wenn es sich hierbei um organische Substanzen handelt. Um diese Beeinträchtigung so gering als möglich zu halten, werden Kunstwerke möglichst uniformen Raumluftzuständen in bezug auf Temperatur und relativer Feuchte ausgesetzt, wozu besonders bei Museumsneubauten Raumlufttechnische Anlagen (RLT-Anlagen) eingesetzt werden.

Diese RLT-Anlagen werden anlagentechnisch so ausgerüstet, dass alle vier thermodynamischen Luftbehandlungen damit durchgeführt werden können: Erwärmen, Kühlen, Be- und Entfeuchten. Nur so ist es möglich, die das Sammlungsgut umgebende Raumluft gerade so zu konditionieren, dass Raumlufttemperatur und relative Feuchte möglichst konstant gehalten werden, obgleich im Raum durchaus wechselnde thermische Lasten und Stofflasten vorhanden sein können und für die sich im Raum befindlichen Personen ein aus hygienischen Gründen notwendiger Außenluftaustausch eingehalten werden

mus. Auf die thermischen Lasten und die physiologischen Anforderungen wird hier auf Rietschel (1994) verwiesen.

Aus Kostengründen werden die Raumlufttemperatur und die relative Feuchte über das Jahr häufig nach einem Sollwertprogramm gefahren, das im Sommer höhere Werte für die Raumlufttemperatur und auch höhere Werte für die relative Feuchte vorsieht. Durch diese gleitende Fahrweise wird den jahreszeitlich bedingten Kühl- und Feuchtelasten Rechnung getragen. Fitzner und Hilbert (2002) stellen ein solches Jahres-Sollwertprogramm von Stalow aus dem Jahre 1988 vor. Die langsame Veränderung von Temperatur und Feuchte bedeutet dabei nur eine geringe Beanspruchung an das Sammlungsgut. Die Autoren beschreiben noch ein weiteres Jahres-Sollwertprogramm für ein konservatorisch angemessenes Raumklima in Ausstellungen mit gemischtem Sammlungsgut für europäisches Festlandklima, das in **Abbildung 1** dargestellt ist. Diese Jahrgänge der Sollwerte für Temperatur und relative Feuchte berücksichtigen physiologische, bauphysikalische und energiewirtschaftliche Gesichtspunkte. Im Falle kurzzeitiger Änderungen sei anzumerken, dass nur solche Abweichungen vom Sollbereich, deren Dauer unter einer Stunde liegen, keine wesentliche Beeinträchtigung des Erhaltungszustandes darstellen (Michalski 1993).

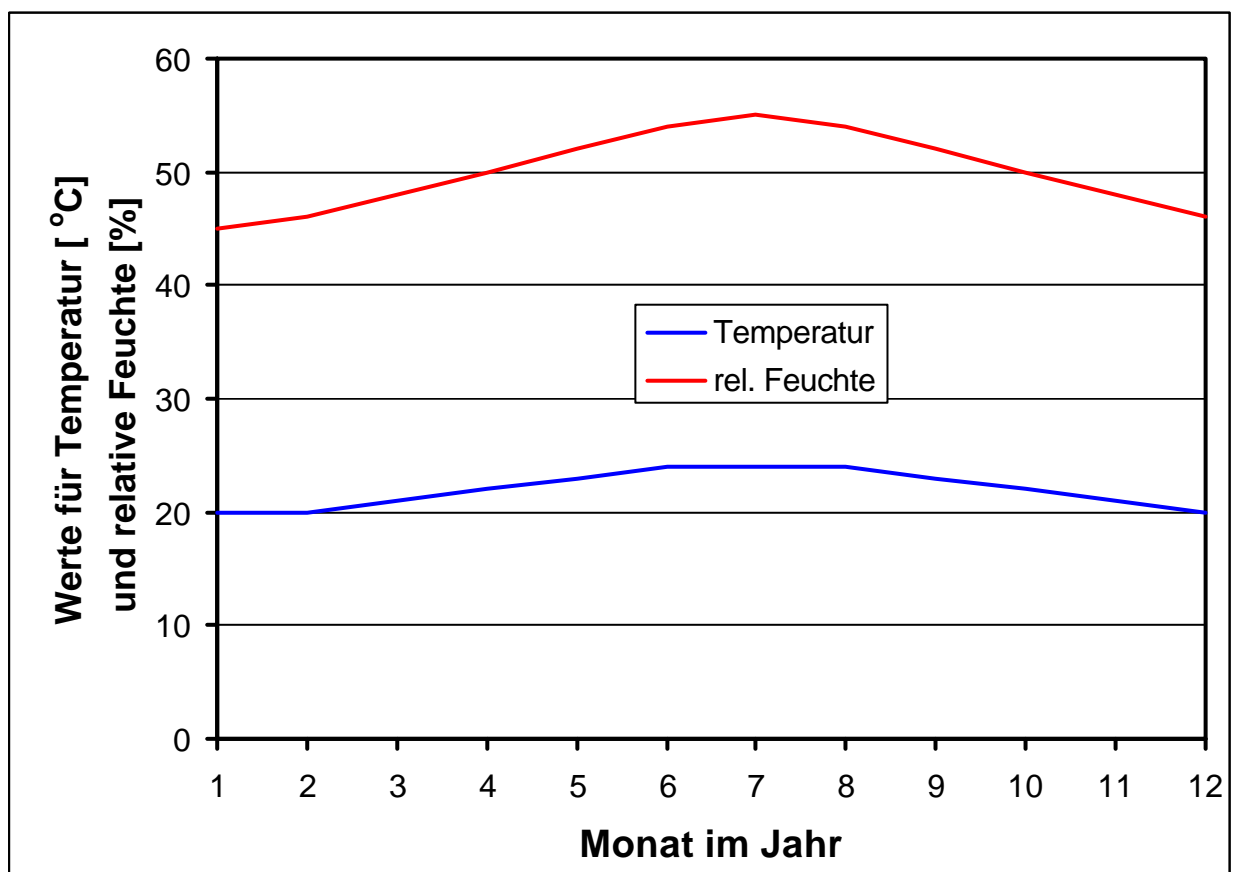


Abbildung 1: Jahres-Sollwertprogramm für Ausstellungsräume mit gemischtem Sammlungsgut für europäisches Festlandklima (Hilbert 2000)

Burmester (2000) zeigt, wie sich die Anforderungen an die empfohlenen Werte der Temperatur und der relativen Feuchte über die letzten 100 Jahre verändert haben.

Insbesondere die Maximalwerte der Temperatur haben sich deutlich erhöht, während sich bei der relativen Feuchte ein Trend zu geringeren Bandbreiten für die Abweichungen vom Sollwert bis auf $\pm 2\%$ eingestellt hat.

Allerdings führen diese hohen Anforderungen an die Raumklimakonstanz zu unerwünschten Auswirkungen auf den Baukörper. *„Um die aus konservatorischen Beweggründen geforderten relativen Feuchten halten zu können, ist eine deutliche Erhöhung der absoluten Feuchte unumgänglich. Kurz, wir pumpen unsere Häuser mit Wasser voll, was vielfache Folgen hat“* (Burmester 2000).

Aber auch die Architektur verletzt vielfach elementare bauphysikalische Erkenntnisse. Glasfassaden ohne außenliegenden Sonnenschutz oder fehlende Klimaschleusen im Zugangsbereich erlauben eine Abkopplung des Innen- vom Außenklima nur durch erheblichen technischen Aufwand und können im Extremfall sogar dazu führen, dass ein Haus nicht für die Beherbergung musealer Sammlungen geeignet ist (Stahl 2005).

2.2. Gründe für die Konstanz der Raumluftzustände

Oberstes Gebot für museale Sammlungen stellt die Volumenkonstanz der Ausstellungsstücke dar. Volumenänderungen erfolgen unter anderem durch Sorptions- und Desorptionsvorgänge insbesondere von Wasserdampf. Deshalb soll das Sammlungsgut im Wasserdampfgleichgewicht mit seiner Umgebung gehalten werden; d. h., bestimmte Werte der relativen Feuchte und der Temperatur der Raumluft entsprechen bestimmten Werten der Materialfeuchte (Fitzner und Hilbert 2002). Die Materialfeuchte nimmt bei konstanter Temperatur mit steigender relativer Feuchte zu. Bei organischem Material ist diese Materialdehnung proportional der relativen Feuchte der Umgebungsluft, wobei sich bei vielen Stoffen bei wechselnder Feuchte, also bei abwechselnder Quellung und Schrumpfung, eine Hysterese einstellt; d.h., die Dehnung bildet sich nicht völlig zurück. Da die Verformung einer der Ursprünge für die Zerstörung von Kunstwerken darstellt, muss eine Volumenänderung über den elastischen Bereich des Werkstoffs hinaus unbedingt vermieden werden. Sobald die Verformung den elastischen Bereich des Werkstoffes verlässt, stellen sich Schäden am Objekt ein.

2.3. Planungsgrundlagen

Um den Erhaltungszustand musealen Sammlungsguts nicht zu beeinträchtigen, werden Ausstellungsräume, aber auch Magazine, Depots, Werkstätten, usw. bei Museumsneubauten bzw. Museumserweiterungen häufig klimatisiert. Raumlufttemperaturen sollen in Ausstellungsräumen zwischen 18 und 25°C liegen, wobei im Idealfall von einer homogenen Temperaturverteilung im Raum ausgegangen wird. Die Gefährdung des Zustandes infolge ungewollter Temperaturabweichungen vom Sollwert kann nach Fitzner und Hilbert (2002) wie folgt beurteilt werden:

- Die Gefährdung nimmt mit der Amplitude der Abweichung vom Sollwert zu.
- Die Gefährdung ist gering bei sehr geringen Änderungsgeschwindigkeiten (z. B. Jahres-Sollwertprogramm).
- Die Gefährdung ist gering bei sehr hohen Frequenzen, da die Temperatur der Randschicht weitestgehend konstant bleibt.

