

# Raumlufttechnik für Industriehallen

**Ch. Kaup, Brücken,  
U. Pfeiffenberger,  
Neu-Isenburg**

Beim Neubau von Fertigungshallen steht zwar die optimale Anordnung der Fertigungseinrichtungen im Vordergrund, jedoch ist eine richtig konzipierte raumlufttechnische Anlage ein wesentlicher Beitrag zur Schaffung einer akzeptablen Arbeitsumgebung. Es wird die Konzeption eines RLT-Systems am Beispiel einer Halle für die Einzelfertigung von Großpumpen beschrieben. Zum Einsatz kommt ein Schichtlüftungssystem, wobei die Luftaufbereitung in Lüftungszentralgeräten mit Wärmerückgewinnung und indirekter adiabater Befeuchtungskühlung erfolgt. Die Erfahrungen des ersten Betriebsjahres konnten positiv bewertet werden.

## Autoren



**Prof. Dr.-Ing. Ulrich Pfeiffenberger**, Jahrgang 1949, Studium der Kälte- und Klimatechnik mit Promotion, Generalbevollmächtigter der Ingenieurgesellschaft Pfeiffenberger in Neu-Isenburg, Vorstands-Vorsitzender des Fachinstituts Gebäude-Klima e. V. (FGK), Professor an der Fachhochschule Gießen-Friedberg für Integrierte Gebäudetechnik und Projektierung Gebäudetechnischer Anlagen.



**Dr.-Ing. Christoph Kaup**, Jahrgang 1963, Studium der Verfahrenstechnik, des Wirtschaftsingenieurwesens und der Informatik mit Promotion, Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH, Vorstandsmitglied und Obmann für Technik des Herstellerverbandes Raumlufttechnische Geräte e. V. Mitglied in verschiedenen Normungsgremien wie EN 13779, EN 13053 und EN 1886 sowie Richtlinienausschüssen wie VDI 6022, VDI 3803 und VDI 2071, Lehrbeauftragter am Umwelt-Campus Birkenfeld, Fachhochschule Trier, für Energieeffizienz und Wärmerückgewinnung.

In einem Neubau mit 10.000 m<sup>2</sup> Grundfläche werden Fertigungseinrichtungen für die Herstellung und Endmontage von Großpumpen aufgestellt. Für die Halle wurde mit dem Schichtlüftungssystem ein Lüftungssystem konzipiert, das die Kriterien des Arbeitsschutzes erfüllt und mit möglichst niedrigen Betriebskosten arbeitet.

## Lüftungskonzept

### Randbedingungen

Die Abmessungen der Fertigungshalle sind in **Tabelle 1** zusammengestellt.

Die lichte Höhe von 15 m legt es nahe, ein Luftführungssystem auszuwählen, das vorrangig die Aufenthaltszone bis in 3 m Höhe über dem Fußboden mit Zuluft beaufschlagt. Weiterhin war das Lichtraumprofil der beiden Kräne zu berücksichtigen. Dies bedeutete, dass zwischen Fußboden und +14 m Höhe mit Ausnahme der Wandbereiche und der Mittelstütze kein Raum für die TGA vorhanden war. Am günstigsten ließ sich hier ein Schichtlüftungssystem mit Zuluft einbringung in ca. 3 m Höhe integrieren.

Länge/Breite	168 m / 60 m
Grundfläche	10.000 m <sup>2</sup>
lichte Raumhöhe	15 m
Raumvolumen	150.000 m <sup>3</sup>

**Tabelle 1**

### Abmessungen der Halle

Für die Bemessung der Luftmenge wurden Analysen der Stofflasten und der thermischen Lasten durchgeführt.

