

# Thermodynamik in Rechenzentren

DCE academy | Ingo Geib | Ingenieurbüro Ingo Geib GmbH



## Kontakt



### Ingo Geib

Ingenieurbüro Ingo Geib GmbH

Aurbacherstraße 2  
81541 München  
Germany

Tel: +49 (89) 729 89 23 - 0

Fax: +49 (89) 729 89 23 - 14

E-Mail: [planung@ibgeib.de](mailto:planung@ibgeib.de)

Web: [www.ibgeib.de](http://www.ibgeib.de)

# Grundlagen

## Aufgabe der TGA in Rechenzentren

Eine der Hauptaufgaben von Rechenzentren ist der wirtschaftliche Abtransport überschüssiger Wärme.

In Deutschland existieren ca. 50.000 Rechenzentren (Stand Mitte 2020).

„Aktuell gibt etwas mehr als 3.000 Rechenzentren mit mehr als 40 kW IT-Anschlussleistung und mind. 10 Serverracks. Hinzu kommen ca. 47.00 kleinere IT-Installationen.“ Von bitkom wird die IT-Anschlussleistung auf ca. 2,2 Mrd. kW geschätzt.

Diese verbrauchen ca. 16 TWh pro Jahr (16 Mrd. kWh/a, Stand Mitte 2020). Somit sind sie für 3,8 % Prozent des jährlichen Energieverbrauchs hierzulande verantwortlich. (Stromabsatz 2020 laut Statistischem Bundesamt 418,6 Mrd. kWh)

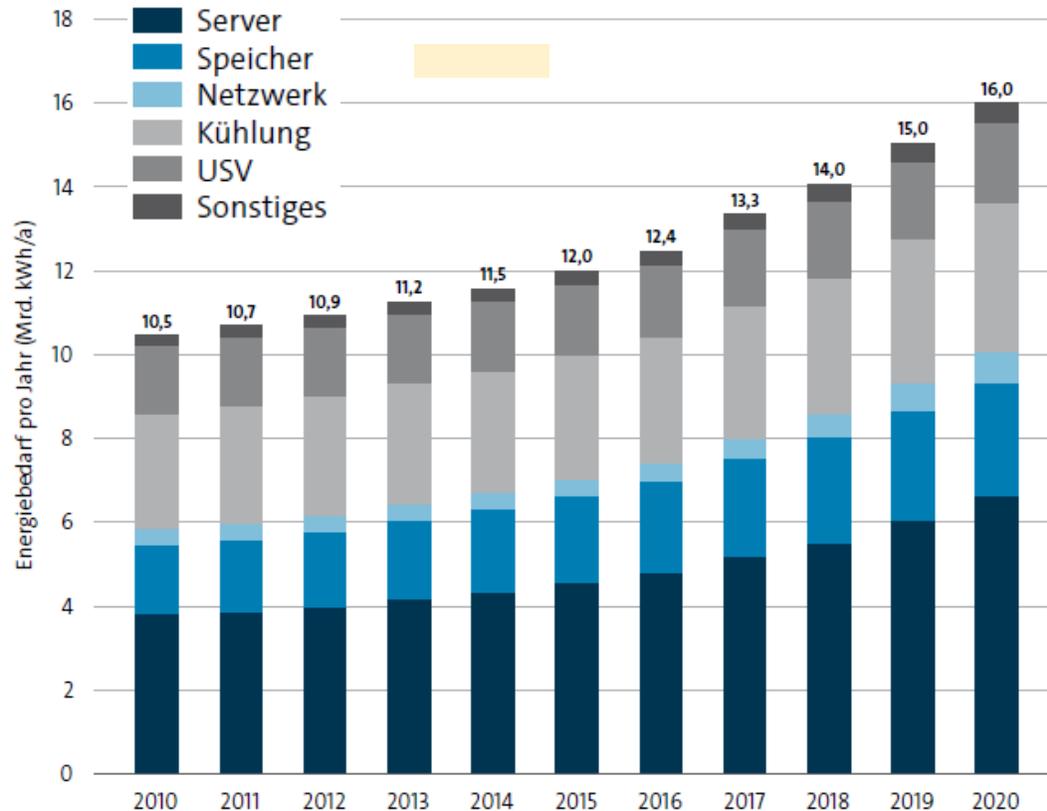
Sie haben den Energiebedarf des Flugverkehrs in Deutschland hinter sich gelassen. Die Kühlung der Rechenzentren macht dabei knapp ein Viertel des Energiebedarfs aus.

Quelle: Rechenzentren in Deutschland, Aktuelle Marktentwicklung, Stand 2022, Bundesverband Informationswirtschaft, Telekommunikation und neue Medien e. V. = bitkom.org



# Grundlagen

## Energiebedarf von Rechenzentren in Deutschland



Energiebedarf der Rechenzentren und kleineren IT-Installationen in Deutschland in Mrd. kWh/a

Der Energiebedarf der Rechenzentren und kleineren IT-Installationen in Deutschland ist von 2010 bis 2020 von 10,5 Mrd. kWh/a auf 16 Mrd. kWh/a gestiegen. Die Steigerung des Energiebedarfs ging allerdings auch mit einer deutlichen Steigerung der Effizienz der Rechenzentren einher. Die Zahl der installierten Workloads in den deutschen Rechenzentren hat sich im gleichen Zeitraum mehr als verachtfacht. Damit ist die Energieeffizienz der IT-Bereitstellung (gemessen in Workloads) um fast den Faktor 5 gestiegen.

Auch die Effizienz der Rechenzentrumsinfrastruktur konnte im genannten Zeitraum deutlich gesteigert werden. Der durchschnittliche PUE-Wert sank zwischen 2010 und 2020 von 1,98 auf 1,63. Damit steigerte sich die Effizienz der RZ-Infrastrukturen um 21 %.

Quelle: Rechenzentren in Deutschland, Aktuelle Marktentwicklung, Stand 2022, Bundesverband Informationswirtschaft, Telekommunikation und neue Medien e. V. = bitkom.org

# Grundlagen

## NEUE rechtliche Grundlage: das EnEg

- Betrifft öffentliche Stellen, Unternehmen und **Rechenzentren**
- aktiviert mögliche Einsparmaßnahmen der Primär- und Endenergie, in Folge der EU Energieeffizienzrichtlinie und soll helfen die Klimaziele 2030 zu erreichen
- Am 20.10.2023 vom Bundesrat beschlossen, ab 1.1.2024 und bis 31.12.2030 gültig
- Zuständig ist das Bundesamt für Wirtschaft, im Detail die **Bundesstelle für Energieeffizienz**
- Prinzipiell werden immer zwei Themen behandelt: Einrichten eines Energie- oder Umweltmanagementsystem und Einsparungen des Endenergiebedarfs
- Bußgelder bis zu 100.000 € möglich



# Grundlagen

## NEUE rechtliche Grundlage: das EnEg

- Energie- oder Umweltmanagementsystem muss bis 01.07.2025 eingerichtet sein
- Der Stromverbrauch ist bilanziell mit erneuerbaren Energien zu decken: ab 01.01.2024 zu 50%,
- ab 01.01.2027 zu 100%
- gilt für Bestands-RZ und für neue RZ
- Zulufttemperatur Minima 24 bzw.
- 27 Grad C
- PUE - Bestimmungen für Rechenzentren
- Reduzierung und Wiederverwendung von Abwärme

DIN EN ISO 50001:2011-12  
EN ISO 50001:2011 (D)

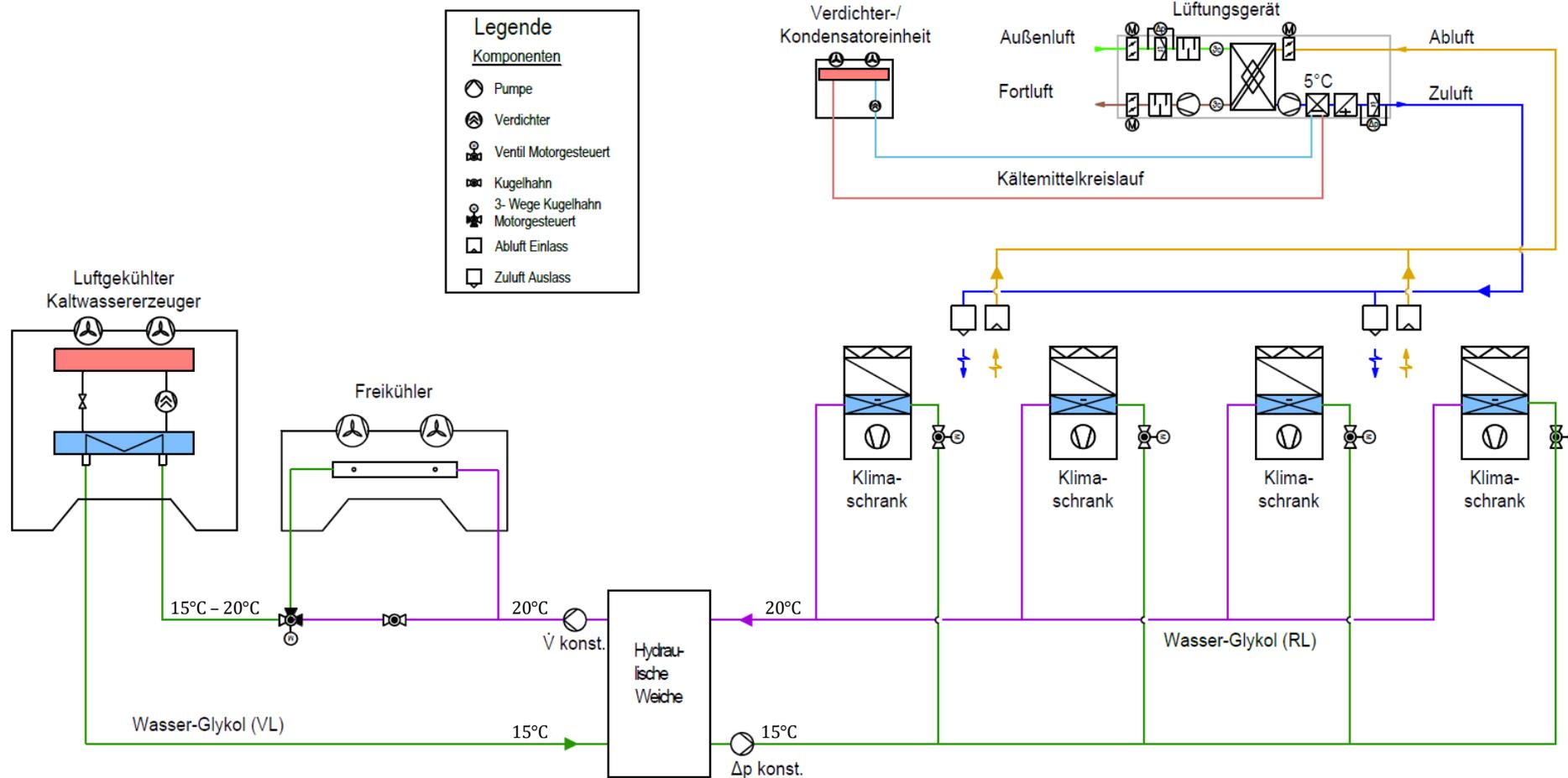


Bild 1 — Für diese Norm verwendetes Modell eines Energiemanagementsystems

Quelle: DIN EN ISO 50001:2011-12

# Anlagenaufbau

## Schema typischer Anlagenaufbau im Rechenzentrum



# Grundlagen

## Energie

Energie ist die Fähigkeit, mechanische Arbeit zu verrichten, Wärme abzugeben oder Licht auszustrahlen.

Die SI-Einheit der Energie ist Joule [J]

$$1 \text{ J} = 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1 \text{ W}\cdot\text{s} = 1 \text{ (kg}\cdot\text{m}^2) / \text{s}^2$$

Typische Energiemengen

- Strommenge: kWh (Kilowattstunden)       $1 \text{ kWh} = 3.600.000 \text{ J} = 3,6 \cdot 10^6 \text{ J}$
- Nahrungsmittel: kcal (Kilokalorien)       $1 \text{ kcal} = 4.186,8 \text{ J}$



# Grundlagen

## Erster Hauptsatz der Thermodynamik (Energieerhaltung)

- Energie kann weder aus dem Nichts entstehen noch vernichtet werden.
- Energie kann nur von einer in eine andere Form umgewandelt werden.

In einem geschlossenen System lässt sich, ausgehend von dieser Aussage, eine Energiebilanz bilden.



# Grundlagen

## Zweiter Hauptsatz der Thermodynamik (Richtung der Energieübertragung)

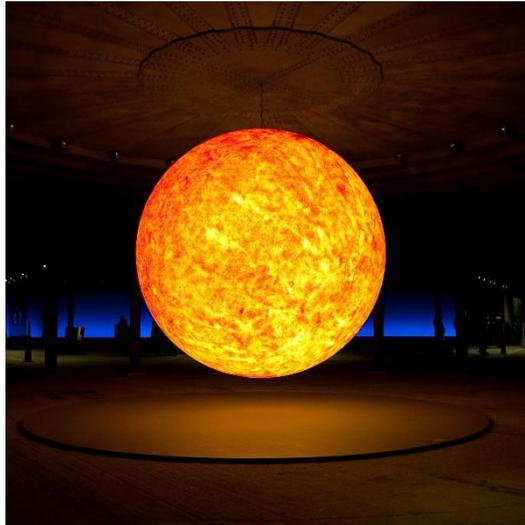
- Wärme kann nicht von selbst von einem Körper niedriger Temperatur auf einen Körper höherer Temperatur übergehen.
- Wärme kann durch eine periodisch arbeitende Maschine nicht vollständig in Arbeit umgewandelt werden. Dies wäre eine Perpetuum mobile.
- Alle spontan (in eine Richtung) ablaufenden Prozesse sind irreversibel.