Bezüglich der relativen Feuchte der Raumluft ist ein Sicherheitsbereich definiert, der zwischen 35 und 65% liegt. Materialspezifisch können die zulässigen

Feuchtwerte aber davon abweichen. Interessanter als die Sollwerte ist aber auch hier die Geschwindigkeit der Feuchteänderung, sowie deren Frequenz und Amplitude. Die Anforderungen an die Feuchtekonstanz sind deshalb ähnlich wie die an die Temperaturkonstanz der Raumluft.

3. Anlagentechnik

3.1. Hydraulische Schaltung des Luftkühlers und Entfeuchters

Die Kühlung und Entfeuchtung der Luft erfolgt mittels Luftkühler. Deren Leistungsregelung wird in der RLT-Anlagentechnik entweder durch Temperaturregelung (beimischgeregelter Luftkühler) oder durch Mengenregelung verwirklicht (Baumgarth et al. 2000). Dadurch ergeben sich zwei unterschiedliche hydraulische Schaltungen, die auch unterschiedliche Zustandsänderungen der Luft beim Durchströmen des Wärmeaustauschers hervorrufen. Die beiden unterschiedlichen hydraulischen Schaltungsarten sind in **Abbildung 2** dargestellt.

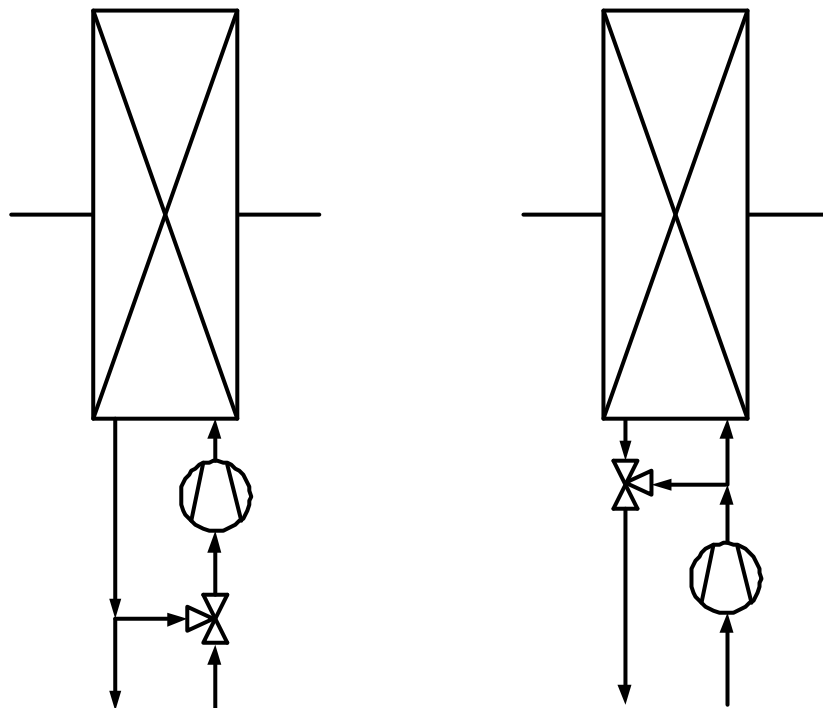


Abbildung 2: *Hydraulische Schaltungsarten eines Luftkühlers einer RLT-Anlage*

*Links: Luftkühler mit Beimischregelung
(Regelung der Vorlauftemperatur durch
Beimischung des Rücklaufs)*

*Rechts: Luftkühler mit
Mengenregelung (Konstanz der
Vorlauftemperatur)*

Während im Fall der Temperaturregelung die Vorlauftemperatur des Luftkühlers durch die Mischung von Kühlmedium aus dem Kühlkreis und dem Rücklauf des Kühlers bestimmt wird (beimischgeregelter Kühler), entspricht im Falle der Mengenregelung die Vorlauftemperatur des Kühlmediums gerade der Temperatur, die seitens der Kälteanlage zur Verfügung gestellt wird (mengengeregelter Kühler). Beim beimischgeregelter Kühler bleibt, ungeachtet von der geforderten

Übertragungsrate des Wärmeaustauschers, der Kühlmassenstrom weitestgehend konstant; beim mengengeregelten Kühler dagegen wird der Wärmeaustauscher mit konstanter Vorlauftemperatur, dafür aber variablem Kühlmittelstrom, beaufschlagt.

Eine Entfeuchtung der Luft erfolgt immer dann, wenn die Oberflächentemperatur des Kühlers unterhalb der Taupunkttemperatur der feuchten Luft liegt. Da Wärmeaustauscher in RLT-Anlagen strömungstechnisch gesehen eine Mischung aus reinem Kreuzstrom und reinem Gleich- oder Gegenstrom darstellen, erfolgt die Kondensation des Wasserdampfes aus der Luft bei Unterschreitung des Taupunkts häufig nur in einem Teil des Kühlers; die Zustandsänderung des gesamten feuchten Luftmassenstroms setzt sich demzufolge aus der Kühlung eines Teilluftstromes ohne Entfeuchtung und der Kühlung des verbleibenden Luftstromes mit Entfeuchtung zusammen. Je nach Vorlauftemperatur und Massenstrom des Kühlmediums verändern sich die Verhältnisse der jeweiligen Teilluftströme.

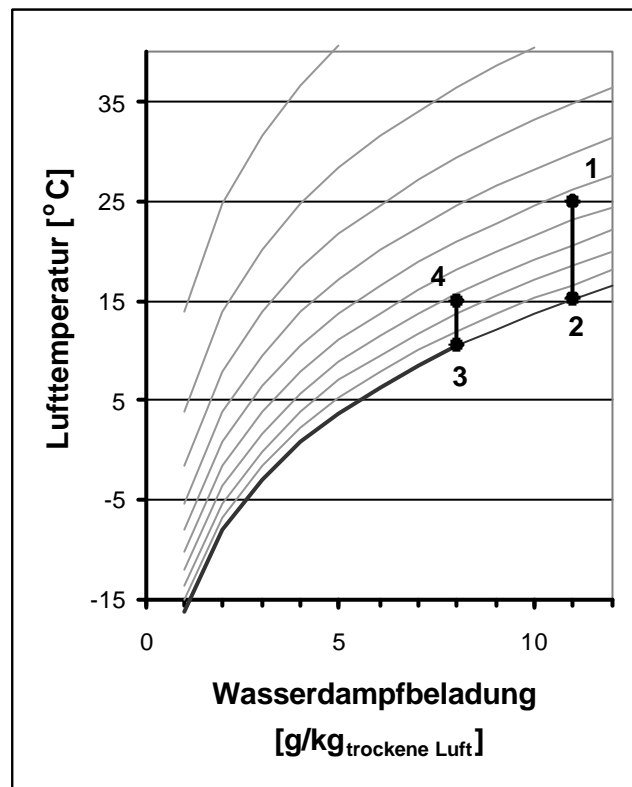


Abbildung 3: Zustandsänderung der feuchten Luft im vereinfachten h,x -Diagramm. Die Luft wird mittels beimischgeregeltem Luftkühler gekühlt und entfeuchtet (von Punkt 1 nach Punkt 3). Für die Erwärmung auf den Punkt 4 ist ein nachgeschalteter Lufterwärmer nötig

Mit einem beimischgeregelten Luftkühler kann man einen Luftstrom dann völlig ohne Entfeuchtung kühlen, wenn die Vorlauftemperatur des Kühlmediums die Taupunkttemperatur der feuchten Luft nicht unterschreitet. Nach Unterschreitung der Taupunkttemperatur setzt eine Entfeuchtung für einen Teilluftstrom ein, wie oben beschrieben. Idealisiert (im Fall eines Gegenstromwärmeaustauschers)

könnte man den Verlauf der Zustandsänderung der feuchten Luft wie in **Abbildung 3** gezeigt darstellen: bis zum Erreichen des Taupunkts der feuchten Luft erfolgt die Abkühlung auf einer Linie gleicher Wasserdampfbeladung (Linie zwischen den Punkten 1 und 2). Die weitere Abkühlung erfolgt dann entlang der Sättigungslinie (Kurve zwischen den Punkten 2 und 3). Bevor der Entfeuchtungsvorgang einsetzt, muss theoretisch der Luftmassenstrom erst bis zum Taupunkt abgekühlt werden. Im Entfeuchtungsfall muss die Luft bis zum jeweiligen Taupunkt des Zuluftzustandes abgekühlt werden, was in der Regel die Notwendigkeit zum Nacherwärmer mit sich bringt (Linie zwischen den Punkten 3 und 4). In realita stellt sich die Zustandsänderung als Kurve zwischen den Punkten 1 und 3 dar; die Abweichungen sind aber für die hier durchgeführte Untersuchung vernachlässigbar.