### Stoff- und Wärmelasten

Sämtliche Produktionseinrichtungen in der Halle wurden systematisch hinsichtlich der Stoffbelastungen untersucht. Für die Einrichtungen mit erheblichem Schadstoffanfall, z. B. der Lackierkabine, wurden separate Be- und Entlüftungsanlagen installiert, so dass die entsprechenden Stofflasten nicht durch die Hallenlüftung abzuführen sind und auch keine Anforderungen an die Nachströmung von Erfassungsluftströmen gestellt werden. Bei den spanabhebenden Fertigungseinrichtungen ist zwar mit Bohremulsionsdämpfen zu rechnen, jedoch fallen diese Stofflasten nicht kontinuierlich an. Insgesamt gelang es dadurch, die Stoffbelastung für die eigentliche raumlufttechnische Anlage so zu minimieren, dass die Funktion der Lufterneuerung als Haupt-Bemessungsgrundlage für die Luftmenge herangezogen werden konnte.

Sinngemäß dasselbe galt für die thermischen Lasten aus den Produktionseinrichtungen. Die Berechnung der Heizlast ergab einen Transmissionswärmebedarf von 18 W/m<sup>2</sup>. Zur Minimierung des Lüftungswärmebedarfs wurden an den beiden Toren (lichte Höhe je 6 m) Torluftschleieranlagen installiert, die die erwärmte Luft über Düsen nach unten ausblasen und so eine wirksame Abschirmung der Öffnungen bewirken. Die so minimierte Heizlast erübrigt die Installation statischer Heizflächen, z. B. von Deckenstrahlungsheizungen.

### Luftmengen

Die Minimierung der Stoff- und Wärmelasten gestattete es, die flächenbezogene Zuluftmenge auf 18 m<sup>3</sup>/hm<sup>2</sup> zu mi-

nimieren. Damit ergibt sich 6-facher Luftwechsel in der Aufenthaltszone. Die Zuluft besteht zu 100 % aus Außenluft.

Die Halle wird aus zwei Klimazentralen versorgt. Eine Zentrale ist in der Hallenmitte auf dem Dach untergebracht, die andere Zentrale liegt im Obergeschoss des Kopfbaus an einer der

2 RLT-Zentralgeräte mit je	61.000 m <sup>3</sup> /h Luftleistung
2 RLT-Zentralgeräte mit je	28.000 m <sup>3</sup> /h Luftleistung
Gesamtluftmenge	178.000 m <sup>3</sup> /h Luftleistung
Grundflächenbezogene Luftmenge	18 m <sup>3</sup> /hm <sup>2</sup>
Luftwechsel Aufenthaltszone (3 m)	6/h
Außenluft mit Wärmerückgewinnung und indirekter Befeuchtungskühlung	100%

Tabelle 2

**Lüftungstechnische Anlagen der Halle**



**Bild 1**  
**Strömungsbild des Zuluftauslasses für den Heizfall**

Schmalseiten der Halle. **Tabelle 2** zeigt eine Übersicht der installierten Lüftungsanlagen.

**Luftführung**

Das Prinzip der Schichtenlüftung ist in zahlreichen Veröffentlichungen [1, 2] dokumentiert und ihr Einsatz wird inzwischen auch von den Berufsgenossenschaften empfohlen.

Es wurde ein Industrie-Luftauslass eingesetzt, bei dem über eine Motor-Klappe ein stufenloses Einstellen im

Heiz- und Kühlfall möglich ist. Im Heizfall wird die am unteren Ende des Auslasses befindliche Düse freigegeben und die Luft wird mit hoher Geschwindigkeit nach unten in die Aufenthaltszone geblasen. Im Kühlfall strömt die Luft über das kreisförmig angeordnete Lochblech horizontal mit niedriger Geschwindigkeit aus dem Auslass.

Die Abbildungen zeigen die Strömungssituation im Heizfall (**Bild 1**) und im Kühlfall (**Bild 2**).