**Wärme fließt immer von Warmen zum Kalten.**

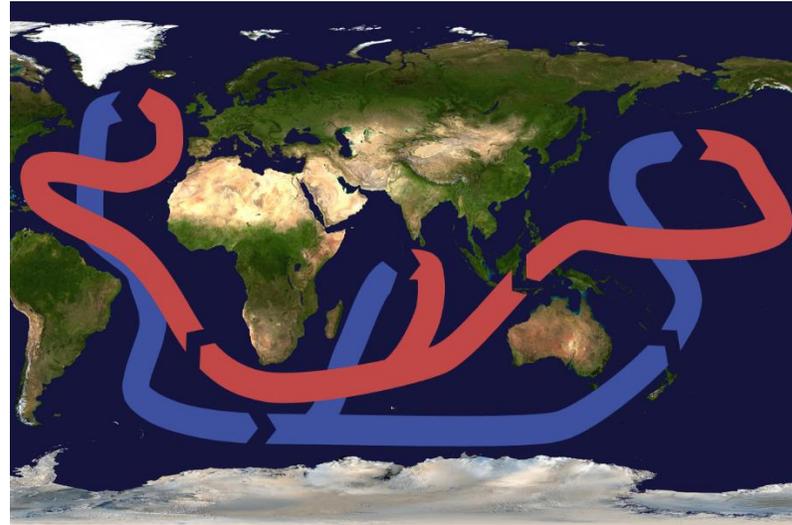


# Wärmeübertragung

Wärmestrahlung



Konvektion



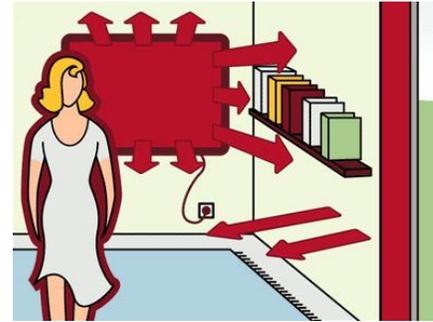
Wärmeleitung



# Wärmeübertragung

## Wärmestrahlung

- Wärmestrahlung oder auch thermische Strahlung ist eine elektromagnetische Strahlung.
- Wärmestrahlung wird von allen Festkörpern, Flüssigkeiten, Plasmen und genügend großen Gasmassen emittiert.
- Wärmestrahlung ist vom Wärmestrom, dem Emissionsgrad, der Strahlungskonstante, der Fläche und der Temperatur des abstrahlenden Körpers abhängig.
- Die höchste Emission zeigt bei allen Wellenlängen und Temperaturen der ideale Schwarze Körper. Dieses theoretische Maximum wird von realen Körpern nicht vollständig erreicht.
- Der Emissionsgrad gibt an, wie viel Strahlung ein Körper im Vergleich zu einem idealen Wärmestrahler abgibt. Der Wert ist stoff- und temperaturabhängig und liegt immer zwischen 0 (perfekter Spiegel) und 1 (idealer Schwarzer Körper).



$$Q_p = \epsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4$$

$Q_p$  = Wärmestrom [W]

$\epsilon$  = Emissionsgrad [-]

$\sigma$  = Strahlungskonstante des schwarzen Strahlers =  $5,67e-8$  [W/m<sup>2</sup>K<sup>4</sup>]

$A$  = Fläche [m<sup>2</sup>]

$T$  = Temperatur

Quelle: Einführung in die Wärmelehre, 7. Auflage, Hanser Verlag

<https://www.heizungsfinder.de/elektroheizung/ratgeber/waermestrahlung>

# Wärmeübertragung

## Konvektion (Strömungstransport)

Im Bereich der Thermodynamik wird mit Konvektion der Transport von thermischer Energie durch ein strömendes Fluid (Gase und Flüssigkeiten) beschrieben.

Bei Konvektion unterscheidet man zwischen „Erzwungener Konvektion“ und „Freier Konvektion“.

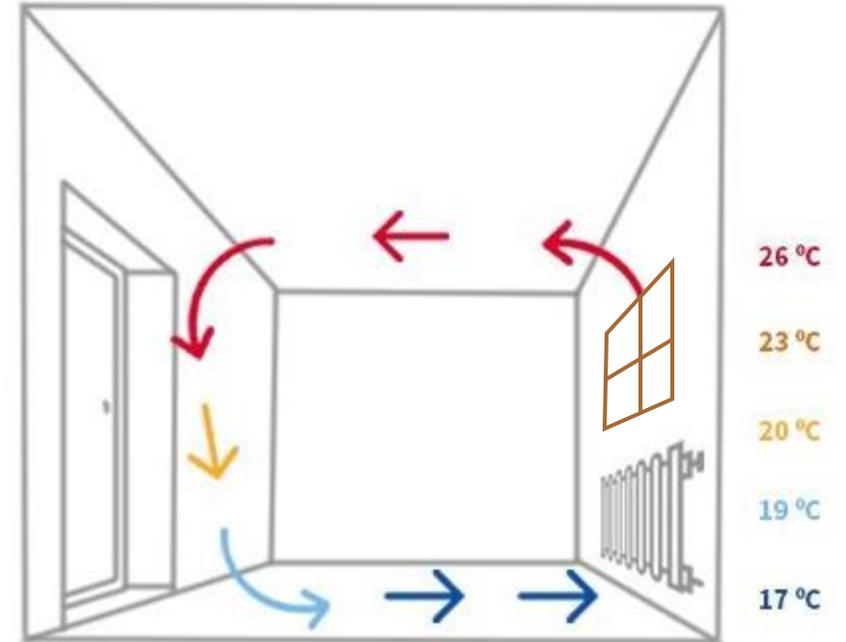


# Wärmeübertragung

## Freie Konvektion

Ein Fluid ist von sich aus in Ruhe. Durch Wärmeübertragung auf das Fluid ändert sich dessen Temperatur und damit die Dichte. Als Folge daraus kommt es zu Auftriebsströmungen.

Beispiel: Aufheizung der Luft an einem Heizkörper.



# Wärmeübertragung

## Freie Konvektion

Fundamentale Gleichung für konvektiven Wärmeübergang:

Newtonscher Ansatz

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \dot{q} = \alpha (\vartheta_W - \vartheta_\infty)$$

$\dot{Q}$ : Wärmestrom

$A$ : betrachtete Kontaktfläche / benetzte Oberfläche

$\dot{q}$  Wärmestromdichte (flächenbezogener Wärmestrom)

$\alpha$  Wärmeübergangskoeffizient

$\vartheta$ : Temperaturen der beteiligten Medien

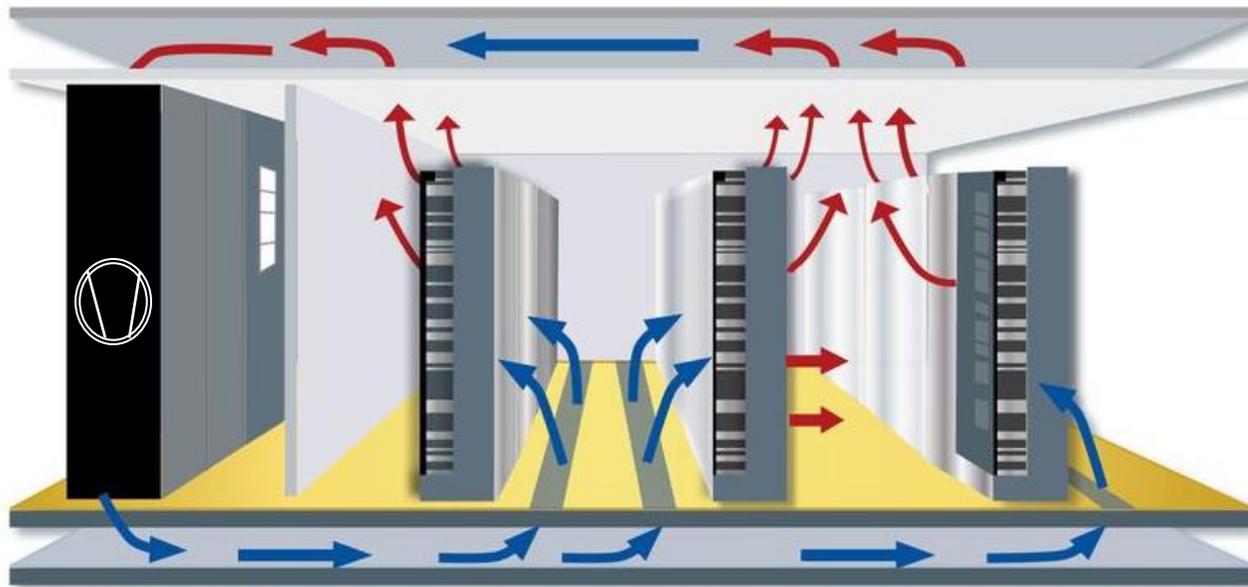
Quelle: Einführung in die Wärmelehre, 7. Auflage, Hanser Verlag

# Wärmeübertragung

## Erzwungene Konvektion

Thermische Energie wird massegebunden transportiert. Die Strömung wird durch einen Antrieb erzwungen. Somit wird auch der Wärmetransport erzwungen.

- Beispiel:
- Pumpenströmung in hydraulischen Systemen
  - Lufttransport in Rechenzentren



# Wärmeübertragung

## Erzwungene Konvektion

### Wärmetransport durch ein fließendes Medium (Fluid)

Unter Fluiden versteht man Flüssigkeiten und Gase.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho$$

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

$\dot{Q}$ :	Wärmeleistung [W]
$\dot{m}$ :	Massenstrom [kg/s]
$c_p$ :	Spezifische Wärmekapazität [J/(kg·K)]
$\Delta\vartheta$ :	Temperaturspreizung [K]
$\rho$ :	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}$ :	Volumenstrom [m <sup>3</sup> /s]

Quelle: Einführung in die Wärmelehre, 7. Auflage, Hanser Verlag

# Wärmeübertragung

## Die Wärmekapazität $c_p$

Die spezifische Wärmekapazität, welche als „ $c_p$ “ bezeichnet wird, ist eine Stoffkonstante.

Sie gibt an, wie viel Wärme von einem Körper aufgenommen oder abgegeben werden muss, damit 1 kg des Stoffes um 1 K erwärmt oder abgekühlt wird.

Die spezifische Wärmekapazität ist von Stoff zu Stoff unterschiedlich.

Bei Wasser beträgt sie 4,19 kJ/(kg·K).

Bei Luft beträgt sie 1,01 kJ/(kg·K).



# Wärmeübertragung

## Die Wärmekapazität $c_p$ - Beispiele verschiedener Wärmekapazitäten und Stoffwerte

63.2 Dichte und spezifische Wärmekapazität flüssiger Stoffe (bei 20 °C)							
$\rho$ Dichte in $\text{kg}/\text{dm}^3$				$c$ spezifische Wärmekapazität in $\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ oder $\text{Wh}/(\text{kg} \cdot \text{K})$			
Stoff	$\rho$ $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$	$c$		Stoff	$\rho$ $\frac{\text{kg}}{\text{dm}^3}$	$c$	
		$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{Wh}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$			$\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$\frac{\text{Wh}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Aceton	0,80	2220	0,617	Heizöl S (bei 100 °C bis 200 °C)	0,95...0,97	1800...2200	0,5...0,611
Antifrogen N (100%)	1,143	2380	0,660	Kochsalzlösung(20%)	1,15	3430	0,954
Antifrogen L (100%)	1,052	2500	0,694	Maschinenöl	0,91	1680	0,465
Ethylalkohol	0,79	2390	0,663	Methylalkohol	0,79	2470	0,686
Benzin, schwer	0,72...0,78	2090	0,581	Natronlauge (100%)	1,83	3270	0,908
Benzol	0,88	1720	0,477	Naphtalin	1,145	1810	0,500
Bier	1,03	3770	1,050	Petroleum	0,78...0,86	2140	0,593
Butan (n) bei 0,5 °C	0,60	2280	0,633	Propan (bei -43 °C)	0,585	2410	0,670
Freon R 12	1,33	894	0,248	Salzsäure (10%)	1,05	3140	0,871
Freon R 22	1,22	1089	0,303	Schwefelsäure (100%)	1,84	1380	0,384
Glykol, Äthylen	1,114	2300	0,639	Seewasser	1,02...1,03	-	-
Glyzerin, wasserfrei	1,25	2430	0,674	<b>Wasser, destilliert</b>	<b>1,0</b>	<b>4190</b>	<b>1,163</b>
Heizöl EL	0,8...0,86	1880	0,523				

# Wärmeübertragung

## Kelvin

Das Kelvin ist die SI-Basiseinheit der thermodynamischen Temperatur.

Der Nullpunkt der Kelvin-Skala liegt im absoluten Nullpunkt ( $T = 0 \text{ K}$ ), was  $-273,15 \text{ °C}$  entspricht.

Die Celsius-Skala wurde so definiert, dass die Temperatur in Grad Celsius gemessen gegenüber der Temperatur in Kelvin um exakt 273,15 verschoben ist.

Temperaturdifferenzen werden in der Thermodynamik immer in Kelvin angegeben.

$$-10 \text{ °C} = 263,15 \text{ K}$$

$$15 \text{ °C} = 288,15 \text{ K}$$

$$-10 \text{ °C bis } 15 \text{ °C} \triangleq 25 \text{ K}$$

$$263,15 \text{ K bis } 288,15 \text{ K} \triangleq 25 \text{ K}$$

# Wärmeübertragung

## Übung 1: Wärmeübertragung durch Konvektion

*Anmerkung: Alle Übungsaufgaben sind auf den ausgeteilten Übungsblättern zu finden. Alle eventuell benötigten Diagramme liegen bei.*

### Aufgabe

Berechnen Sie den möglichen Wärmetransport durch die nachfolgenden Medien bei einem Massenstrom von 9.000 kg/h und einer Temperaturspreizung von 10 K.

$$9.000 \frac{kg}{h} \div 3.600 \frac{s}{h} = 2,5 \frac{kg}{s}$$

**Wasser**  $c_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

**Luft**  $c_p = 1,00 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

**Glykol**  $c_p = 2,30 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

# Wärmeübertragung

## Lösungsweg zur Übung 1

Wir berechnen die Wärmemenge, die durch einen Stoff abgeführt werden kann anhand seiner Wärmekapazität. Dabei lassen wir den Massenstrom und die Temperaturspreizung immer gleich.

→ Massenstrom 2,5 kg/s und Temperaturspreizung 10 Kelvin.

**Wasser**  $c_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow 2,5 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \times 10 \text{ K} =$

**Luft**  $c_p = 1,00 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow =$

**Glykol**  $c_p = 2,30 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow =$

# Wärmeübertragung

## Lösungsweg zur Übung 1

Wir berechnen die Wärmemenge, die durch einen Stoff abgeführt werden kann anhand seiner Wärmekapazität. Dabei lassen wir den Massenstrom und die Temperaturspreizung immer gleich.