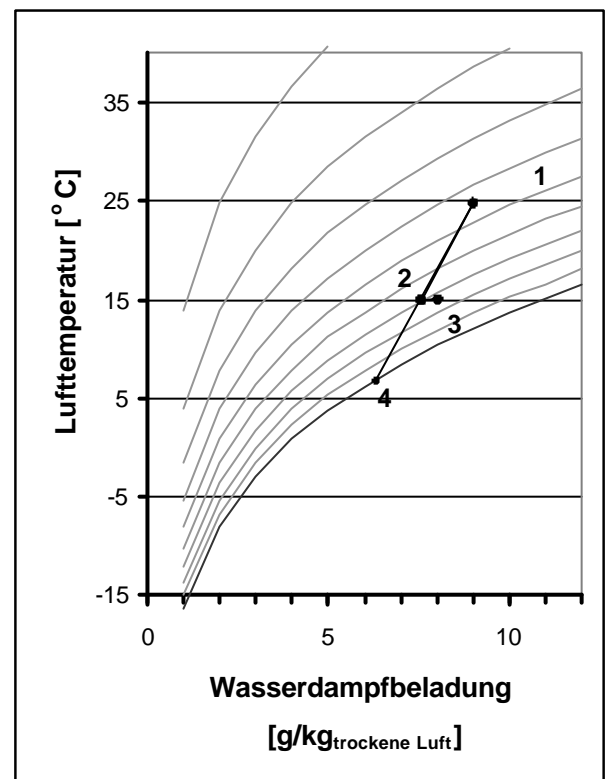
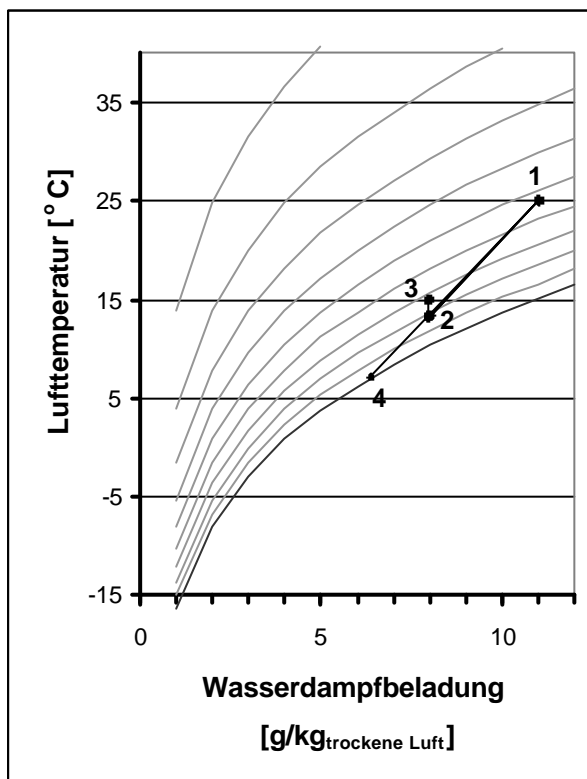


Abbildung 4: Zustandsänderung der feuchten Luft, die mittels eines mengengeregelten Luftkühlers gekühlt und entfeuchtet wird (von Punkt 1 nach Punkt 2). Die folgenden Zustandsänderungen sind möglich:

Abbildung 4a: Um die geforderte Entfeuchtungsleistung zu erzielen, wird die Luft unterkühlt. Für die Erwärmung auf den Punkt 3 ist ein nachgeschalteter Lufterwärmer notwendig

Abbildung 4b: Um die geforderte Lufttemperatur zu erzielen, wird die Luft zu stark entfeuchtet. Für die Luftbefeuchtung auf den Punkt 3 ist ein nachgeschalteter Dampfbefeuchter notwendig.

Bei einem mengengeregelten Luftkühler findet im Kühlfall bei einer Wasserdampfbeladung oberhalb eines Grenzwertes, der von der Vorlauftemperatur des Kühlmediums abhängig ist, immer eine Entfeuchtung statt,

da die Vorlauftemperatur, unabhängig von der Kühllast, als konstant angenommen werden kann. Demzufolge ist die Oberflächentemperatur des Luftkühlers am Kühlmittelintritt nahe der durch die Kältemaschine zur Verfügung gestellten Kältemittelvorlauftemperatur. In der Regel wird diese Vorlauftemperatur bei konventionellen Anlagen bei etwa 6°C liegen.

Theoretisch kann man bei dieser Schaltungsart zwischen zwei Betriebsarten unterscheiden: entweder der Grad der Entfeuchtung bestimmt die Luftaustrittstemperatur, oder die notwendige Kühlung bestimmt den Entfeuchtungsgrad. Diese beiden Fälle sind vereinfacht in **Abbildung 4** dargestellt. Der genaue Zustand am Kühleraustritt ist wesentlich von der Kühlerkonstruktion abhängig.

Abbildung 4a zeigt die Zustandsänderung für den bereits in **Abbildung 3** beschriebenen Außenluftzustand. Luft mit einer Temperatur von 25°C und einer Wasserdampfbeladung von 11 g/kg_{trockene Luft} soll auf 15°C und 8 g/kg_{trockene Luft} konditioniert werden. Bei einer Oberflächentemperatur des Luftkühlers im Bereich des Kühlwassereintritts von etwas über 6°C ergäbe sich im Falle der Regelung nach der notwendigen Entfeuchtung eine Lufttemperatur, die geringfügig unterhalb des gewünschten Zuluftpunkts von 15°C liegt. Die Luft müsste in diesem Fall im Nacherwärmer bis auf die Zulufttemperatur erwärmt werden.

Abbildung 4b zeigt den Verlauf der Zustandsänderung für den Fall gleicher Ausgangstemperatur, aber einer geringeren Wasserdampfbeladung. Bei der Abkühlung auf die gewünschte Temperatur von 15°C wird der Luft zuviel Wasserdampf entzogen, so dass die gekühlte Luft nach Verlassen des Luftkühlers befeuchtet werden muss. Obgleich die Wasserdampfbeladung der Außenluft oberhalb der gewünschten Zuluftfeuchte liegt, muss in diesem Fall die Luft nach dem Abkühlvorgang in der RLT-Anlage befeuchtet werden.

Für die Einhaltung eines gewünschten Zuluftzustands bezüglich der Temperatur und der Wasserdampfbeladung haben beide Schaltungen Vor- und Nachteile. Beim beimischgeregeltten Luftkühler muss im Entfeuchtungsfall immer tiefer gekühlt werden, als es die Kühllast erfordert. Das Betreiben des Nacherwärmers ist also notwendig, um den gewünschten Luftzustand vor dem Ventilator zu erhalten. Dafür ist eine Entfeuchtung unter den gewünschten Luftzustand beim beimischgeregeltten Luftkühler nicht zu befürchten. Im Falle des mengengeregeltten Luftkühlers kann, je nach Luftzustand, entweder eine Nacherwärmung der Luft notwendig werden, oder eine Luftbefeuchtung.

3.2. Aufbau der RLT-Anlage und Auswirkungen auf den Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung

3.2.1. Einleitung

DIN V 18599 (2005) definiert den Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung als den rechnerischen Energiebedarf in Form von Wärme, Kälte und Wärme zur Dampferzeugung, der für das Konditionieren von Luft notwendig ist, um eine thermodynamische Zustandsänderung vom Außenluftzustand zu einem vorgegebenen Zuluftzustand herbeizuführen.

RLT-Anlagen, die den Anforderungen der Einhaltung möglichst konstanter Luftzustände in Temperatur und relativer Feuchte genügen, können

unterschiedlich aufgebaut sein. Im Folgenden werden wir sechs Konfigurationen von Nur-Luft-Anlagen bezüglich des Nutzenergiebedarfs der thermischen Luftaufbereitung für die Einhaltung eines gewünschten Zuluftzustandes betrachten. Dabei wird davon ausgegangen, dass die jeweiligen Anlagen nur eine klimatische Zone konditionieren; d.h. die RLT-Anlagen verfügen über keine den Zentralgeräten nachgeschalteten thermodynamischen Behandlungen. Für die folgenden Betrachtungen wird die Raumlufttemperatur als konstant mit 23°C und die Raumluftfeuchte als konstant mit 46% angenommen. Aus dieser Kombination aus Temperatur und relativer Feuchte ergibt sich für einen barometrischen Druck von $1,0133\text{ bar}$ eine Wasserdampfbeladung von etwa $8\text{ g/kg}_{\text{trockene Luft}}$.

Wenn mit einer Nur-Luft-Anlage ein Luftstrom vom Außenluft- auf den Zuluftzustand konditioniert werden soll, so sind die in **Abbildung 5** dargestellten thermodynamischen Zustandsänderungen notwendig. Die Darstellung ergibt sich für einen konstanten Zuluftzustand mit einer Lufttemperatur von 17°C bei einer Wasserdampfbeladung von $8\text{ g/kg}_{\text{trockener Luft}}$, wobei in diesem Beispiel wegen der Erwärmung der Luft durch den Zuluftventilator nach dem Nacherwärmer eine Temperatur von 15°C erreicht werden soll.