Wie im Schnittbild (**Bild 3**) zu sehen ist, verlaufen die Zu- und Abluftkanäle in Längsrichtung der Halle oberhalb des Lichtraumprofils der Kranbahn. Die Zuluftdurchlässe werden über senkrechte, an der Außenwand oder in der Konstruktion der Mittelstützen herab ge-



**Bild 2**  
**Strömungsbild des Zuluftauslasses für den Kühlfall**

*Bilder 1, 2: LTG, Auslass DLD*

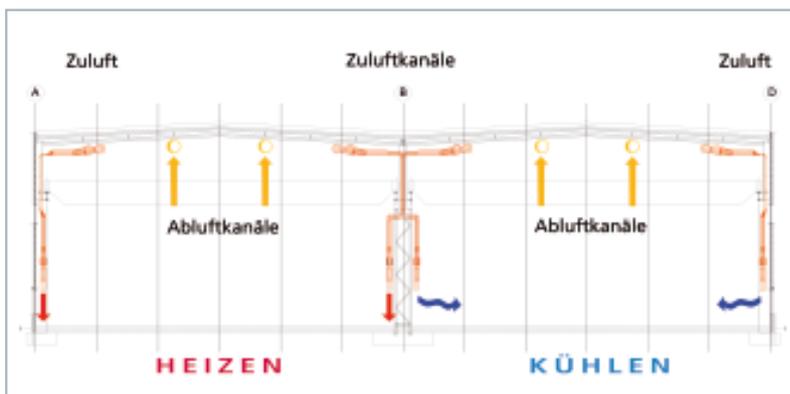
führte Kanäle zu den Zuluftdurchlässen geleitet. Die Abluft wird über die unter dem Dach längs verlaufenden Abluftkanäle angesaugt. Mit dem gewählten System ist eine gleichmäßige Zuluftverteilung und Abluftansaugung gewährleistet.

**Bild 4** zeigt eine 3D-Ansicht der Luftkanäle in der Halle, **Bild 5** zeigt die Installationen der Luftkanäle im Dach. **Bild 6** zeigt eine Außenansicht der Fertigungshalle.

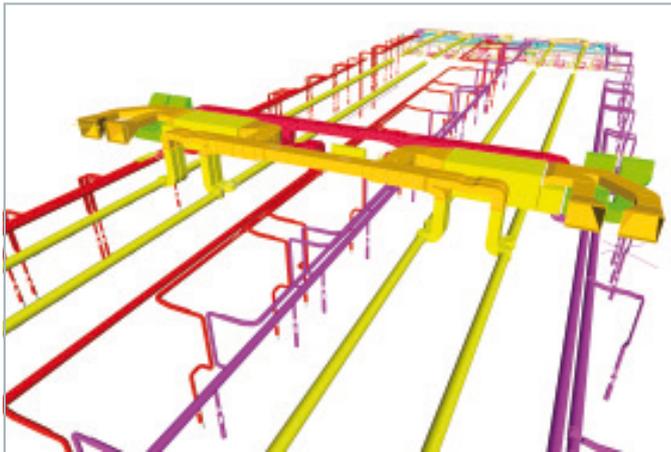
**Raumlufttechnische Geräte**

Die RLT-Geräte wurden in ihren Details entsprechend der Richtlinie RLT 01 des Herstellerverbandes Raumlufttechnische Geräte e. V. ausgeführt [3].

Im Hinblick auf die geforderte Energieeffizienz wurden Geräte mit der Effizienzklasse A+ ausgewählt (siehe **Bild 7**).



**Bild 3**  
**Querschnitt durch die Halle und die lufttechnischen Installationen, Strömungsverhältnisse im Heizfall (linke Bildhälfte) und im Kühlfall (rechte Bildhälfte)**



**Bild 4**

**3D-Ansicht der Dachlüftungszentrale und der Zu- und Abluftkanäle**



**Bild 5**

**Installationen der Luftkanäle unter dem Dach der Halle**

*Bild: HOWATHERM System ETA®*



**Bild 6**

**Außenansicht der Fertigungshalle für die Einzelfertigung von Großpumpen (Architekt Heene + Pröbst)**



**Bild 7**

**RLT-Gerät in der Dachzentrale (Zuluftvolumen 61 000 m<sup>3</sup>/h)**

*Bild: HOWATHERM*

### Wärmerückgewinnung

Es wird heute als Stand der Technik vorausgesetzt, dass RLT-Geräte aufgrund der langen Laufzeiten leistungsfähige Wärmerückgewinnungssysteme als Grundausstattung aufweisen – in diesem Fall in Reihe geschaltete rekuperative Kreuzstrom-Platten-Wärmeübertrager mit entsprechend hohen Rückwärmzahlen (> 70 %).