→ Massenstrom 2,5 kg/s und Temperaturspreizung 10 Kelvin.

$$\text{Wasser } c_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow 2,5 \text{ kg/s} \times 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \times 10 \text{ K} = 104,75 \text{ kW}$$

$$\text{Luft } c_p = 1,00 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow = 25,00 \text{ kW}$$

$$\text{Glykol } c_p = 2,30 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) \rightarrow = 57,50 \text{ kW}$$

Beispiel:

$$\text{Wasser / Glykollmischung } 77 \% / 23 \% \quad c_p 3,94 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = 98,50 \text{ kW}$$

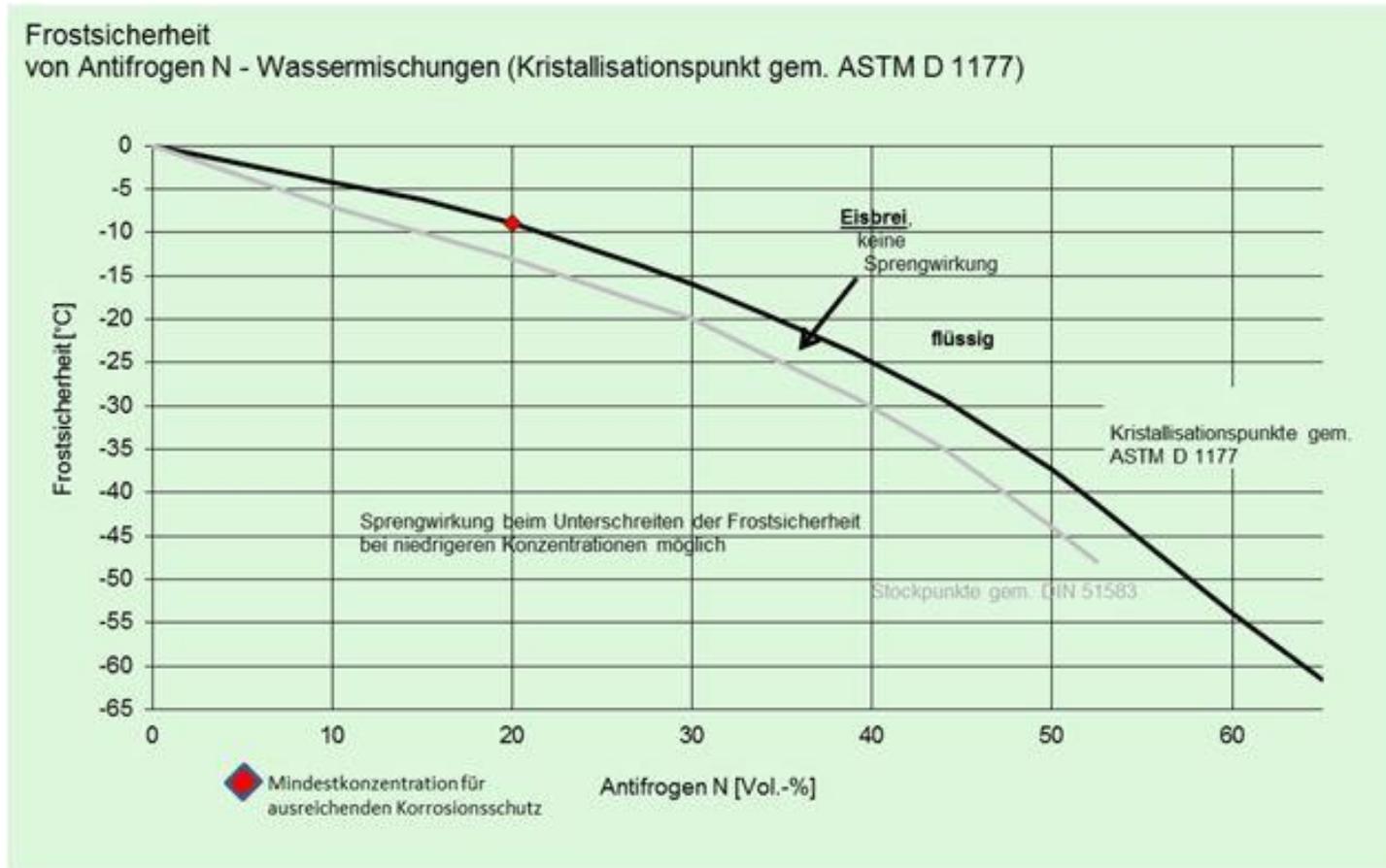
$$\text{Wasser / Glykollmischung } 62 \% / 38 \% \quad c_p 3,68 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = 92,00 \text{ kW}$$

$$\text{Wasser / Glykollmischung } 53 \% / 47 \% \quad c_p 3,43 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K}) = 85,75 \text{ kW}$$



# Wärmeübertragung

## Antifrogen N Konzentrat



# Wärmeübertragung

## Übung 2: Volumenstrom bei Wärmeübertragung durch Konvektion

### Aufgabe

Durch eine Rohrleitung werden  $\dot{Q} = 10 \text{ kW}$  Kälte transportiert. Der Vorlauf hat  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  der Rücklauf hat  $16 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $\Delta\vartheta = 6 \text{ K}$ ). Welcher Volumenstrom in  $\text{m}^3/\text{s}$  fließt durch die Rohrleitung? Rechnen Sie den Volumenstrom in  $\text{m}^3/\text{h}$ ,  $\text{l/s}$  und  $\text{l/h}$  um.

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta}$$

### gegeben

Spezifische Wärmekapazität Wasser  $c_p = 4,19 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

Dichte Wasser  $\rho = 1.000 \text{ kg}/\text{m}^3$

### Umrechnung Einheiten

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 3.600 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s}$$

$$1 \text{ m}^3/\text{s} = 1.000 \text{ l/s}$$

$$1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$$

$$1 \text{ l/s} = 3.600 \text{ l/h}$$



# Wärmeübertragung

## Übung 2: Volumenstrom bei Wärmeübertragung durch Konvektion

Berechnung des Rohrreibungsdruckverlustes des Erzeugerkreises:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

$$\rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta} = \frac{10 \text{ kW}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 6 \text{ K}} = 3,98 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (0,000398 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$\rightarrow \dot{V} = 3,98 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 1,433 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$\rightarrow \dot{V} = 3,98 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1.000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} = 0,398 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{V} = 0,398 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 1.433 \text{ l/h}$$

$$\rightarrow \text{oder : } \dot{V} = 1,433 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \cdot 1.000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} = 1.433 \text{ l/h}$$



# Wärmeübertragung

## ACHTUNG

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

gilt nur für Heizung und sensible Kühlung ohne Phasenwechsel

Phasenwechsel = Veränderung des Aggregatzustandes  
(z. B. von flüssigem Wasser zu Wasserdampf)

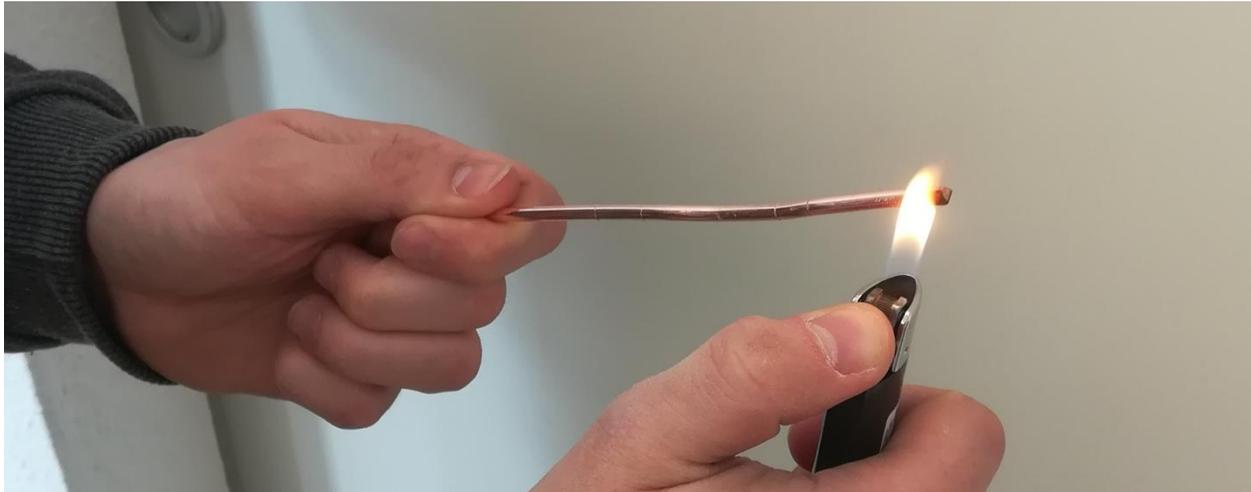


# Wärmeübertragung

## Wärmeleitung

Bei Wärmeleitung wird Wärme nur zwischen direkt benachbarten Teilchen fester Körper oder unbewegter Flüssigkeiten bzw. Gase übertragen.

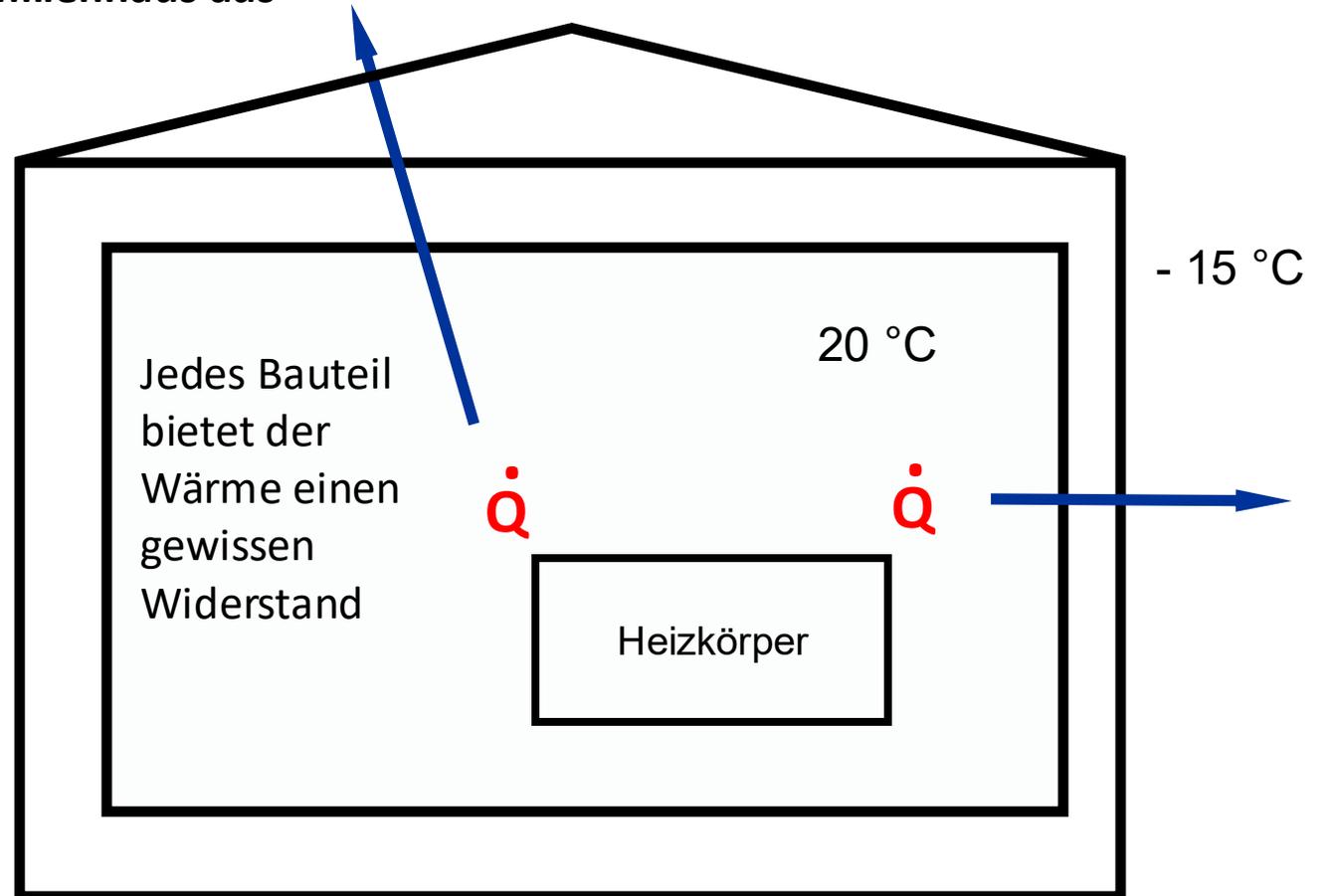
Der Vorgang tritt z. B. zwischen der Innen- und Außenfläche einer Hauswand auf.



# Wärmeübertragung

## Beispiel kombinierter Wärmetransport Einfamilienhaus aus Wärmeleitung und Konvektion

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta\vartheta$$

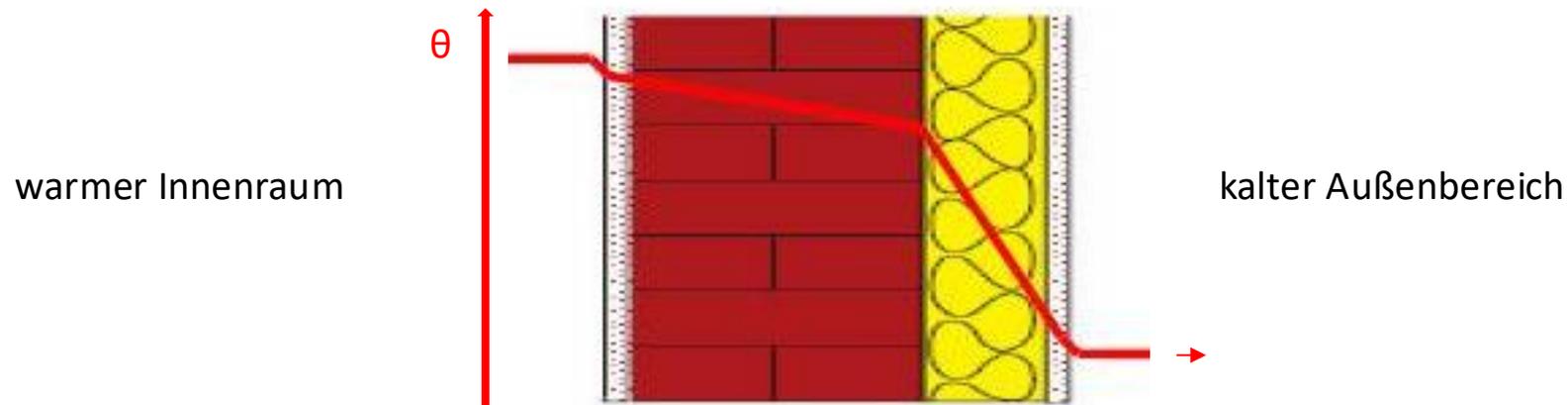


# Wärmeübertragung

## Wärmedurchgang

### Beispiel Außenwand

Die treibende Kraft für den Transport von Wärme über ihre Systemgrenzen hinaus sind die Potentialunterschiede. Ein Beispiel hierfür ist der Wärmetransport von einem warmen Innenraum durch die Außenwände an die kalte Umgebung.