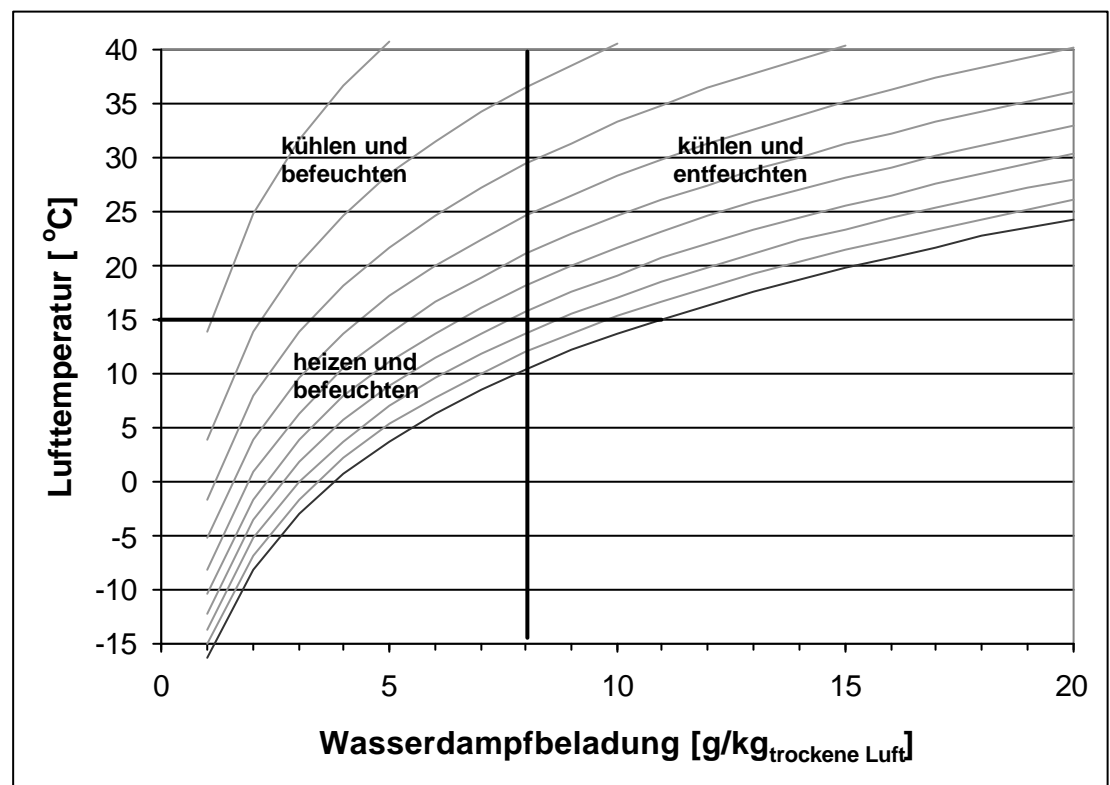


Abbildung 5: Thermodynamische Behandlungen für einen gewünschten Luftzustand von 15°C und einer Wasserdampfbeladung von $8\text{ g/kg}_{\text{trockene Luft}}$ in Abhängigkeit des Außenluftzustandes

Die gewünschte relative Feuchte im Raum wird, in Abhängigkeit der thermischen Lasten und der Stofflasten im Raum, mittels eines Befeuchters und verschiedenen Wärmeaustauschern verwirklicht. Im Sommerfall sind, je nach meteorologischen

Randbedingungen und der hydraulischen Schaltung der Kühlkreisläufe, Befeuchter, Luftkühler und Lufftwärmer zur Erlangung eines gewünschten Zuluftzustandes nötig. Am Beispiel eines mitteleuropäischen Standortes soll der Einfluss der hydraulischen Schaltung des Luftkühlers auf den Energiebedarf zur Konditionierung der Luft aufgezeigt werden. Dazu werden die Wetterdaten bezüglich der Häufigkeit der Kombinationen aus Feuchtebelastung und Lufttemperatur analysiert. Diese Häufigkeitsverteilung aus den Wetterdaten der DIN 4710 für Berlin Tempelhof ist in Form eines Diagramms für den Sommerfall in **Abbildung 6** dargestellt.

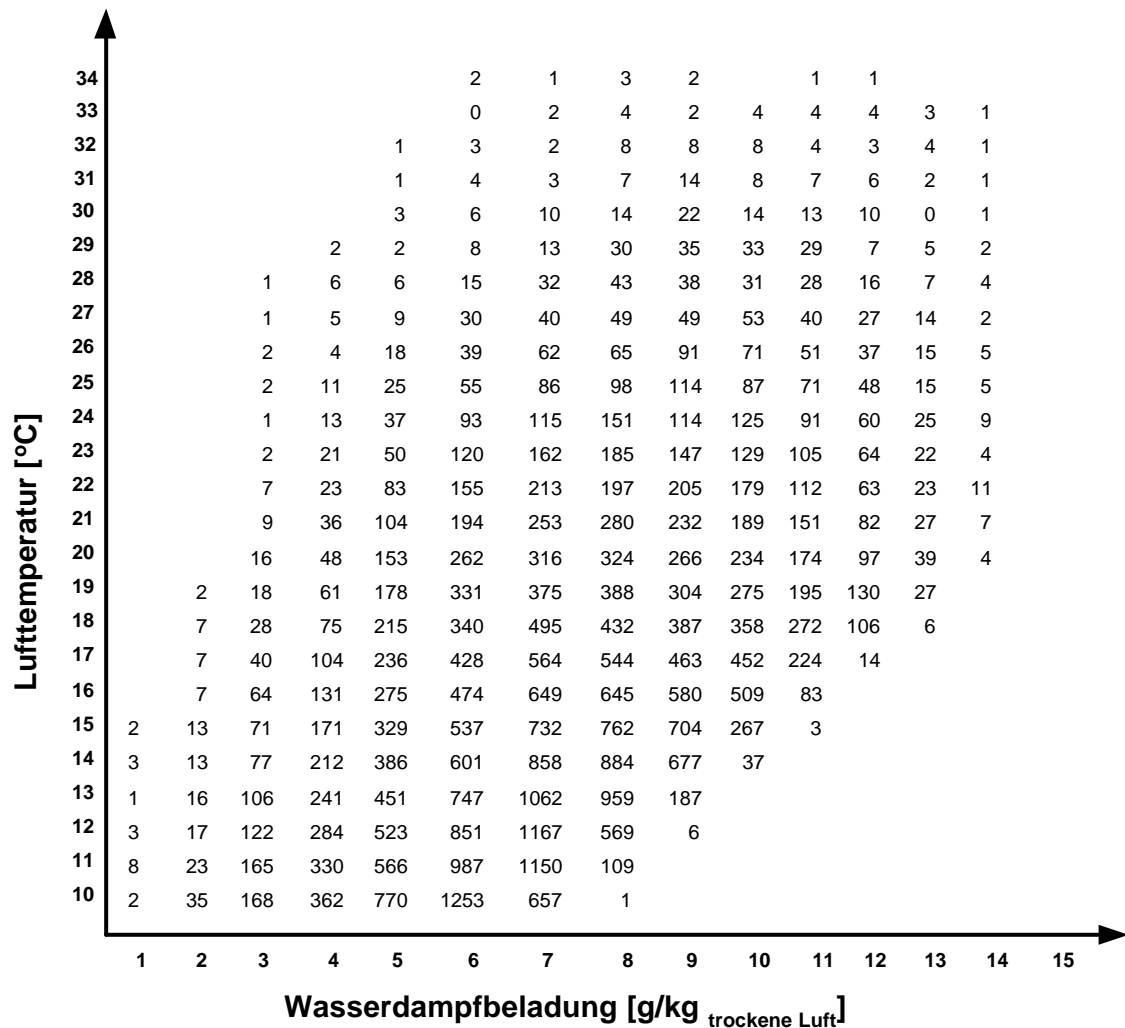


Abbildung 6: Häufigkeitsverteilung der Kombinationen aus Lufttemperatur und Wasserdampfbelastung für das Jahr in Berlin Tempelhof in Zehntelstunden gemäß DIN 4710 (1982). Stündliche Messungen des Zeitraumes 1951 bis 1970.

Die Auswirkungen der hydraulischen Schaltung des Luftkühlers und des schematischen Aufbaus der RLT-Anlage auf den spezifischen Energiebedarf ist für sechs unterschiedliche Typen von Nur-Luft-Anlagen untersucht worden, wobei für diesen Vergleich nur Außenluftzustände oberhalb von 14°C berücksichtigt wurden.

Die Berechnung der Luftzustände, die sich nach dem Luftkühler einstellen, beruhen auf vereinfachten Ansätzen. Für den beimischgeregelten Luftkühler wurde angenommen, dass der Kühlvorgang bis zum Erreichen der Taupunkttemperatur ohne Kondensatausfall erfolgt. Zur Entfeuchtung folgt die Zustandsänderung danach der Sättigungslinie. Im Falle des mengengeregelten Luftkühlers wurde angenommen, dass die Zustandsänderung auf einer Geraden zwischen dem Ausgangspunkt und einer der Oberflächentemperatur des Kühlers proportionalen Temperatur liegt.

Die sich nach dem Luftkühler einstellende mittlere Wasserdampfbeladung und mittlere Lufttemperatur für den Fall des mengengeregelten Luftkühlers wurde wie folgt ermittelt:

$$\frac{x_1 - x_K}{t_1 - t_K} = \frac{x_1 - x_{LK}}{t_1 - t_{LK}}$$

mit

x_1	Wasserdampfbeladung vor dem Luftkühler [g/kg _{trockene Luft}]
x_K	Wasserdampfbeladung bei minimaler Oberflächentemperatur des Luftkühlers t_K [g/kg _{trockene Luft}]
x_{LK}	mittlere Wasserdampfbeladung nach dem Luftkühler [g/kg _{trockene Luft}]
t_1	Lufttemperatur vor dem Luftkühler [°C]
t_K	minimale Oberflächentemperatur des Luftkühlers [°C]
t_{LK}	mittlere Lufttemperatur am Austritt des Luftkühlers [°C]