Durch die Hintereinanderschaltung von zwei Kreuzstrom-Wärmeübertragern wird der Gegenstromanteil wesentlich erhöht und somit der trockene Übertragungsgrad (ohne Entfeuchtung) von min. 0,7 gewährleistet. Im reinen

Kreuzstrom ist der Wirkungsgrad einer WRG auf max. 56 % physikalisch limitiert.

Wärmerückgewinnungssysteme werden daher seit Jahren zur effizienten Reduktion des benötigten thermischen Primärenergiebedarfs in raumlufttechnischen Geräten und Anlagen eingesetzt. Diese Effizienzmaßnahme gehört spätestens seit Inkrafttreten der Energieeinsparverordnung (EnEV) 2009 [4] am 01.10.2009 zum definitiven Stand der Technik. Deren Vorgaben wurden im Referenzprojekt weit übertroffen, da auch die Bedingungen des EEWärmeG [5] erfüllt wurden.

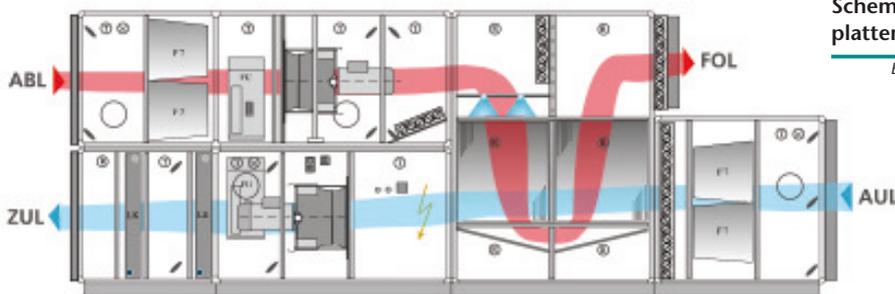
### Indirekte adiabatische Verdunstungssysteme

Die indirekte adiabatische Verdunstungskühlung hat sich in den letzten Jahren im Sommerbetrieb bewährt. Über ein Wärmerückgewinnungssystem wird die Verdunstungskälte, die durch einen adiabatischen Befeuchter in der Abluft erzeugt wird, auf die Zuluftseite übertragen. Wenn kein separater Befeuchter eingesetzt wird, sondern der Wärmeübertrager direkt mit Wasser besprüht wird, kann eine höhere Kälteleistung gegenüber einem getrennten System erreicht werden, da das Wasser di-

Bild 8

### Schema RLT-Gerät mit Doppelplatten-Wärmeübertrager

Bild: HOWATHERM, System TwinPlate



rekt auf der Oberfläche des Wärmeübertragers verdampft. Die Kälteleistung kann mit diesem Verfahren ohne Erhöhung der Druckverluste des Systems gesteigert werden, da die ohnehin benötigten Lamellen nicht nur der Wärmeübertragung dienen, sondern auch als Verdunstungsfläche verwandt werden (Hybridsystem).

Der Wärmeübertrager (Plattenwärmeübertrager) wird dabei auf der Abluftseite mit einer Kunststoffbeschichtung versehen, die den Korrosionsschutz sicherstellt und zugleich eine hygroskopische Oberfläche bildet, die zur Leistungssteigerung beiträgt.

Durch Hybridsysteme werden auch die Elektroenergiekosten reduziert, da der Druckverlust des Befeuchters entfällt und die mechanische Kälteerzeugung erheblich später zum Einsatz kommt.