Jedes Bauteil bietet der Wärme einen gewissen Widerstand. Je steiler die Kurve, welche den Temperaturverlauf darstellt, um so größer ist der Widerstand. Mehrere Schichten hintereinander lassen sich wie hintereinander geschaltete elektrische Widerstände addieren.

# Wärmeübertragung

## U-Wert

Der U-Wert setzt sich zusammen aus:

- Wärmeübergangskoeffizient warme Seite
- Summe U-Wert Schicht 1 bis x
- Wärmeübergangskoeffizient kalte Seite

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{d_x}{\lambda_x} + \frac{1}{h_e}$$

$$U = \frac{1}{R_t}$$

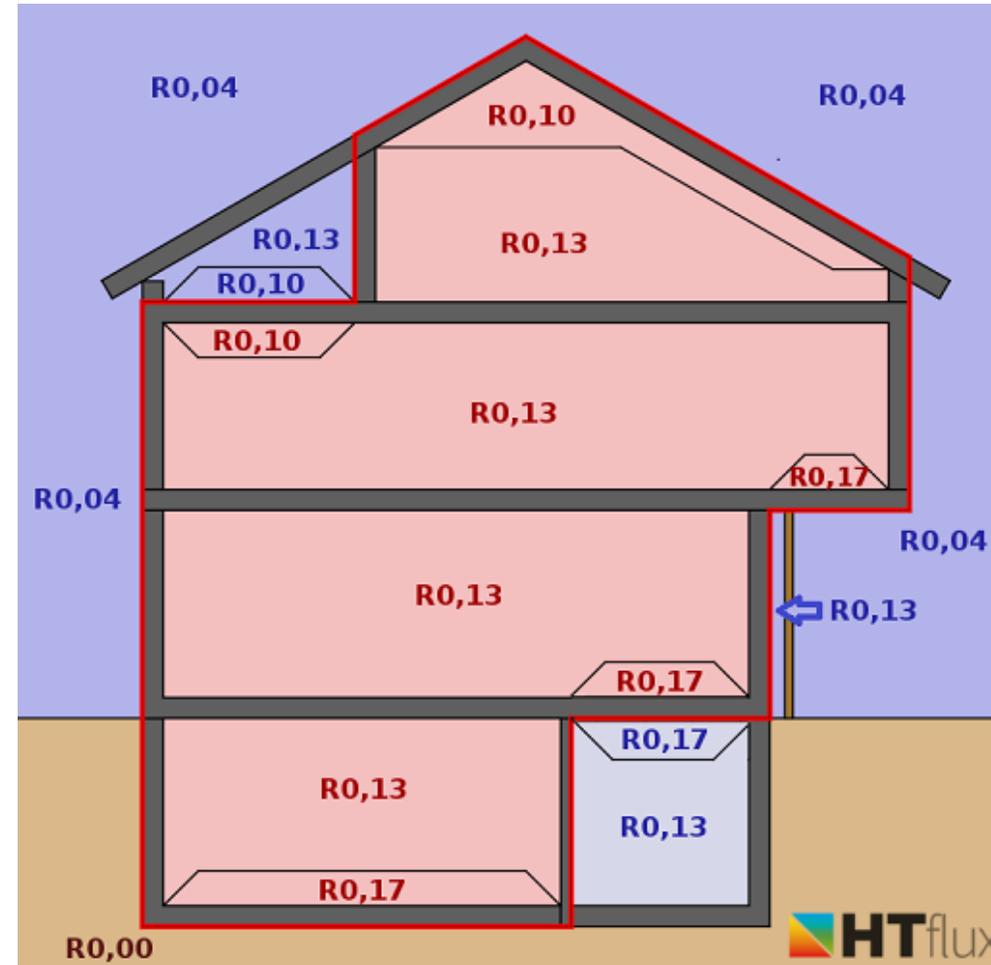
$R_t$ :	Wärmedurchgangswiderstand [ $\text{m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$ ]
$h_{i/e}$ :	Wärmeübergangskoeffizient [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]
$\lambda$ :	Wärmeleitfähigkeit Lambda [ $\text{W} / (\text{m} \cdot \text{K})$ ]
$d$ :	Schichtdicke [m]
$U$ :	Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) [ $\text{W} / (\text{m}^2 \cdot \text{K})$ ]

# Wärmeübertragung

## Wärmeübergangskoeffizient ( $h_{i/e}$ )

$$R_i = \frac{1}{h_i}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e}$$



Quelle: HTflux Engineering GmbH

# Wärmeübertragung

## Wärmeleitfähigkeit $\lambda$

Tabelle:

Richtwerte für die Wärmeleitfähigkeit von Baustoffen und Wärmedämmstoffen.

Baustoff, Wärmedämmstoff	Richtwerte für $\lambda$ in [W/mK]	
	von	bis
Stahlbeton	2,3	2,5
Normalbeton	2,0	2,3
Leichtbeton < 2.000 kg/m <sup>3</sup>	0,8	1,1
Leichtbeton < 1.600 kg/m <sup>3</sup>	0,34	0,8
Leichtbeton < 1.000 kg/m <sup>3</sup>	0,16	0,34
Gas- und Schaumbeton	0,18	0,64
Estrichbeton	1,5	1,8
Ziegelsplittbeton	0,3	1,0
Betonhohlsteinmauerwerk	0,29	0,62
Schaumkunststoffe	0,029	0,044
Mineral. Faserdämmstoffe	0,035	0,04
Holzwolleleichtbauplatten	0,09	0,15
Schaumglas	0,05	0,07
Abdichtungen	0,18	0,70

# Wärmeübertragung

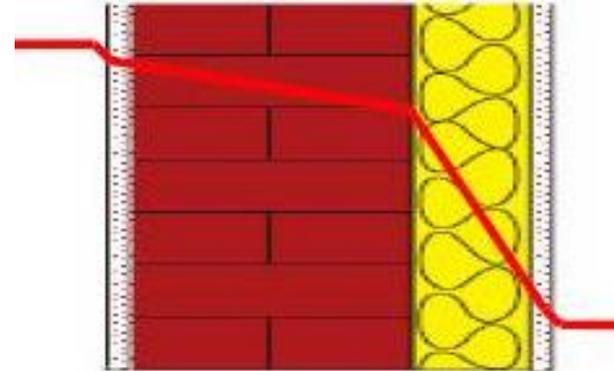
## Übung 3: Wärmeübergang durch eine Außenwand, U-Wert-Berechnung

Schichtenaufbau von innen nach außen

1. Innenputz 1,5 cm,  $\lambda = 0,7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
2. Ziegel 24 cm,  $\lambda = 0,7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
3. Dämmung 6 cm,  $\lambda = 0,035 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
4. Außenputz 1 cm,  $\lambda = 1,0 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$

Wärmeübergangskoeffizient

1. Innen  $7,7 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  ( $h_i$ )
2. Außen  $25 \text{ W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$  ( $h_e$ )



# Wärmeübertragung

## Übung 3: Wärmeübergang durch eine Außenwand, U-Wert-Berechnung

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{d_x}{\lambda_x} + \frac{1}{h_e}$$
$$U = \frac{1}{R_t}$$

- $R_t$ : Wärmedurchgangswiderstand [(m<sup>2</sup>·K)/W]  
 $h_{i/e}$ : Wärmeübergangskoeffizient [W/(m<sup>2</sup>·K)]  
 $\lambda$ : Wärmeleitfähigkeit [W/(m·K)]  
 $d$ : Schichtdicke [m]  
 $U$ : Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) [W/(m<sup>2</sup>·K)]

### Aufgabe

Berechnen Sie den U-Wert.

# Wärmeübertragung

## Lösung zur Übung 3: U-Wert-Berechnung

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \frac{d_1}{\lambda_1} + \frac{d_2}{\lambda_2} + \frac{d_3}{\lambda_3} + \frac{d_4}{\lambda_4} + \frac{1}{h_e}$$

$$R_t = \frac{1}{7,7 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + \frac{0,015 \text{ m}}{0,70 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{0,24 \text{ m}}{0,70 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{0,06 \text{ m}}{0,035 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{0,01 \text{ m}}{1,0 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} + \frac{1}{25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}}$$

$$R_t = 0,12987 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 0,02143 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 0,34286 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 1,71429 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 0,01 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + 0,04 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$R_t = 2,25845 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$U = \frac{1}{R_t}$$

$$U = 0,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

# Wärmeübertragung

## Wärmeübertragung

### Übung 4: Wärmeverlust durch eine Wand

Berechnung des Wärmestroms durch die Wand.

Die Wand hat eine Fläche von 20 m<sup>2</sup>.

$$\vartheta_i = 20 \text{ °C}$$

$$\vartheta_a = -16 \text{ °C}$$

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta\vartheta$$

$\dot{Q}$ : Wärmeverlust durch Wand [W]

A: Wandfläche [m<sup>2</sup>]

$\Delta\vartheta$ : Treibendes Temperaturgefälle (Diff. zwischen Innen- und Außentemp.) [K]

U: Wärmedurchgangskoeffizient (U-Wert) [W/(m<sup>2</sup>·K)]



# Wärmeübertragung

## Lösung zu Übung 4: Wärmeverlust durch eine Wand

Aus der Formel  $\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta\vartheta$

$$\rightarrow \dot{Q} = 20 \text{ m}^2 \cdot 0,44 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}} \cdot 36 \text{ K}$$

→ Der Wärmeverlust durch die Wand beträgt **316,8 W**.



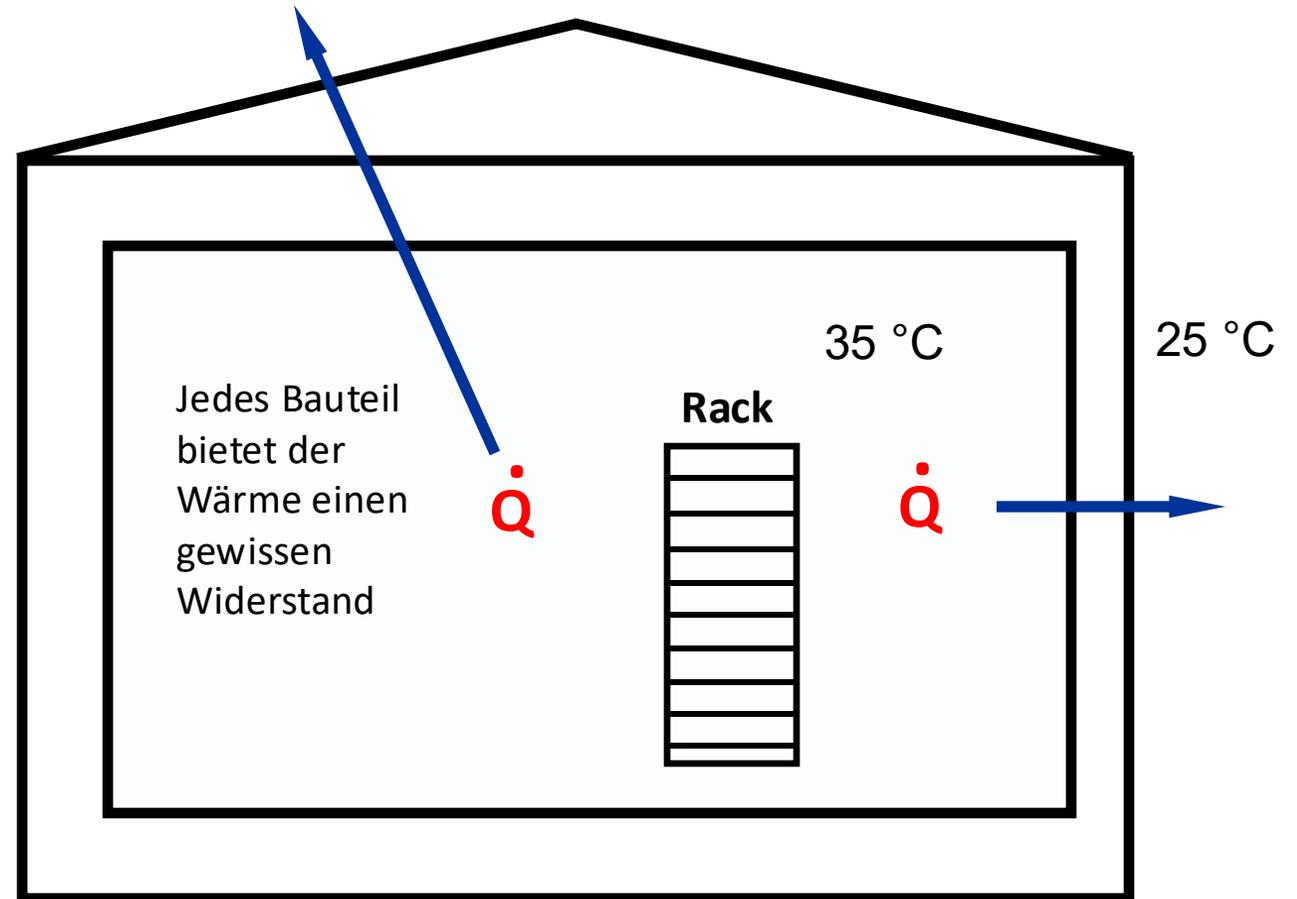
# Wärmeübertragung

## Wärmeübergang im Rechenzentrum Sommerfall

Um ein Wohnhaus im Winter zu beheizen, benötigt man ca. 50 W/m<sup>2</sup>.

Zum Vergleich: Ein Rechenzentrum erzeugt im Sommer wie im Winter ca. 1.000 W/m<sup>2</sup> Abwärme.