Bei Vorgabe einer gewünschten Wasserdampfbeladung x_{ZU} stellt sich demzufolge eine mittlere Lufttemperatur am Austritt des Luftkühlers t_{ZU} ein:

$$t_{LK} = t_1 - (x_1 - x_{LK}) * \left(\frac{t_1 - t_K}{x_1 - x_K} \right);$$

bei Vorgabe der gewünschten mittleren Austrittstemperatur aus dem Luftkühler ergibt sich eine mittlere Wasserdampfbeladung von:

$$x_{LK} = x_1 - (t_1 - t_{LK}) * \left(\frac{x_1 - x_K}{t_1 - t_K} \right).$$

Die Enthalpiedifferenz $\Delta h_{Kühlen}$ zwischen dem Ausgangspunkt 1 (t_1, x_1) vor dem Luftkühler und dem Austrittspunkt LK (t_{LK}, x_{LK}) nach dem Luftkühler errechnet sich zu:

$$\Delta h_{Kühlen} = (x_1 * (r_0 + c_{pd} * t_1) + c_{pL} * t_1) - (x_{LK} * (r_0 + c_{pd} * t_{LK}) + c_{pL} * t_{LK})$$

mit

r_0	Verdampfungswärme von Wasser bei 0°C [kJ/kg]
c_{pd}	spezifische Wärmekapazität des Wasserdampfes [kJ/(kg*K)]
c_{pL}	spezifische Wärmekapazität der trockenen Luft [kJ/(kg*K)]

Eine Nacherwärmung nach dem Luftkühler bei konstanter Wasserdampfbeladung hat eine Enthalpieerhöhung $\Delta h_{Nachwärmer}$ zur Folge:

$$\Delta h_{Nachwärmer} = x_{LK} * (c_{pd} * (t_{NE} - t_{LK})) + c_{pL} * (t_{NE} - t_{LK})$$

Für eine eventuelle Befeuchtung mittels Dampfbefeuchter kommt eine Enthalpieerhöhung $\Delta h_{\text{Befeuchter}}$

$$\Delta h_{\text{Befeuchter}} = (x_{\text{ZUL}} - x_{\text{LK}}) * h_{\text{D}}$$

mit

h_{D} Enthalpie des Dampfes [kJ/kg]
 x_{ZUL} Wasserdampfbeladung der Zuluft [g/kg_{trockene Luft}]

zum Tragen.

Abbildung 7 zeigt die Symbole, die für die vereinfachten Anlagenschemata verwendet wurden.

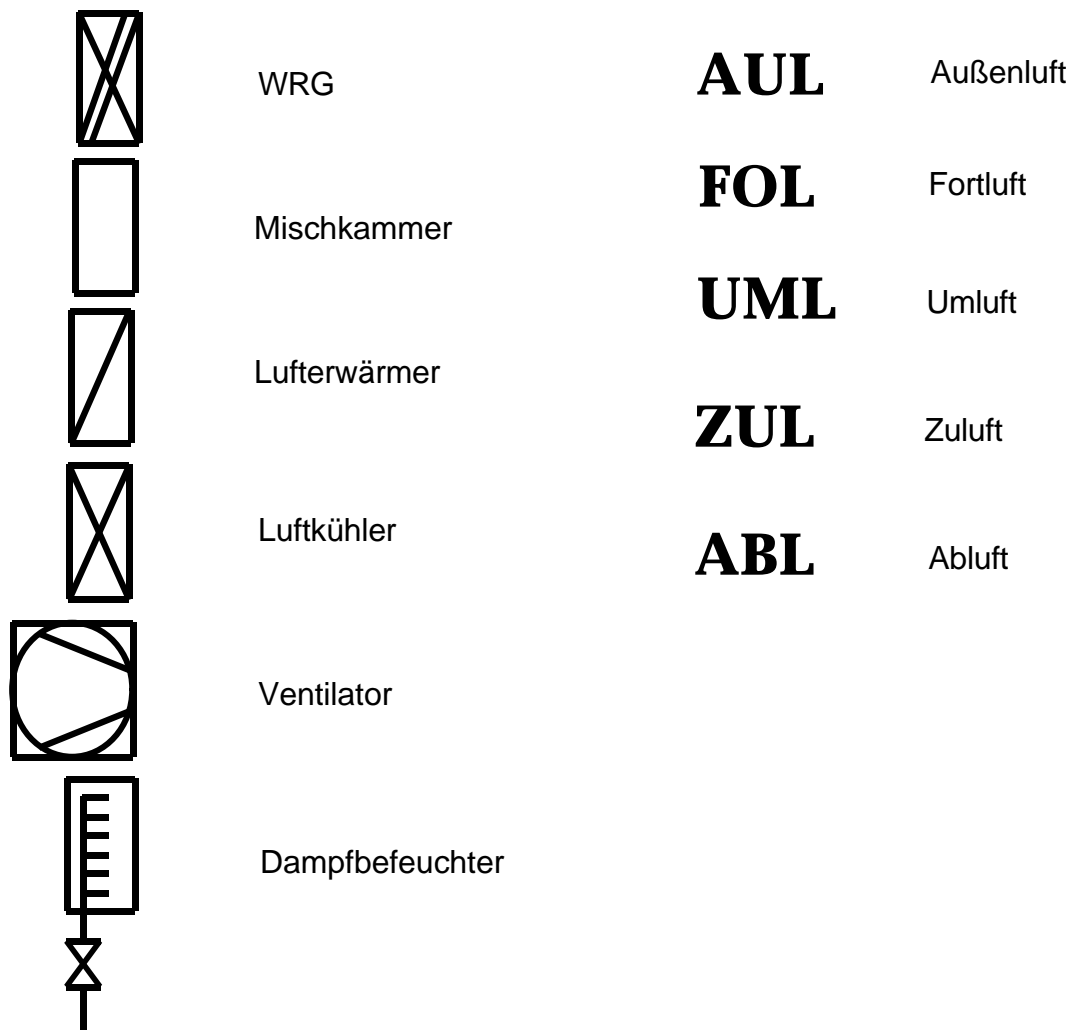


Abbildung 7: Symbole und Bezeichnungen für vereinfachte Anlagenschemata in Anlehnung an DIN 13799 (2000) und DIN EN 12792 (2004)

3.2.2. Anlagentyp 1: Nur-Luft-Anlage ohne Wärmerückgewinnung und ohne Umluftbeimischung

Die RLT-Anlage besitzt für die thermodynamische Behandlung der Luft einen Vorerwärmer als Frostschutz, einen Luftkühler, einen Nacherwärmer und einen Dampfbefeuchter (siehe **Abbildung 8**). Um die Anlage sicher vor Frost zu

schützen, wird der Vorerwärmer im Winter so betrieben, dass dessen Luftaustrittstemperatur mindestens 10°C erreicht. Zum Schutz des Heizwassers wird der Vorerwärmer als Kreuz-Gleichstrom-Wärmeaustauscher betrieben (Baumgarth et al 2003). Der Nacherwärmer, der dazu dient, die Luft auf ein Temperaturniveau nahe der Zulufttemperatur zu erwärmen, wird als Kreuz-Gegenstrom-Wärmeaustauscher betrieben. Der Dampfbefeuchter ist für die Befeuchtung der Luft auf den Zuluftzustand erforderlich, wenn entweder die Außenluft oder die Luft am Kühleraustritt infolge des Kühlvorganges zu trocken ist. Anlagentyp 1 verfügt weder über eine Wärmerückgewinnung noch über eine Umluftbeimischung.

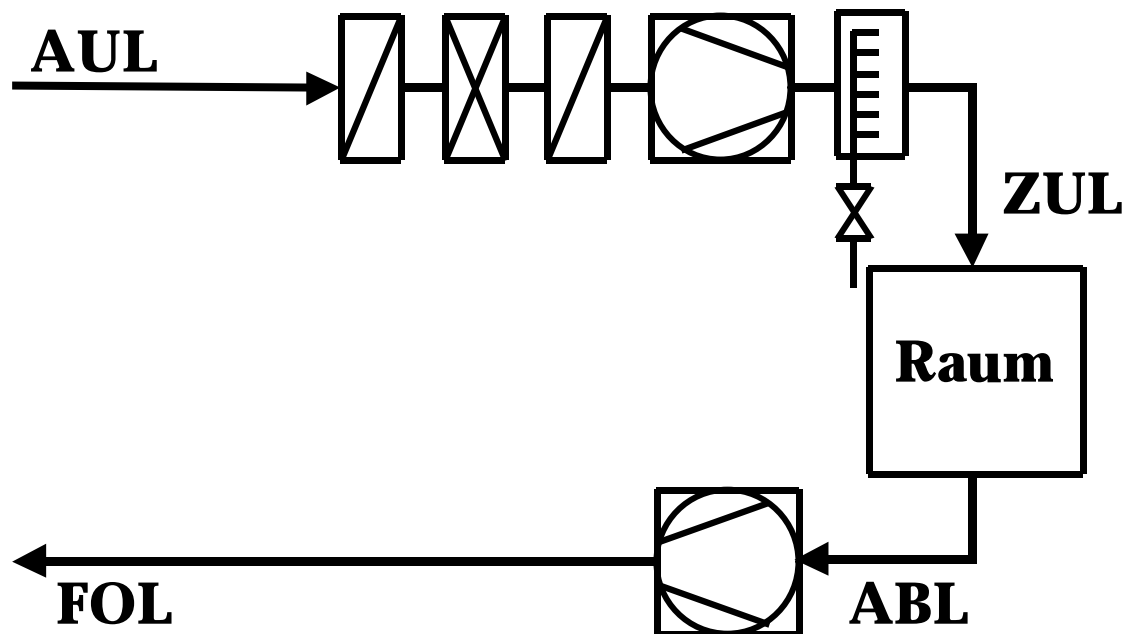


Abbildung 8: Vereinfachtes Anlagenschema einer Nur-Luft-Anlage ohne Wärmerückgewinnung und ohne Umluft; Befeuchtung erfolgt mittels Dampfbefeuchter (Anlagentyp 1).