#### Druckverluste in der Anlage

Um die Differenzdrücke zu minimieren, wurde die Anlage strömungsgünstig dimensioniert. Hierbei war zu beachten, dass die internen Widerstände durch die

lufttechnischen Komponenten selbst und durch ihre Gestaltung, also ihre Dimensionierung, bestimmt werden.

Des Weiteren war es sinnvoll, die Anlagen nicht konstant, sondern geregelt, also bedarfsgerecht zu betreiben, da mit sinkender Drehzahl sich nicht nur die Druckverluste mit der zweiten Potenz zur Luftmenge, sondern die Leistungsaufnahme der Antriebe mit der dritten Potenz reduzieren. Werden zum Beispiel nur 50 % der ausgelegten Luftmenge im Teillastbetrieb benötigt, sinkt die Leistungsaufnahme bei konstanter Anlagenkennlinie auf rund 13 % der ursprünglichen Nennleistung.

Die Druckverluste in der Anlage konnten zum Beispiel durch folgende Maßnahmen reduziert werden:

- Einstufige Filterung mit F7 beim Einsatz von direktgetriebenen Ventilatoren
- Verzicht auf Tropfenabscheider durch eine geringe Strömungsgeschwindigkeit im RLT-Gerät
- Einsatz von Hybridsystemen (z. B. Befeuchter und Wärmeübertrager)

Aber auch bei Komponenten, die nicht während der gesamten Jahresnutzungszeit benötigt werden wie beispielsweise

die WRG im Übergangsfall, kann durch integrierte Bypasssysteme deren Druckabfall ganzjährig deutlich minimiert werden (siehe Bild 8).

#### Ventilatoren und Antriebe

In RLT-Geräten haben sich in den letzten Jahren vor allem freilaufende, direktgetriebene Ventilatoren (Bild 9) gegenüber Spiralgehäuseventilatoren durchgesetzt. Deren Austrittsgeschwindigkeit am Ende der Spirale liegt immer noch bei rund 10 m/s, während im RLT-Gerät die Luftgeschwindigkeit, bezogen auf den freien Querschnitt, bei rund 2 m/s liegt. Dieser dynamische Druckunterschied kann in der Regel nicht wiedergewonnen werden. Im Gegenteil müssen meist Prallplatten oder ähnliche Vorrichtungen, die weitere Energieverluste verursachen, installiert werden, um diese Geschwindigkeitsspitzen bei Spiralgehäuseventilatoren abzubauen.

Hinzu kommt, dass bei direktgetriebenen Ventilatoren die Motorlagerung auch die Aufgabe der Ventilatorlagerung übernimmt. Es müssen also keine zusätzlichen Lager mehr im Ansaug des Ventilators installiert werden. Dadurch verbessern sich auch die Zuströmbedingungen in das Laufrad und damit der Wirkungsgrad.

Durchgesetzt hat sich der Direktantrieb beim Einsatz der Technik freilaufender Ventilatoren auch deshalb, weil er ohne Antriebsverluste arbeitet.

Da beim Direktantrieb auch kein Riemenantrieb mehr entsteht, war der Norm entsprechend in diesem Fall eine einstufige Filterung (F 7) ausreichend.

Aus diesen Gründen wurden im Projekt direktgetriebene, freilaufende Ventilatoren eingesetzt.

Als Antriebsmotoren werden in der Lufttechnik und in dieser Leistungsgröße ausschließlich elektrische Maschinen (Drehstrom-Asynchronmaschinen) eingesetzt.

Die Wirkungsgrade dieser Maschinen liegen in dieser Leistungsgröße bei ca. 92 %. In den vergangenen Jahren haben sich auch immer mehr Asynchronmaschinen mit erhöhtem Wirkungsgrad (Klasse EFF 1 nach CEMEP [6] oder auch IE 2 nach IEC 60034-30) durchgesetzt, die – bauartbedingt – einen um ca. 1 bis 5 Prozentpunkte höheren Wirkungsgrad



Bild 9

### Direktgetriebener freilaufender Ventilator

Bild: HOWATHERM, System ETA

haben als Standardmaschinen (EFF 2).