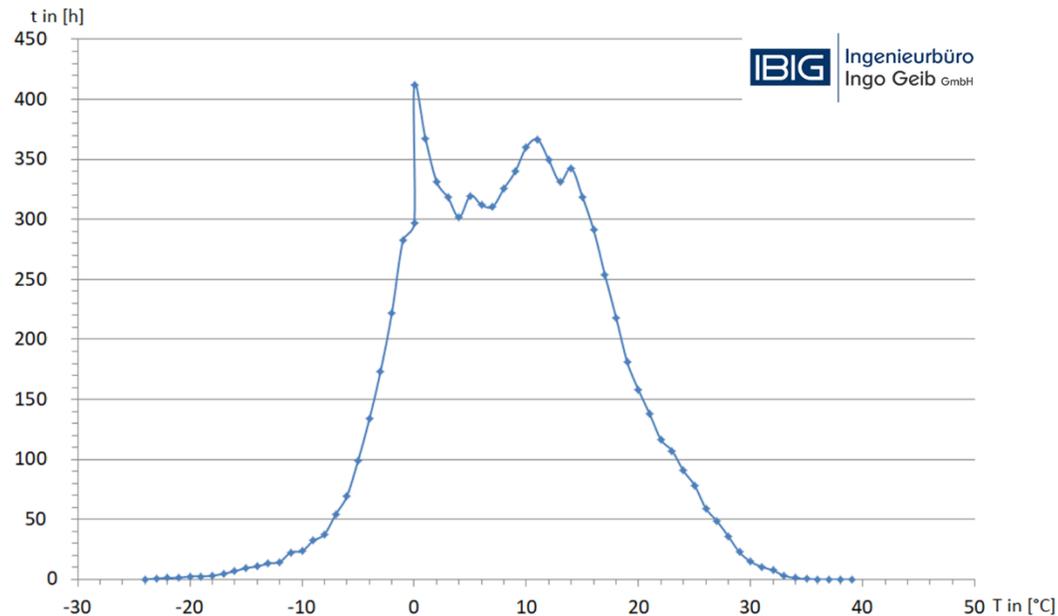
=> Ein Rechenzentrum muss rund ums Jahr gekühlt werden.



# Wärmeübertragung

## Wärmeübergang im Rechenzentrum

Die eingeblendete Grafik zeigt die Temperaturnormalverteilung in Deutschland. Es ist zu sehen, dass warme Temperaturen  $> 35\text{ °C}$  im Durchschnitt nur ca. 1 h im Jahr vorherrschen. Die warme Abluft aus den Racks hat eine Temperatur von  $> 35\text{ °C}$ , das bedeutet das selbst im Sommer (Durchschnittstemperatur  $20 - 28\text{ °C}$ , max.  $35\text{ °C}$ ) der Wärmefluss von innen nach außen geht.



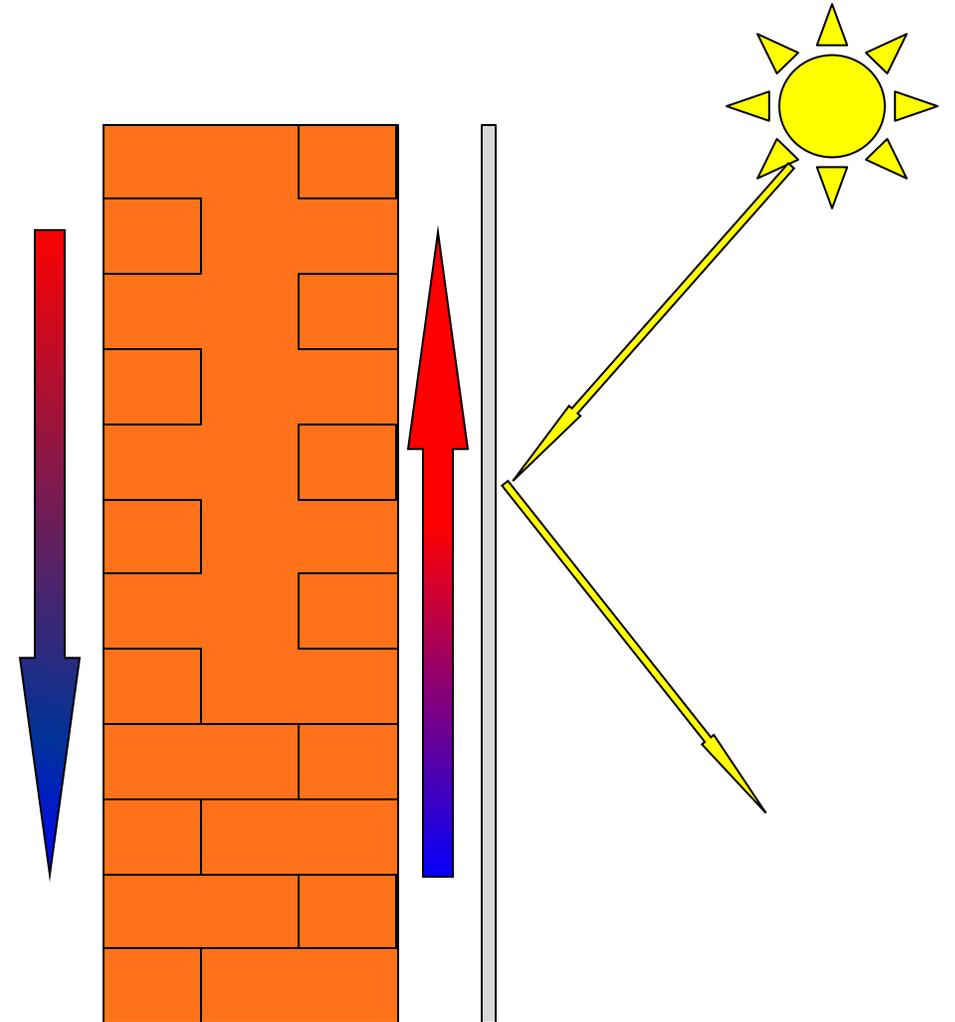
# Wärmeübertragung

## Wärmeübergang im Rechenzentrum

Wie soeben beschrieben, geht der Wärmefluss eines Rechenzentrums selbst im Sommer von innen nach außen. Beim Bau eines Rechenzentrums hat ein guter U-Wert demnach einen negativen Einfluss auf die Energiebilanz. Die Folgerung daraus ist eine gut reflektierende, hinterlüftete Fassade.

=> Eine Dämmung der Gebäudefassade ergibt in einem Rechenzentrum nur bedingt Sinn.

Es ist allerdings darauf zu achten, dass der Taupunkt an der Innenseite im Winterfall nicht unterschritten wird.



# Strömungslehre

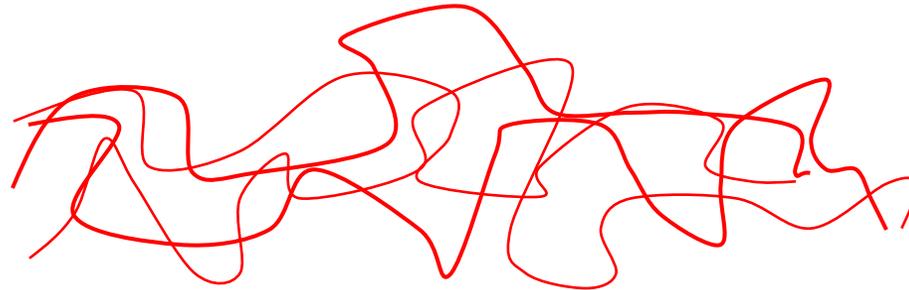
## Grundlegende Strömungsformen

Die grundlegenden Strömungsformen unterscheiden sich in der Art, wie sich die Fluidteilchen im Strömungsfeld bewegen. Dabei werden zwei prinzipielle Strömungsformen unterschieden:

### Laminare Strömungen



### Turbulente Strömungen



# Strömungslehre

## Laminare Strömung

Bei der laminaren Strömung bewegen sich die Fluidteilchen in nahezu parallelen Bahnen zur Hauptströmungsrichtung.

Das Wesentliche dabei ist, dass kein Queraustausch der Fluidteilchen besteht.

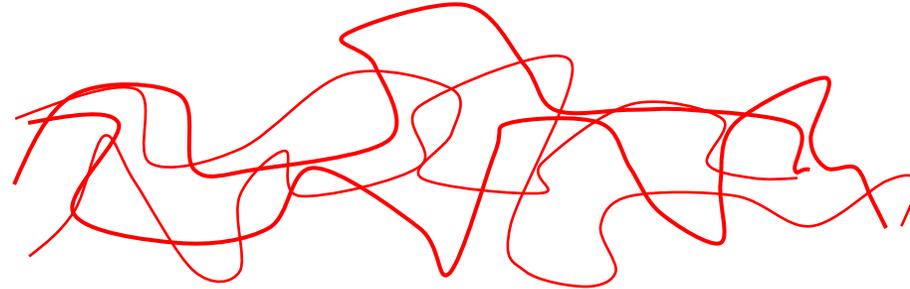


# Strömungslehre

## Turbulente Strömung

Die Ausbildung turbulenter Strömung erfolgt zum Beispiel bei:

- hohen Strömungsgeschwindigkeiten
- Umströmung von Körpern (Ablöse- und Totwassergebiete)



# Strömungslehre

## Reynolds-Zahl $Re$

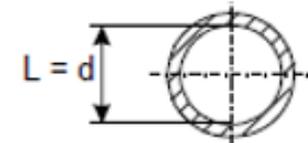
$$Re = \frac{\text{Trägheitskräfte}}{\text{Zähigkeitskräfte}}$$

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu}$$

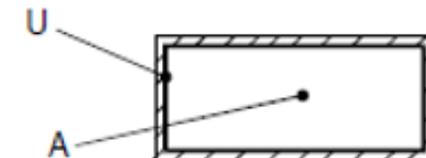
mit

- $v$ : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]
- $\nu$ : kinematische Viskosität des Fluids [m<sup>2</sup>/s]
- $L$ : charakteristische Länge [m]  
Beispiel:

Rohre:  $L = d$



Kanäle  $L = d_{\text{hydraulisch}} = 4 \cdot A/U$

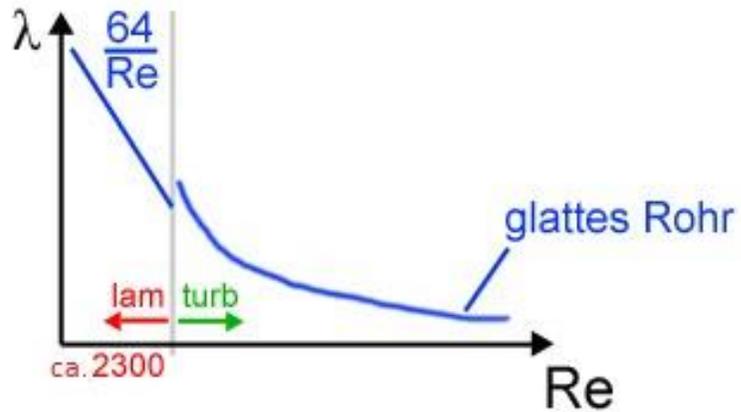


Quelle: Technische Strömungslehre, W. Bohl

# Strömungslehre

## Kritische Reynolds-Zahl

Bei der kritischen Reynolds-Zahl findet der Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung statt.



$Re$ : Reynoldszahl [dimensionslos]  
 $\lambda$ : Rohrreibungszahl [dimensionslos]

Für ein rundes glattes Rohr ist die kritische Reynoldszahl 2320

- Laminare Strömung  $Re < 2320$
- Turbulente Strömung  $Re > 2320$

# Strömungslehre

## Rohrreibungszahl $\lambda$

### laminare Strömungen

nach dem Gesetz von Hagen-Poiseuille

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}$$

Bereich  $\text{Re} < 2320$

### turbulente Strömungen

Formel von Blasius

$$\lambda = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}$$

Bereich  $2320 < \text{Re} < 10^5$

Die Rohrreibungszahl  $\lambda$  ist eine Kennzahl, die zur Berechnung der Druckverluste aufgrund von Rohrreibung dient. Die Rohrreibungszahl ist eine dimensionslose Größe. Zur Bestimmung der Rohrreibungszahl wird die Reynolds-Zahl benötigt.

Quelle: Technische Strömungslehre, W. Bohl

# Strömungslehre

## Druckverlust Definition

Der **Druckverlust (Druckabfall)** ist die durch Rohrwand und Turbulenzen (Rohrleitungen, Formstücken, Armaturen usw.) entstehende Druckdifferenz zwischen zwei definierten Punkten in einem Rohrnetz.

Quelle: [www.striko.de](http://www.striko.de)



# Strömungslehre

## Druckverlustberechnung

$$\Delta p = \overset{1.}{\Delta p_R} + \overset{2.}{\Delta p_F}$$

1. Druckverlust durch Rohrreibung
2. Druckverlust durch Einzelwiderstände

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung



# Strömungslehre

## Druckverlustberechnung

$$\Delta p_R = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} v^2 = R \cdot l$$
$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

- $\Delta p_R$ : Druckverlust durch Rohr [Pa]  
 $\Delta p_F$ : Druckverlust durch Einzelwiderstände [Pa]  
 $\lambda$ : Rohrreibungszahl [Dimensionslos]  
 $l$ : Rohrleitungslänge [m]  
 $d$ : Rohrleitungsdurchmesser [m]  
 $\rho$ : Dichte des Fluids [ kg/m<sup>3</sup>]  
 $v$ : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]  
 $\zeta$ : Druckverlustbeiwert (dimensionslos)  
 $R$ : Spezifischer Druckverlust in [Pa/m]

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung



# Strömungslehre

$$\Delta p = \Delta p_R + \Delta p_F = R \cdot L + \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$\Delta p_R$ : Druckverlust [Pa]

$\Delta p_F$ : Druckverlust [Pa]

$\rho$ : Dichte des Fluids [ kg/m<sup>3</sup>]

$v$ : Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

$\zeta$ : Druckverlustbeiwert (dimensionslos)

$R$ : Spezifischer Druckverlust in [Pa/m]

$L$ : Rohrlänge [m]

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung



# Strömungslehre

$$v = w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}}$$

- v/w: Strömungsgeschwindigkeit [m/s]  
A: Innenfläche einer Rohrleitung [m<sup>2</sup>]  
 $\dot{V}$ : Volumenstrom [m<sup>3</sup>/s]  
d<sub>i</sub>: Innendurchmesser einer Rohrleitung [m]