Aus den Rechenergebnissen ergibt sich für beide Arten der hydraulischen Schaltung für die Luftkühlung und die Befeuchtung für die Summe der Außenluftzustände ab und oberhalb von 15°C und bis zur der gewünschten Wasserdampfbeladung von $8\text{g}/\text{kg}_{\text{trockene Luft}}$ kein Einfluss der Schaltungsart auf den Energiebedarf.

Bei höherer Wasserdampfbeladung der Außenluft wird im Falle des beimischgeregeltten Kühlers die Luft im Mittel auf etwa 11°C (Taupunkt des Zuluftzustands) abgekühlt und dann auf das gewünschte Temperaturniveau vor dem Ventilator im Nacherwärmer erwärmt. Der für die Nacherwärmung erforderliche Energiebedarf steigt dabei linear mit dem Niveau der Zulufttemperatur an.

Für den mengengeregelten Luftkühler wird, um die gewünschte Wasserdampfbeladung der Zuluft zu erreichen, bei Außenluftzuständen mit hoher Wasserdampfbeladung, ebenfalls die mittlere Lufttemperatur von 11°C erreicht. Energetische Vorteile dagegen bietet diese Schaltungsart bei Außenluftzuständen mit hohen Temperaturen, wenn die Wasserdampfbeladung nur geringfügig oberhalb der gewünschten Beladungsgrenze liegt. In diesen Fällen wird die Luft direkt auf das gewünschte Temperaturniveau vor dem Zuluftventilator abgekühlt.

Wegen des gleich hohen Energiebedarfs für Kühlung und Befeuchtung bei Außenluftzuständen bis $8\text{g/kg}_{\text{trocken Luft}}$ und der geringen Anzahl von Stunden mit sehr hoher Außenlufttemperatur ist der Unterschied des gesamten Nutzenergiebedarfs für Kühlen, Entfeuchten, Nacherwärmen und Befeuchten der Luft für alle Außenluftzustände ab 15°C zwischen den beiden hydraulischen Schaltungsarten nicht sehr ausgeprägt. Nach den Berechnungen ergibt sich für den mengengeregelten Kühler ein energetischer Vorteil von weniger als 2% gegenüber dem beimischgeregelten Kühler. Für den in **Abbildung 8** dargestellten Anlagentyp ist die hydraulische Schaltung des Luftkühlers energetisch gesehen also weitestgehend ohne Bedeutung.

3.2.3. Anlagentyp 2: Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung, aber ohne Umluftbeimischung

Wird die Nur-Luft-Anlage vom Anlagentyp 1 um eine rekuperative Wärmerückgewinnung (WRG) erweitert, so werden die durch den Luftkühler zu erbringenden maximalen Temperaturdifferenzen reduziert. Wichtig bei der Auswahl einer rekuperativen WRG ist, dass diese unwirksam geschaltet werden kann, um im Sommer eine Aufwärmung des Außenluftstromes dann zu vermeiden, wenn die Außenluftzustände zur Erreichung des Zuluftzustandes günstiger sind als die Fortluft. Im Falle eines Plattenwärmeaustauschers kann die WRG mittels eines Bypasses, im Falle eines kreislaufverbundenen Wärmerückgewinners durch Unterbindung des Kreislaufes unwirksam geschaltet werden. Dabei hat die Bypassschaltung den Vorteil, dass die Ventilatoren für die Betriebsstunden, in denen eine Wärmerückgewinnung nicht gewünscht wird, einen geringeren Druckverlust überwinden müssen.

Für den Anlagentyp 2 (siehe **Abbildung 9**) könnte auf den Vorerwärmer als Frostschutz verzichtet werden. Ein Anfahren der Anlage bei kalten Außenlufttemperaturen könnte dann aber Probleme bereiten.

Legt man der Berechnung des Energiebedarfs eine WRG mit einer Rückwärmzahl von 70% zugrunde, so ergibt sich eine Einsparung an Nutzenergie für den Sommerfall von nur etwa 1% gegenüber der Anlage ohne WRG. Diese geringe Einsparung ist darauf zurückzuführen, dass die WRG nur für wenige Stunden im Sommer sinnvoll genutzt werden kann. Auch bei diesem Anlagentyp liegt der mengengeregelte Luftkühler um etwa 2% günstiger im Energiebedarf als der beimischgeregelte Luftkühler. Wie bereits im Fall ohne WRG beläuft sich der Energiebedarf für die Summe aller Luftzustände, die neben dem Kühlen auch ein Befeuchten erfordern, auf etwa 40% des Gesamtenergiebedarfs. Ein klarer Vorteil für eine der beiden hydraulischen Schaltungsarten ist sich auch für diesen Anlagentyp nicht erkennbar.

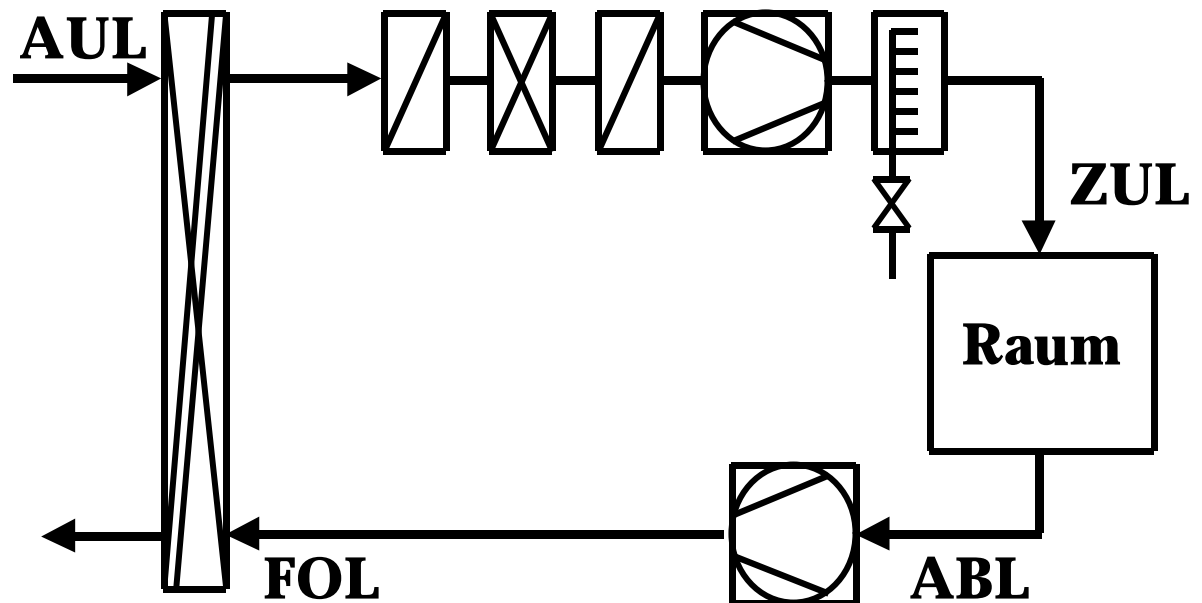


Abbildung 9: Vereinfachtes Anlagenschema einer Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung aber ohne Umluft; Befeuchtung erfolgt mittels Dampfbefeuchter (Anlagentyp 2).

3.2.4. Anlagentyp 3: Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung und Umluftbeimischung

Wird die Nur-Luft-Anlage mit rekuperativer Wärmerückgewinnung (Anlagentyp 2) um eine Umluftbeimischung erweitert, so werden die durch den Luftkühler zu erbringenden maximalen Temperaturdifferenzen nochmals reduziert. Darüber hinaus wird aber auch der Bereich der Wasserdampfbeladung verringert, da der Umluftanteil in etwa mit der bereits angestrebten Wasserdampfmenge beladen ist. Sind in der Außenluft noch Wasserdampfbeladungszustände von 1 bis 14 g/kg_{trockene Luft} vorhanden, so reduziert sich der mögliche Bereich in der Mischluft, je nach Umluftbeimischung, von etwa 6 bis 10 g/kg_{trockene Luft}.

Dieser Anlagentyp 3 ist in **Abbildung 10** dargestellt. Wichtig bei Anlagen mit hoher Konstanz der Wasserdampfbeladung ist, dass sich im Kühlfall der hohe Umluftanteil bei mengengeregeltem Luftkühler auch dann positiv auf den Energiebedarf auswirkt, wenn die Außenlufttemperatur zwischen der Fortlufttemperatur und der Zulufttemperatur liegt. Das hier beschriebene Beispiel geht von einer WRG mit einer Rückwärmzahl von 70% und einem Bypass sowie einem konstanten Umluftanteil von 80% aus.

Für den mengengeregelten Luftkühler ergeben sich gegenüber dem Anlagentyp 1 etwa 17% günstigere Energiebedarfswerte während der Kühlperiode, während der Energiebedarf für den beimischgeregelten Luftkühler um etwa 5% steigt. Das Ergebnis für den beimischgeregelten Luftkühler ergibt sich aus dem zusätzlichen Kühlbedarf, der dadurch entsteht, dass im Falle eines konstanten Umluftanteils die Mischluft auch bei nur geringer Entfeuchtungslast selbst bei Außenluftzuständen unterhalb der Ablufttemperatur immer von der relativ hohen Mischlufttemperatur bis auf den Taupunkt des Zuluftzustandes gekühlt werden muss. Wegen der

geringen Entfeuchtungslast (kleines $\Delta x!$) ist hier der mengengeregelte Luftkühler klar im Vorteil.