Der EFF 1-Motor erreicht seine höhere Effizienz durch aufwändigeren Einsatz von Kupfer und Aluminium und höher legiertem Elektroblech. Diese Antriebe wurden aus energetischen Gründen auch hier verwendet.

Wie bereits beschrieben, kann mit der Drehzahlregelung des Ventilators der Energiebedarf am stärksten beeinflusst werden, da sich die Leistungsaufnahme mit der dritten Potenz der Drehzahl ändert.

Deshalb haben sich heute variable Drehzahlregelsysteme etabliert, die es ermöglichen, die Anlagen bedarfsgerecht zu betreiben. Im vorliegenden Projekt wurden daher Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung eingesetzt.

## Ergebnisse

Raumlufttechnische Anlagen für Industriehallen müssen auch unter energetischen Gesichtspunkten geplant und ausgeführt werden.

Im vorliegenden Projekt konnten durch das Prinzip der Schichtlüftung die notwendigen Luftmengen erheblich gesenkt werden. Bei einer Mischlüftung hätten die notwendigen Luftmengen mindestens auf 300.000 m<sup>3</sup>/h angehoben werden müssen, wobei sich infolge

der Durchmischung des gesamten Raumes dennoch eine geringere Luftqualität eingestellt hätte.

Durch die Verwendung der hocheffizienten Wärmerückgewinnung mit einer Rückwärmzahl von 0,7 konnte der Primärenergieeinsatz im Winter auf ein Minimum beschränkt werden, da die inneren Lasten der Halle den Wärmebedarf fast komplett decken und die Zugangs-tore wirksam abgeschirmt werden.

Die Anlage wird über Gebäudeleit-technik geregelt und überwacht. Aus der Analyse der Daten im Winterbetrieb sowie im Sommerbetrieb lassen sich folgende Aussagen ableiten:

□ Die Zulufttemperatur liegt im Winter bei max. 3 bis 5 K über der Raumlufttemperatur. Die Entscheidung keine statischen Heizflächen zu installieren war somit richtig. Die Temperaturverteilung innerhalb der Halle ist sehr gleich-mäßig.

□ Im Sommer ergeben sich Absenkungen der Zulufttemperatur gegenüber der Außenluft je nach Belastungsfall bzw. Ablufttemperatur von 4 bis 7 K. Dies bedeutet in der Aufenthaltszone eine merkliche Temperaturdifferenz, die beim Betreten der Halle im Sommer un-mittelbar wahrnehmbar ist.

□ Die Ablufttemperaturen liegen im Sommer zwischen 4 und 6 K oberhalb

der Zulufttemperatur und zeigen, dass sich die Schichtung tatsächlich einstellt. Die genannten Unterschiede ergeben sich aus der unterschiedlichen thermischen Belastung einiger Raumbereiche.

□ Die Anlagen sind mit Drehzahlregelungen ausgestattet, die die Absenkung der Luftmenge in Teillastzeiten oder bei sehr kalten Außentemperaturen am Wochenende ermöglichen, so dass eine Auskühlung der Halle vermieden wird.

Seitens der Belegschaft werden die Luftverhältnisse und Temperaturen in der Halle durchweg positiv beurteilt.

## Literatur

- [1] BGIA-Report 5/2005: Lufttechnik in Industriehallen, Berufsgenossenschaftliches Institut für Arbeitsschutz.
- [2] VDI 3802, Lufttechnik in Industriehallen.
- [3] RLT-Richtlinie 01, Allgemeine Anforderungen an Raumlufttechnische Geräte, Herstellerverband Raumlufttechnische Geräte, Januar 2009.
- [4] EnEV 2009, Energieeinsparverordnung.
- [5] EEWärmeG: Erneuerbare-Energien-Wärmegesetz 2008–6.
- [6] CEMEP – Comité Européen de Constructeurs de Machines Électriques et d'Électronique de Puissance.