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung



# Strömungslehre

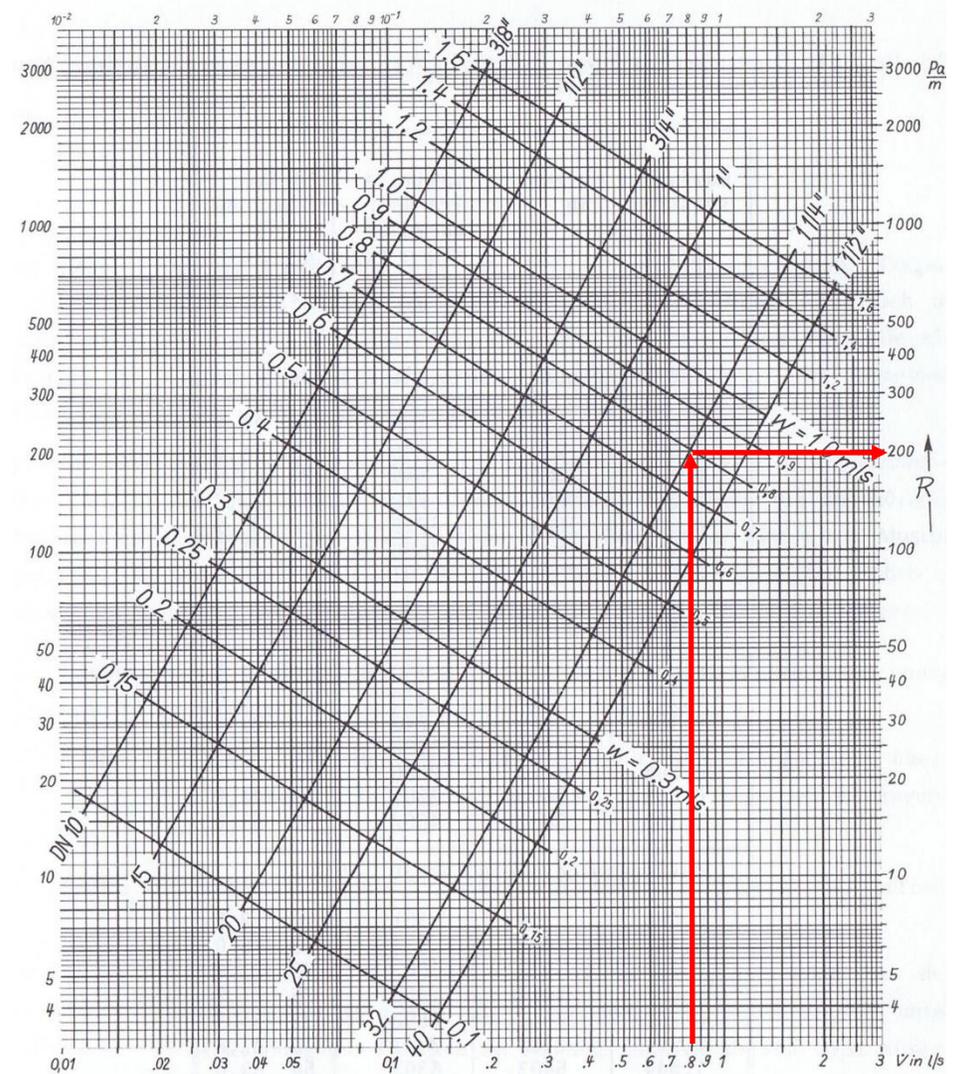
## Übung 5: Druckverlust in einer geraden Rohrleitung

Welcher Druckverlust ergibt sich bei einem Volumenstrom von 0,8 l/s und in einem DN 32 Rohr? Die Rohrleitung ist 10 m lang.

Lösung:

$$R = 200 \text{ Pa/m}$$

$$\Delta p = 200 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot 10 \text{ m} = 2000 \text{ Pa}$$



Quelle: W. Burkhardt Projektierung von Warmwasserheizungen 2. Auflage



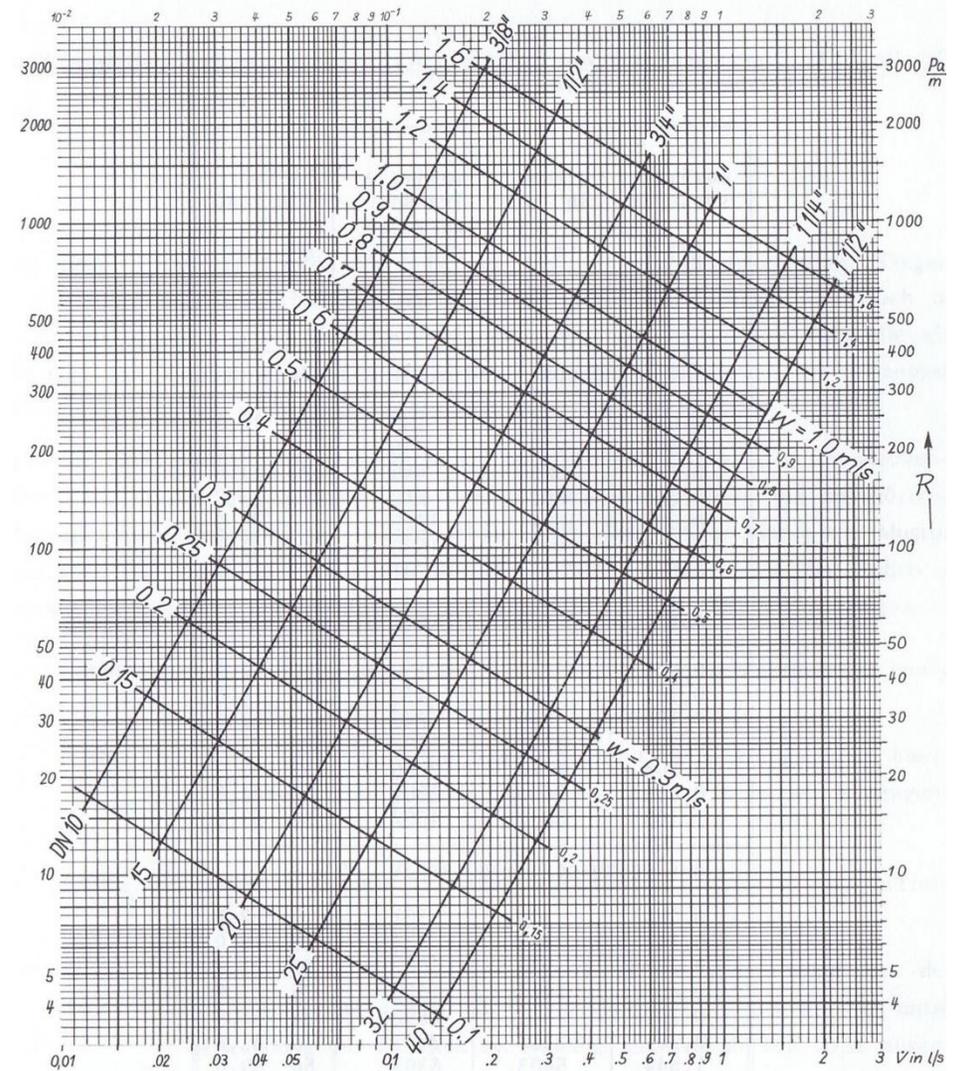
# Strömungslehre

## Übung 6: Druckverlust in einer geraden Rohrleitung

Eine 50 m lange Leitung fördert 10 kW. Das Kaltwasser hat eine Vorlauftemperatur von 12 °C und eine Rücklauf-temperatur von 18 °C.

Um Strömungsgeräusche im Gebäude zu vermeiden, ist die Vorgabe, einen Druckverlust von 100 Pa/m nicht zu überschreiten.

Legen Sie den Rohrdurchmesser fest und berechnen Sie den Druckverlust.



Quelle: W. Burkhardt Projektierung von Warmwasserheizungen 2. Auflage

# Strömungslehre

## Übung 6: Druckverlust in einer geraden Rohrleitung

Lösung:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

mit:  $\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}$

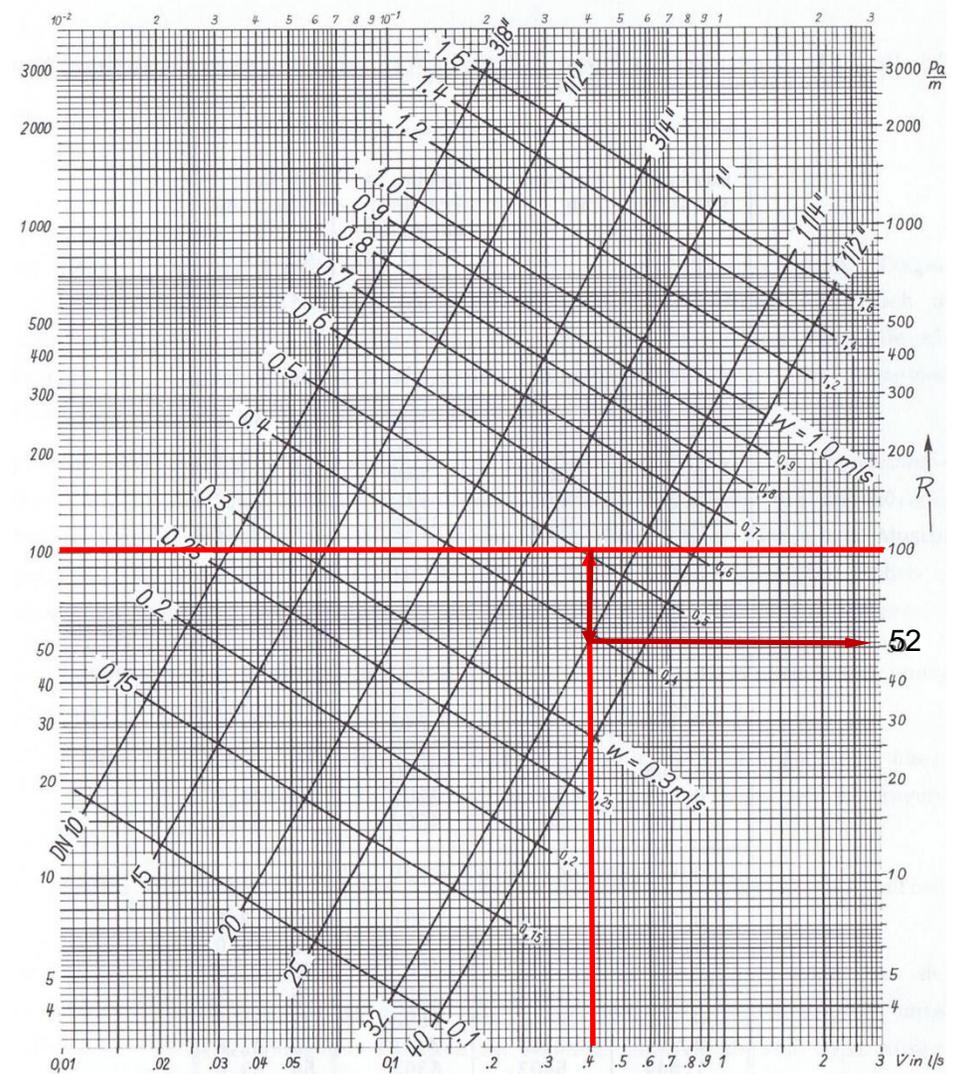
$$\dot{Q} = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta}$$

$$\dot{V} = \frac{10 \text{ kW}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{l}} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 6 \text{ K}} = 0,4 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$R = 52 \text{ Pa/m}$$

$$\Delta p = 52 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot 50 \text{ m} = 2.600 \text{ Pa}$$



Quelle: W. Burkhardt Projektierung von Warmwasserheizungen 2. Auflage



# Strömungslehre

## Druckverlust durch Einzelwiderstände

$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

Dynamischer Druck

$\Delta p_F$	Druckverlust [Pa]
$\zeta$	Druckverlustbeiwert (dimensionslos)
$\rho$	Dichte des Fluids [kg/m <sup>3</sup> ]
$v$	Strömungsgeschwindigkeit [m/s]

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung

# Strömungslehre

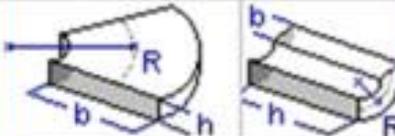
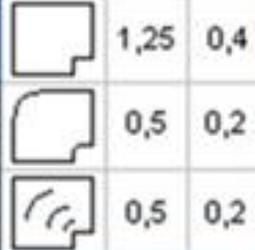
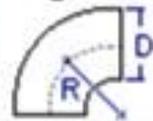
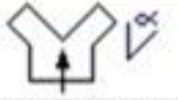
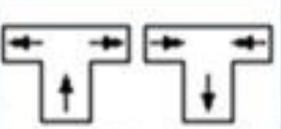
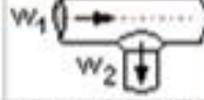
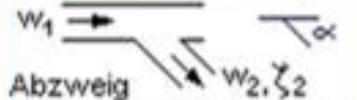
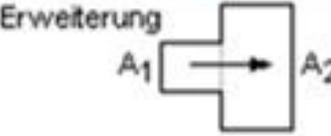
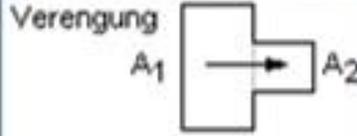
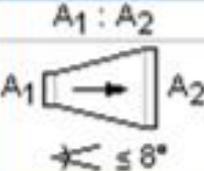
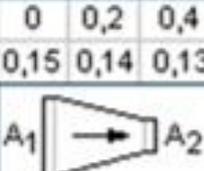
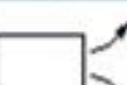
## ζ – Werte (Flüssigkeiten)

<b>Vereinigung</b>		Abzweig ζ <sub>a</sub>					Durchgang ζ <sub>d</sub>								
		w <sub>a</sub> /w	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	w <sub>d</sub> /w	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
		ζ <sub>a</sub>	-1	0,5	1	1,3	1,5	ζ <sub>d</sub>	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0	
		d <sub>a</sub> /d \ V <sub>a</sub> /V	0,3	0,5	0,7	 <b>Bogen</b>					r/d	ζ	 <b>Ausbiegestück</b> ζ = 0,5		
		0,5	5,0	1,3	1,0						1	0,5			
	0,7	6,5	2,0	1,3	2						0,35				
	0,8	9,0	3,0	1,8	3-4						0,3				
	1,0	15,0	5,0	3,0	≥ 5						0				
<b>Trennung</b>		Abzweig ζ <sub>a</sub>					Durchgang ζ <sub>d</sub>								
		d <sub>a</sub> /d \ V <sub>a</sub> /V	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	d <sub>d</sub> /d \ V <sub>d</sub> /V	0,6	0,8	1,0				
		0,3	0,3	0,8				< 1,0	0,3	0,3					
		0,4	-1,0	0,8	1,0	0,8									
		0,5	-3,0	0,3	0,8	0,8									
		0,7		-0,5	0,5	1,0	1,0	1,0	0,5	0,3	0				
	1,0			-1,0	1,3	1,5									
<b>Knie</b>		Abzweig ζ <sub>a</sub>					Durchgang ζ <sub>d</sub>		 <b>Knie</b>						
		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0			w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0		
		ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0				
		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0	DN	ζ		
	ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0	10-15	2,0			
	w <sub>a</sub> /w	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0							
	ζ <sub>a</sub>	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5	20-25			1,5			
									32-50			1,0			