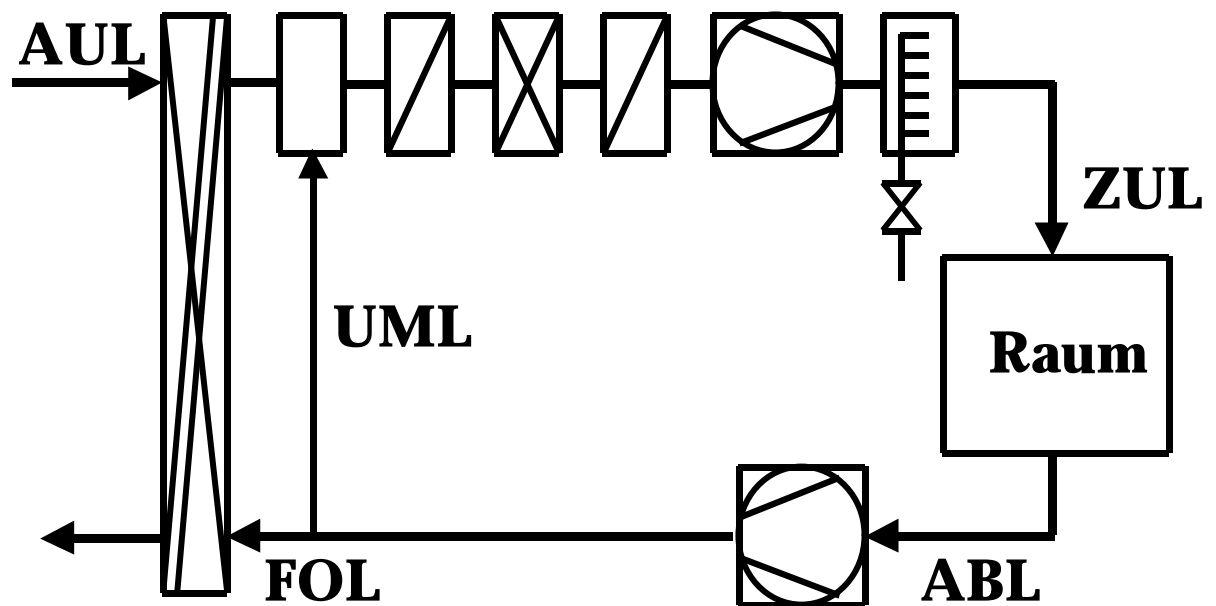


Abbildung 10: Vereinfachtes Anlagenschema einer Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung und Umluft; Befeuchtung erfolgt mittels Dampfzuleitung (Anlagentyp 3).

3.2.5. Anlagentyp 4: Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung, mit variablem Umluftanteil

Für den Fall, dass die Umluftbeimischung keinen konstanten Wert annimmt, sondern variabel mittels einer Umluftklappensteuerung in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur erfolgt, ergeben sich gegenüber dem Anlagentyp 1 etwa 9% bessere Energiebedarfswerte für den Fall der beimischgeregelten Schaltung des Luftkühlers. Für den mengengeregelten Luftkühler hingegen können Einsparungen von etwas über 20% gegenüber dem Anlagentyp 1 erzielt werden.

Die Einsparungen gegenüber dem Anlagentyp 3 ergeben sich aus dem geringeren Temperaturniveau der Mischluft, wobei dieser Vorteil wegen der dann eventuell höheren Befeuchtungsleistung erst bei Außenlufttemperaturen von unter 20°C deutlich zum Tragen kommt. Das Umluftverhältnis ist im Einzelfall anhand der Enthalpiebilanz zu bestimmen und ist eben nicht nur vom Temperaturniveau abhängig.

3.2.6. Anlagentyp 5: Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung und Umluftbeimischung mit zwei Luftkühlern

Bei den oben besprochenen Anlagentypen wurde der gesamte Luftmassenstrom mit nur jeweils einem Luftkühler gekühlt und gegebenenfalls entfeuchtet. Betrachtet man die Luftmassenströme bei Anlagen mit Umluftanteil, so stellt man fest, dass der Umluftvolumenstrom in Temperatur und Wasserdampfgehalt weitestgehend konstant ist, während der Außenluftvolumenstrom über den

Sommerzeitraum stark in Temperatur und Wasserdampfbeladung schwankt. Geht man davon aus, dass die Feuchteentwicklung im Raum gering ist, so ergibt sich, dass der Umluftanteil in der Regel nur gekühlt werden müsste; der Außenluftanteil aber gekühlt sowie be- oder entfeuchtet werden muss.

Deshalb wurde der Anlagentyp 5 (siehe **Abbildung 11**) mit zwei Luftkühlern ausgestattet, einem mengengeregelten Luftkühler im Außenluftpfad und einem beimischgeregelten Luftkühler nach der Mischkammer. Die Feuchterege­lung wird bei diesem Anlagentyp also allein durch den Außenluftvolumenstrom gewährleistet. Deshalb ist neben dem mengengeregelten Luftkühler zur Kühlung und Entfeuchtung des Außenluftstromes auch der Dampfbefeuchter in den Außenluftpfad integriert worden. Dabei ist darauf zu achten, dass eine ausreichend lange Befeuchterstrecke vorhanden ist (Nowotny und Feustel 1996 sowie Isele et al 2005). Der beimischgeregelte Luftkühler im Mischluftstrom zeichnet bei diesem Anlagentyp für die Temperaturkonstanz verantwortlich.

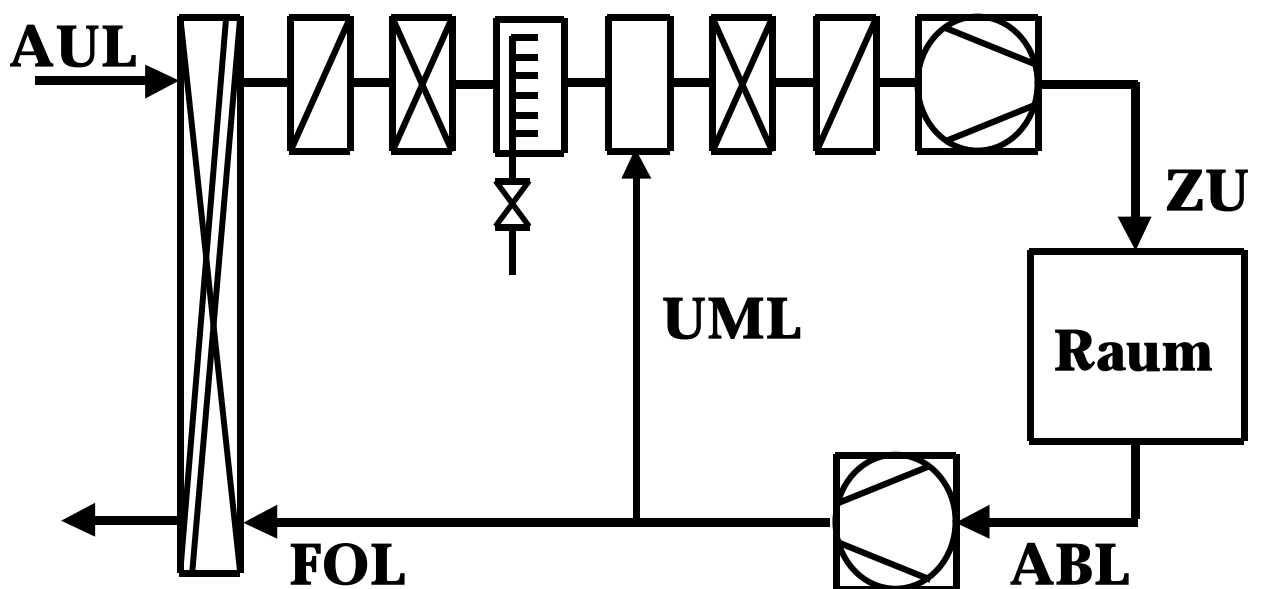


Abbildung 11: Vereinfachtes Anlagenschema einer Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung und Umluft; der mengengeregelte Luftkühler im Außenluftpfad dient zur Herstellung des gewünschten Feuchtezustands, der beimischgeregelte Luftkühler im Mischluftpfad hat die Aufgabe die gewünschte Temperatur einzustellen. Befeuchtung erfolgt mittels Dampfbefeuchter.

Bei dieser Aufgabenteilung wird besonders deutlich, dass die Betrachtung der Feuchte in Form der Wasserdampfbeladung von großem Vorteil ist. Unabhängig von der Kühllast des zu klimatisierenden Raumes kann der Kühler im Außenluftpfad die gewünschte Wasserdampfbeladung einstellen. Tritt dabei eine Unterkühlung des Außenluftstromes ein, so stellt dies energetisch keinen Nachteil dar, da die Temperatur beim Mischen der beiden Luftströme wieder angehoben wird. Die gewünschte Temperatur der gemischten Luftströme wird im Kühlfall

danach vom beimischgeregeltten Luftkühler, und zwar ohne Ausscheiden von Kondensat, erzielt.

Durch diese Anordnung der Anlagenkomponenten werden die Stärken der beiden hydraulischen Schaltungen für Luftkühler genutzt, ohne dass deren Nachteile zum Tragen kommen. Energetisch wird dieser erhöhte Anlagenaufwand durch ein Einsparpotential von etwa 23% (gegenüber dem Anlagentyp 1) belohnt.

3.2.7. Anlagentyp 6: Nur-Luft-Anlage mit Wärmerückgewinnung und Umluftbeimischung mit zwei Luftkühlern und variablem Umluftanteil

Für den Fall, dass die Umluftbeimischung beim Anlagentyp 5 keinen konstanten Wert annimmt, sondern variabel mittels einer Umluftklappensteuerung in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur erfolgt, ergeben sich gegenüber dem Anlagentyp 1 etwa 26% bessere Energiebedarfswerte.