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung

# Strömungslehre

## ζ – Werte (Gas)

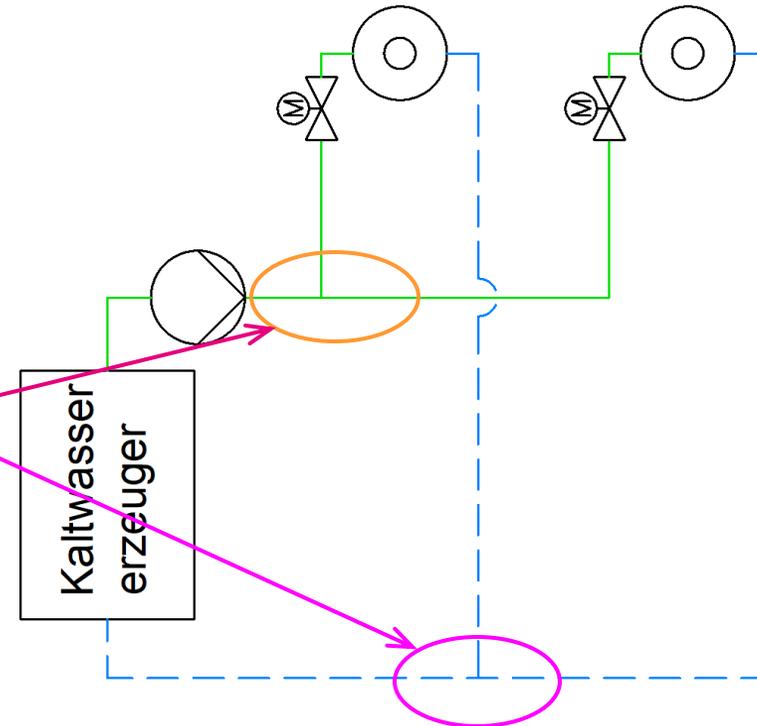
<b>Bogen 90°</b> 		<b>Kniestücke</b> 90°    45° 		<b>Bogen</b> R/D = 1,0    1,5 		R/D = 1,5 		ζ = 0,33    0,24 Segmen. 3    5 ζ = 0,3    0,25			
h/b =	0,25	0,75...3,0		1,25	0,4						
R/b =	0,75	1,0	0,75	1,0	0,5	0,2					
ζ =	0,55	0,45	0,4	0,2	0,5	0,2					
Bei Bogen 45°			ζ x 0,5								
											
α =	30°	45°	60°	ζ = 1,4		w <sub>2</sub> /w <sub>1</sub>					
○ □ ζ =	0,3	0,7	1,0			0,6    1,0    1,5		0,6    1,0    1,5			
				ζ <sub>2</sub> =		3,4    1,5    0,9		2,2    0,9    0,5			
		<b>Erweiterung</b> A <sub>1</sub> → A <sub>2</sub> 		<b>Verengung</b> A <sub>1</sub> → A <sub>2</sub> 							
w <sub>2</sub> /w <sub>1</sub>	0,6	0,8	1,0	2,0	A <sub>1</sub> :A <sub>2</sub>		0,2    0,4    0,6    0,8		A <sub>1</sub> :A <sub>2</sub>		
α = 45°	1,3	0,7	0,4	0,4	ζ <sub>1</sub> =		0,7    0,4    0,2    0,1		ζ <sub>2</sub> =		
α = 60°	2,2	1,3	0,8	0,5					0,45    0,3    0,2    0,1		
A <sub>1</sub> : A <sub>2</sub>		0    0,2    0,4    0,6    0,8									
				ζ <sub>2</sub> = 0...0,05		<b>Einströmöffnung</b> □ ζ = 1,25 ○ ζ = 0,9					
								0,7		0,6	
										ζ = 1,0	

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung

# Strömungslehre

## ζ – Werte (Flüssigkeiten)

	Abzweig ζ <sub>a</sub>						Durchgang ζ <sub>d</sub>						
	w <sub>a</sub> /w	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	w <sub>d</sub> /w	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
<b>Vereinigung</b>	ζ <sub>a</sub> =	-1	0,5	1	1,3	1,5	ζ <sub>d</sub>	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0
	da/d	0,3	0,5	0,7	<b>Bogen</b> 			r/d	<b>Ausbiegestück</b> 				
	V <sub>a</sub> /V	0,3	0,5	0,7									
	0,5	5,0	1,3	1,0									
	0,7	6,5	2,0	1,3									
	0,8	9,0	3,0	1,8									
1,0	15,0	5,0	3,0										
	Abzweig ζ <sub>a</sub>							Durchgang ζ <sub>d</sub>					
	da/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	d <sub>d</sub> /d	0,6	0,8	1,0			
	V <sub>a</sub> /V	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	V <sub>d</sub> /V	0,6	0,8	1,0			
	0,3	0,3	0,8				< 1,0	0,3	0,3				
	0,4	-1,0	0,8	1,0	0,8				1,0	0,5	0,3	0	
0,5	-3,0	0,3	0,8	0,8									
0,7	-0,5	0,5	1,0	1,0									
1,0	-1,0	1,3	1,5										
<b>Trennung</b>	Abzweig ζ <sub>a</sub>						Durchgang ζ <sub>d</sub>						
	w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0			
	ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0			
	DN												
	w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0			
	ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0	10-15	2,0	
	ζ <sub>a</sub>	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5	32-50	1,0			



Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Klima/Lüftung

# Strömungslehre

## Druckverlust Bogen

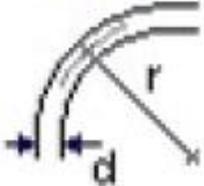
Durch den Bogen fließt Wasser mit einer Dichte von  $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$  und einem Volumenstrom von  $0,159 \text{ m}^3/\text{h}$ . Die Rohrleitung hat einen Innendurchmesser von  $15 \text{ mm}$  ( $= 0,015 \text{ m}$ ).

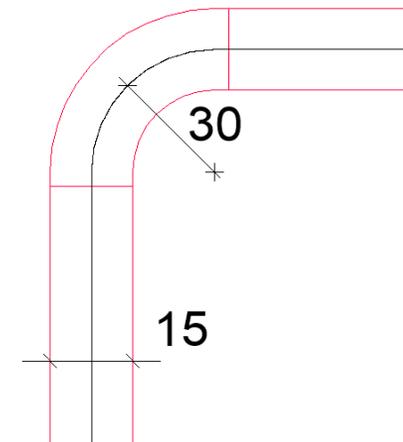
Welchen Druckverlust erzeugt der Bogen? (VORSICHT EINHEITEN)

Um die Strömungsgeschwindigkeit in  $[\text{m/s}]$  zu berechnen, muss der Volumenstrom in  $[\text{m}^3/\text{s}]$  und der Durchmesser in  $[\text{m}]$  in die Formel eingesetzt werden!

$$v = w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}}$$

- v/w: Strömungsgeschwindigkeit  $[\text{m/s}]$   
 A: Innenfläche einer Rohrleitung  $[\text{m}^2]$   
 $\dot{V}$ : Volumenstrom  $[\text{m}^3/\text{s}]$   
 $d_i$ : Innendurchmesser einer Rohrleitung  $[\text{m}]$

Bogen	r/d	$\zeta$
	1	0,5
	2	0,35
	3-4	0,3
	$\geq 5$	0



# Strömungslehre

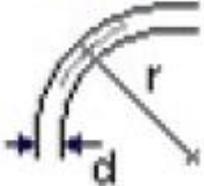
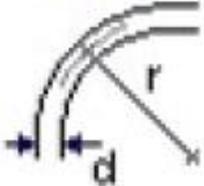
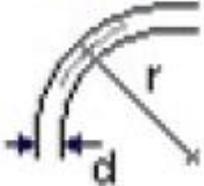
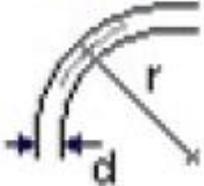
## Druckverlust Bogen

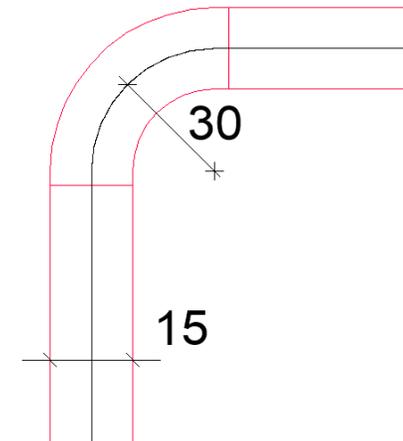
$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,159 \frac{m^3}{h}}{(0,015 m)^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 3.600 \frac{s}{h}} = 0,25 \frac{m}{s}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{30 mm}{15 mm} = 2$$

$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

$$\Delta p_{Fa} = 0,35 \cdot \frac{1.000 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(0,25 \frac{m}{s}\right)^2 = 10,9 Pa$$

Bogen	r/d	$\zeta$
	1	0,5
	2	0,35
	3-4	0,3
	$\geq 5$	0



# Strömungslehre

## Druckverlust T-Stück

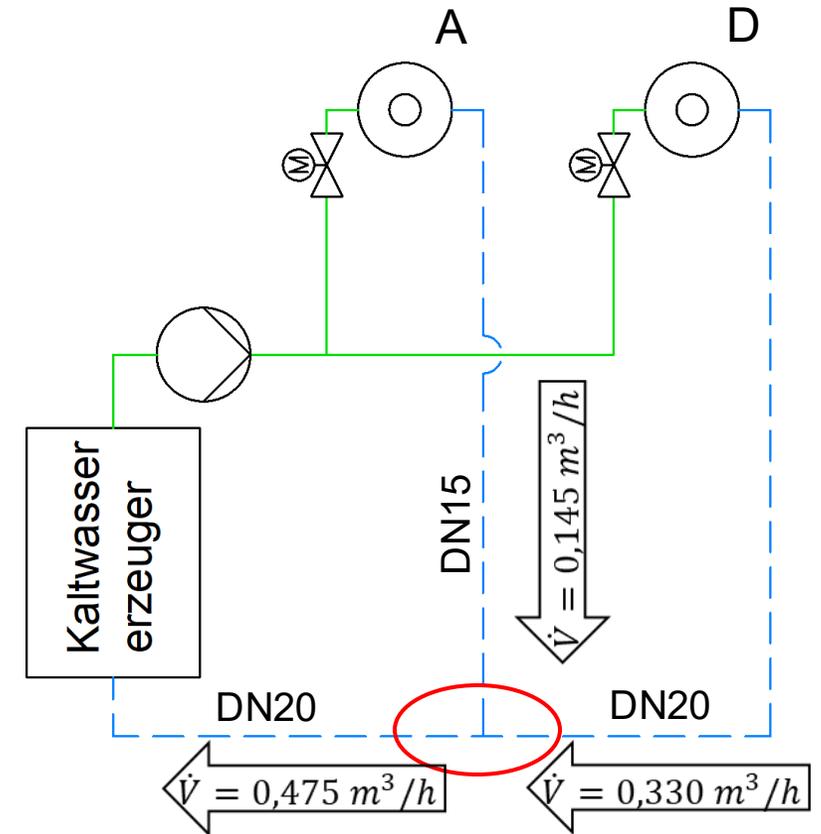
Durch das System fließt Wasser mit einer Dichte von  $\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$ . Die DN 20 Leitung hat einen Innendurchmesser von

$d_i = 21,6 \text{ mm}$ , die DN 15 Leitung hat einen Innendurchmesser von  $d_i = 16 \text{ mm}$ .

Über den Kreis A fließt ein Volumenstrom von  $0,145 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Über den Kreis D fließt ein Volumenstrom von  $0,330 \text{ m}^3/\text{h}$ .

Welchen Druckverlust erzeugt das T-Stück und welchem Kreis wird der Druckverlust angerechnet?



# Strömungslehre

## Druckverlust T-Stück über Kreis A (EINHEITEN!)

$$\frac{0,330 \frac{m^3}{h}}{3.600 \frac{s}{h}} = 9,17 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

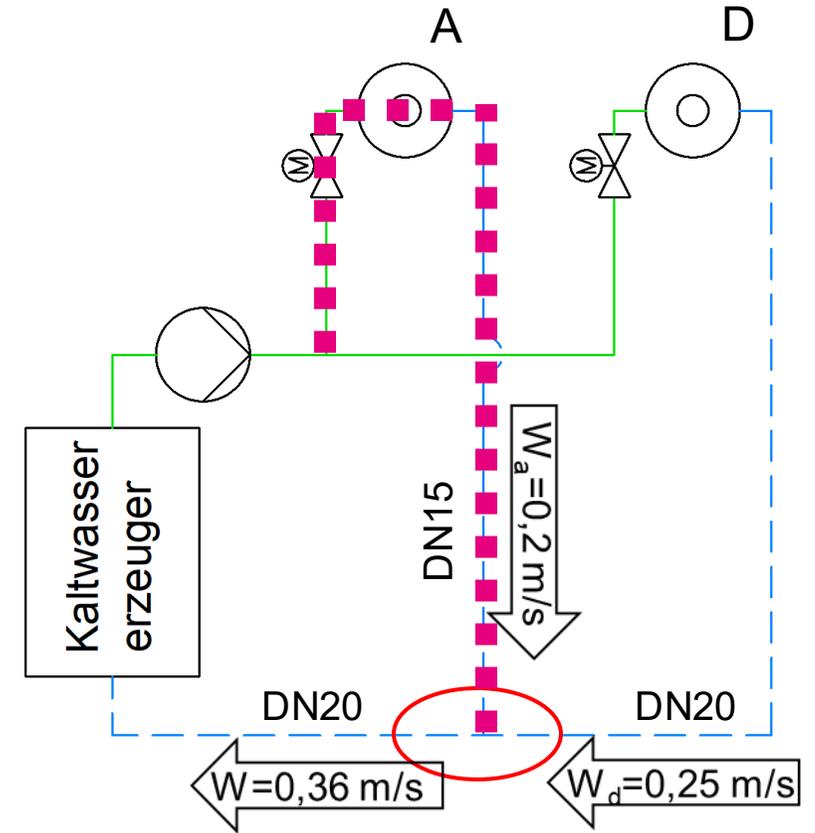
$$w_d = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{9,17 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{(0,0216 m)^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,25 \frac{m}{s}$$

$$\frac{0,145 \frac{m^3}{h}}{3.600 \frac{s}{h}} = 4,03 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$w_a = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{4,03 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{(0,016 m)^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,20 \frac{m}{s}$$

$$\frac{0,475 \frac{m^3}{h}}{3.600 \frac{s}{h}} = 13,19 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}$$

$$w = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{13,19 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s}}{(0,0216 m)^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,36 \frac{m}{s}$$