Die Einsparungen gegenüber dem Anlagentyp 5 ergeben sich aus dem geringeren Temperaturniveau der Mischluft, wobei dieser Vorteil wegen der dann eventuell höheren Befeuchtungsleistung erst bei Außenlufttemperaturen von deutlich unter 20°C zum Tragen kommt. Das Umluftverhältnis könnte in Abhängigkeit von der Enthalpiebilanz weiter optimiert werden, was aber die Möglichkeiten des vereinfachten Rechenmodells überfordert.

3.2.8. Zusammenfassung der Ergebnisse

Mittels eines einfachen Rechenmodells wurde für sechs Anlagentypen der Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung einer RLT-Anlage zum Heizen, Kühlen sowie zum Be- und Entfeuchten eines Raumes für den Sommerfall berechnet. Diese Berechnungen beruhen auf der Annahme, dass infolge einer Kühllast die Zulufttemperatur konstant 6K unterhalb der Raumlufttemperatur liegt, aber aus dem Raum keine Feuchtelast abzuführen ist.

Die errechneten Ergebnisse für die sechs Anlagentypen sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Sie zeigen für die untersuchten Anlagentypen deutliche Unterschiede bezüglich des Nutzenergiebedarfs der thermischen Luftaufbereitung. Dargestellt wurden hier nur die relativen Ergebnisse bezogen auf den Anlagentyp 1 mit beimischgeregelttem Kühler.

Wie zu erwarten, reduziert eine rekuperative Wärmerückgewinnung den Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung im Sommerfall nur unwesentlich. Dies ist darauf zurückzuführen, dass im Sommer die WRG den Luftmassenstrom nur für wenige Stunden auf ein wesentlich geringeres Temperaturniveau als dem der Außenlufttemperatur kühlt. Dabei sind bei dieser Betrachtung die erhöhten, von den Ventilatoren zu überwindenden, Luftwiderstände nicht berücksichtigt worden.

Deutlich zeigen die Ergebnisse den Einfluss der Umluftbeimischung auf den Energiebedarf zur Luftkonditionierung. Der Bereich der Wasserdampfbeladung verringert sich bei einem Umluftanteil von 80% von ursprünglich 1 bis 14 g/kg_{trockene Luft} auf nur etwa 6 bis unter 10 g/kg_{trockene Luft}. Dadurch wird die notwendige Dampfmenge zum Befeuchten und die Energie zum Entfeuchten verringert, was sich durch eine Reduktion des Nutzenergiebedarfs bemerkbar macht. Gleichzeitig steigt für Außenluftzustände unterhalb des Fortlufttemperaturniveaus das Temperaturniveau der Luft vor dem Luftkühler. Bei konstantem Umluftanteil hat dies beim beimischgeregeltten Luftkühler einen

Anstieg der Kühlenergie zur Folge, sodass in der Summe hier ein höherer Energiebedarf ausgewiesen wird, als für den Fall ohne Umluftbeimischung. Wird der Umluftanteil mit fallender Außenlufttemperatur reduziert, so steigt die notwendige Befeuchtungsenergie bei gleichzeitig reduziertem Kühlbedarf. Bei optimaler Steuerung der Umluftklappen reduziert sich der Energiebedarf auch beim beimischgeregelteten Luftkühler.

Für Anlagen mit mengengeregeltem Luftkühler bedeutet die Umluftbeimischung auf jeden Fall eine Reduktion des Nutzenergiebedarfs. Der zusätzliche Kühlbedarf infolge höherer Lufttemperatur in den Kühler spielt wegen der im Vergleich zum beimischgeregelteten Luftkühler geringeren zu erbringenden Temperaturdifferenz eine untergeordnete Rolle und wird von der Energieeinsparung infolge geringerer Be- und Entfeuchtungsleistung mehr als kompensiert. Auch hier verringert sich der Nutzenergiebedarf, wenn die Umluftbeimischung optimiert wird, wobei die optimale Reduktion des Umluftanteils weniger drastisch ausfällt, als im Fall einer Anlage mit beimischgeregelteten Luftkühler.

Ein wesentlicher Einspareffekt für die Nutzenergie ergibt sich auch für eine Anlagenvariante, bei der die Feuchteregulierung im Außenluftpfad vorgenommen wird und der Mischluftstrom ohne Ausscheiden von Kondensat gekühlt wird. Zur Einhaltung der Feuchtekonstanz wird im Außenluftpfad ein mengengeregelter Luftkühler eingebaut, während der beimischgeregeltete Luftkühler, der der Mischkammer nachgeschaltet ist, dafür sorgt, dass im Mischluftpfad kein Kondensat ausfällt. Neben der Entfeuchtung wird auch die Befeuchtung der Luft in den Außenluftpfad verlegt. Für beide thermodynamischen Behandlungen ergibt sich wegen des hohen Umluftanteils der Vorteil, dass die Feuchtekonstanz der Mischluft ohne großen Regelaufwand verwirklicht werden kann.

Das für diesen Anlagentyp in Tabelle 1 dargestellte Ergebnis bezieht sich auf eine Anlage mit konstantem Umluftanteil. Gegenüber dem Anlagentyp 3 mit mengengeregeltem Luftkühler konnten noch einmal 6% Nutzenergie eingespart werden. Wird dieser Anlagentyp mit einer Luftklappensteuerung versehen, die in Abhängigkeit von der Außenlufttemperatur die Umluftbeimischung variiert, so lassen sich gegenüber dem Anlagentyp 1 mit beimischgeregelteten Luftkühler 26% der Nutzenergie für die thermische Luftaufbereitung einsparen. Gegenüber dem Anlagentyp 4 bedeutet dies ein zusätzliches Einsparpotential von 5%. Es ist zu erwarten, dass bei einer enthalpieoptimierten Luftklappensteuerung weiteres Einsparpotential verfügbar würde.

Tabelle 1: *prozentualer Nutzenergiebedarf der thermischen Luftaufbereitung zur Erhaltung der Feuchtekonstanz im Kühlfall bezogen auf den Anlagentyp 1 mit beimischgeregeltem Luftkühler*

	Nutzenergiebedarf für Anlage mit mengenregeltem Luftkühler [%]	Nutzenergiebedarf für Anlage mit beimischgeregeltem Luftkühler [%]	Nutzenergiebedarf für Anlage mit mengen- und beimischgeregeltem Luftkühler [%]
Anlagentyp 1	98	100	---
Anlagentyp 2	98	99	---
Anlagentyp 3	83	105	---
Anlagentyp 4	79	91	---
Anlagentyp 5	---	---	77
Anlagentyp 6	---	---	74

4. Literatur

Baumgarth, S.; B. Hörner und J. Reeker (Hrsg.) (2000), Handbuch der Klimatechnik, Band 1: Grundlagen, C.F. Müller Verlag Heidelberg

Baumgarth, S.; B. Hörner und J. Reeker (Hrsg.) (2003), Handbuch der Klimatechnik, Band 2: Anwendungen, C.F. Müller Verlag Heidelberg

Burmester, A. (2000), Die Beteiligung des Nutzers bei Museumsneubau und -sanierung: Risiko oder Notwendigkeit? — oder — Welche Klimawerte sind die richtigen?, in Tagungsband „Raumklima in Museen und historischen Gebäuden, Fachinstitut Gebäude-Klima e.V., Bietigheim-Bissingen

Fitzner, K. und G. S. Hilbert (2002), Klimatisierung, in G.S. Hilbert (Hrsg) (2002) Sammlungsgut in Sicherheit, Gebr. Mann Verlag, Berlin

Hilbert, G. S. (1991), Zur Klimatisierung von Ausstellungsräumen mit musealem Sammlungsgut, Vortrag gehalten auf der Jahrestagung DKV am 22. 11. 1991 in Berlin

Iselt, P., U. Arndt und M. Wilcke (2005), Grundlagen der Luftbefeuchtung - Systeme und Anwendungen, 2. Überarbeitete Auflage, C.F. Müller Verlag, Heidelberg

Nowotny, S. und H. E. Feustel (Hrsg.) (1996), Lüftungs- und klimatische Gebäudeausrüstung, Grundlagen und Berechnungsmodelle, Bauverlag GmbH, Wiesbaden und Berlin

Michalski, S. (1993), A Relative Humidity Control Module, ICOM Committee of Conservation, Vol. II 85-89, in Fitzner und Hilbert (2002)

Recknagel, H., E. Sprenger und E.-R. Schramek (2003) Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, Oldenbourg Industrieverlag München

Stalow, N. (1988), *Conservations and Exhibitions*, London, in Fitzner und Hilbert (2002)

Stahl, M. (2005), Kunst-Akademie Berlin dicht: Ist es Bau- oder Klima-Murks?, *Clima Commerce International*, CCI 11, 2005, Promotor Verlag Karlsruhe

DIN 4710 (1982), Meteorologische Daten zur Berechnung des Energieverbrauchs von heiz- und Raumluftechnischen Anlagen, in: Recknagel, H., E. Sprenger und E.-R. Schramek (2003) Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik, Oldenbourg Industrieverlag München

DIN EN 12792 (2004), Lüftung von Gebäuden - Symbole, Terminologie und graphische Symbole, Vertrieb Beuth Verlag GmbH, Berlin

DIN EN 13799 (2000) Entwurf, Lüftung von Gebäuden, Leistungsanforderungen für Raumluftechnische Anlagen, Vertrieb Beuth Verlag GmbH, Berlin

DIN V 18599, Teil 3 (2005), Energetische Bewertung von Gebäuden, Nutzenergiebedarf für die energetische Luftaufbereitung, Vertrieb Beuth Verlag GmbH, Berlin