# Strömungslehre

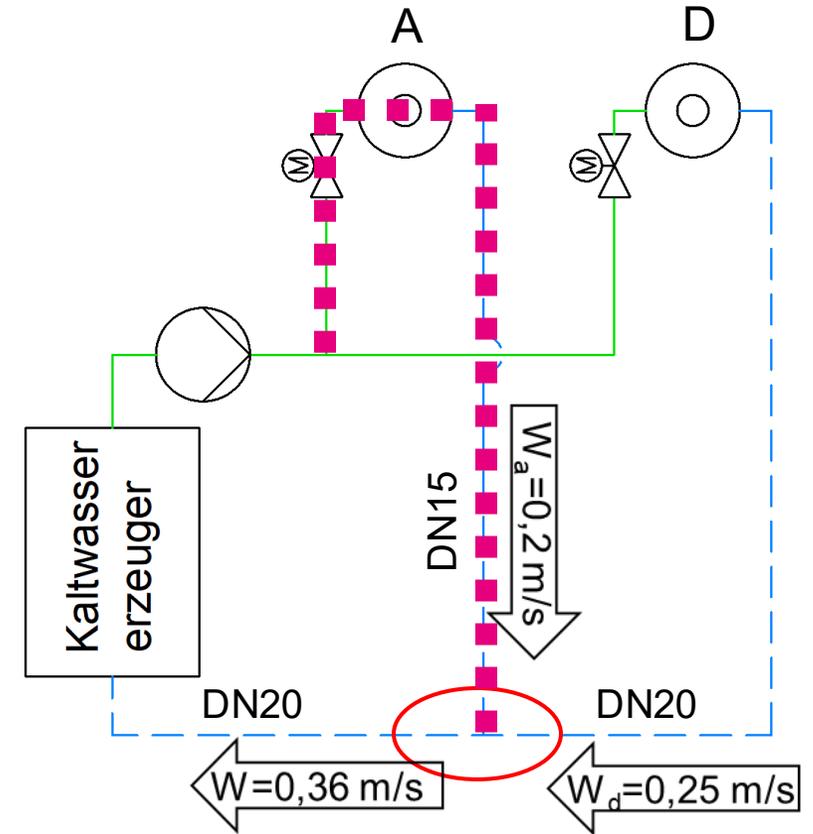
## Druckverlust T-Stück über Kreis A

$$\Delta p_F = \sum \zeta_a \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_a^2$$

$$\frac{w_a}{w} = \frac{0,2 \frac{m}{s}}{0,36 \frac{m}{s}} = 0,55$$

$$\zeta_a = 0,875$$

$$\Delta p_{Fa} = 0,875 \cdot \frac{1.000 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(0,2 \frac{m}{s}\right)^2 = 17,5 Pa$$



	Abzweig $\zeta_a$					Durchgang $\zeta_d$							
	$w_a/w$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$w_d/w$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
	$\zeta_a$	-1	0,5	1	1,3	1,5	$\zeta_d$	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0

# Strömungslehre

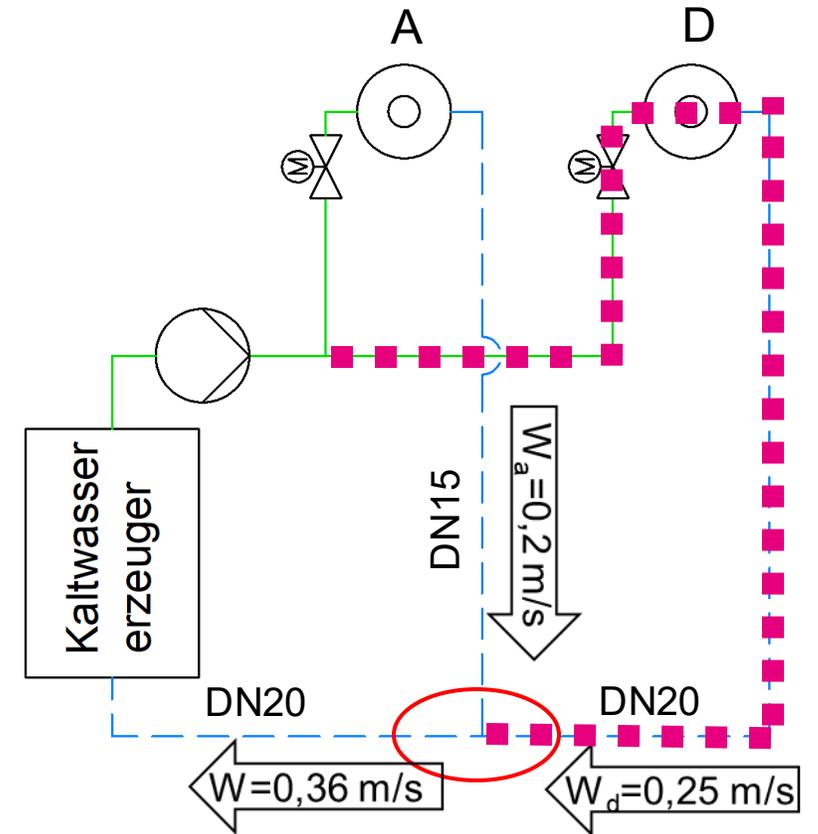
## Druckverlust T-Stück über Kreis D

$$\Delta p_F = \sum \zeta_d \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_d^2$$

$$\frac{w_d}{w} = \frac{0,25 \frac{m}{s}}{0,36 \frac{m}{s}} = 0,7$$

$$\zeta_d = 0,65$$

$$\Delta p_{Fa} = 0,65 \cdot \frac{1.000 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(0,25 \frac{m}{s}\right)^2 = 20,3 Pa$$



	Abzweig $\zeta_a$					Durchgang $\zeta_d$						
	$w_a/w$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$w_d/w$	0	0,2	0,4	0,6	0,8
$\zeta_a$	-1	0,5	1	1,3	1,5	$\zeta_d$	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0

# Strömungslehre

## Übung 7: Druckverlust durch Einzelwiderstände

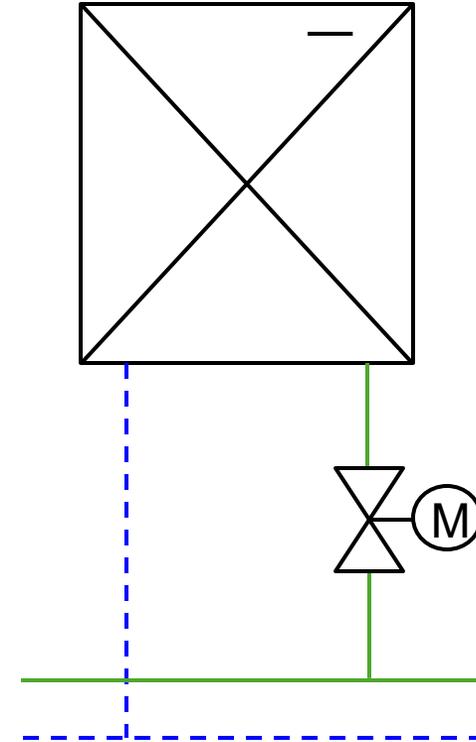
Durch eine Kühlregister fließt Wasser mit folgenden Parametern:

$$v = 0,25 \text{ m/s}$$

$$\rho = 1.000 \text{ kg/m}^3$$

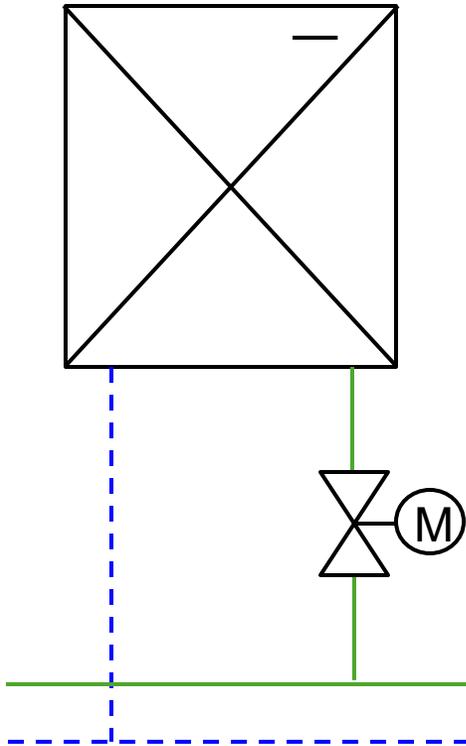
Bauteil	Zeta-wert $\zeta$
T-Stück Vorlauf	1,5
T-Stück Rücklauf	1,0
Kühlregister	2,5
Regelventil	4,0
<b>Summe</b>	<b>9,0</b>

Wie groß ist der Druckverlust durch Einzelwiderstände?



# Strömungslehre

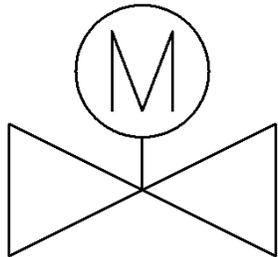
## Lösung zu Übung 7: Druckverlust durch Einzelwiderstände



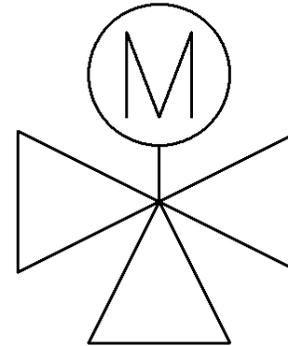
$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 = 9,0 \cdot \frac{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left(0,25 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2 = 281,25 \text{ Pa}$$

# Ventile

## 2-Wegeventil



## 3-Wegeventil

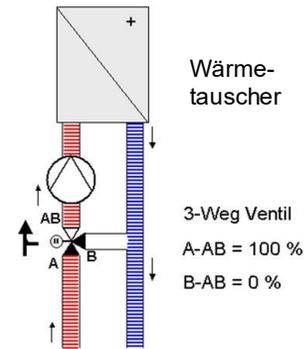


# Ventile

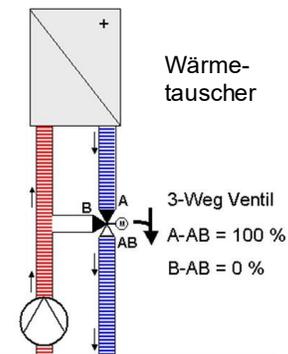
## 2-Wegeventil

- regelt Volumenstrom
- bekannteste Anwendung: Thermostatventil

## 3-Wegeventil



- regelt Temperatur
- Anwendungsbeispiel: Kühldecke



- regelt Volumenstrom
- Erzeuger, die einen konstanten Volumenstrom benötigen

# Ventile

## Ventilautorität „a“

Damit ein Ventil regeln kann, muss es einen Druckverlust erzeugen. Das Verhältnis dieses Druckverlustes zum Druckverlust des zu regelnden Gesamtstrangs (inkl. Druckverlust Ventil) nennt man Ventilautorität. Bei einem **3-Wegeventil** ergibt sich die Autorität aus dem Druckverlust des Ventils und Druckverlust des **volumenstromvariablen Kreises (inkl. Druckverlust Ventil)**.

Die Ventilautorität muss zwischen 0,3 und 0,6 liegen, damit eine optimale Regelung möglich ist.

## Ventilautorität > 0,6

Das Ventil hat im Vergleich zum gesamten Stromkreis einen zu hohen Druckverlust, das heißt das Ventil ist zu klein. Daraus folgt ein zu hoher Pumpenstromverbrauch sowie Geräuschentwicklung im Ventil.

## Ventilautorität < 0,3

Das Ventil hat im Vergleich zum gesamten Stromkreis einen zu niedrigen Druckverlust, das heißt das Ventil ist zu groß. Eine minimale Ventilstelländerung bedeutet eine hohe Volumenstromänderung und somit einen schnellen Leistungsanstieg. Dies führt zur Taktung, da der schnelle Leistungsanstieg ein schnelles Schließen des Ventils nach sich zieht.

# Ventile

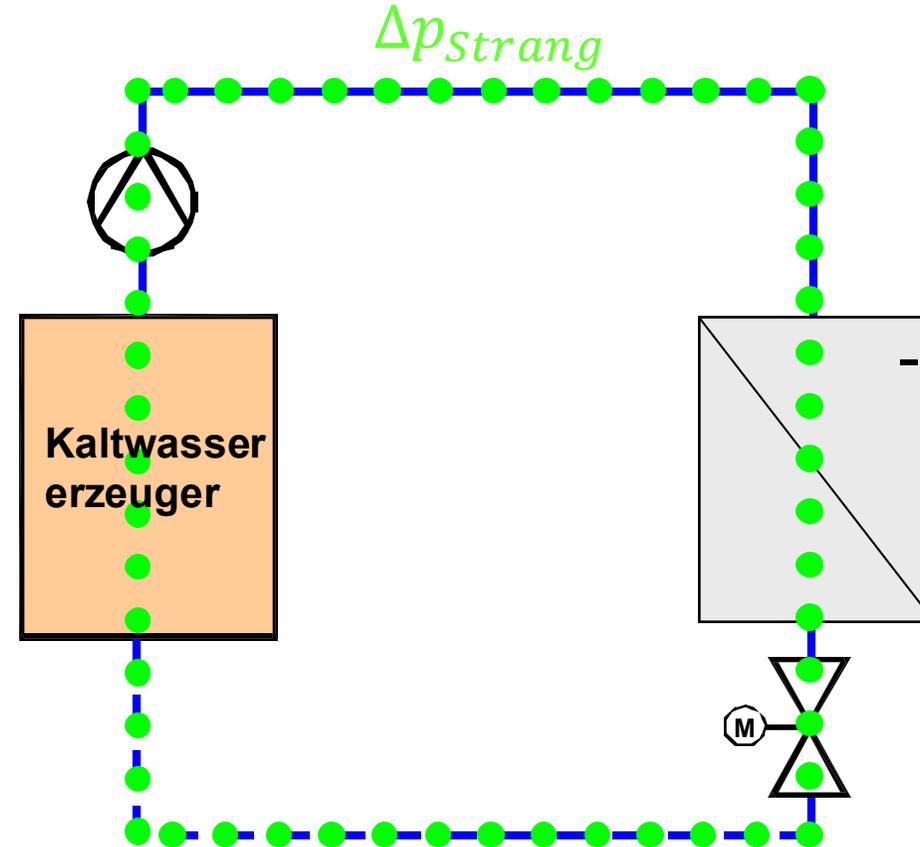
## Ventilautorität „a“ 2-Wege-Ventil

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{Strang} + \Delta p_v}$$

$a$ : Ventilautorität [dimensionslos]

$\Delta p_{Strang}$ : Druckverlust Leitung [bar]

$\Delta p_v$ : Druckverlust des Ventils [bar]

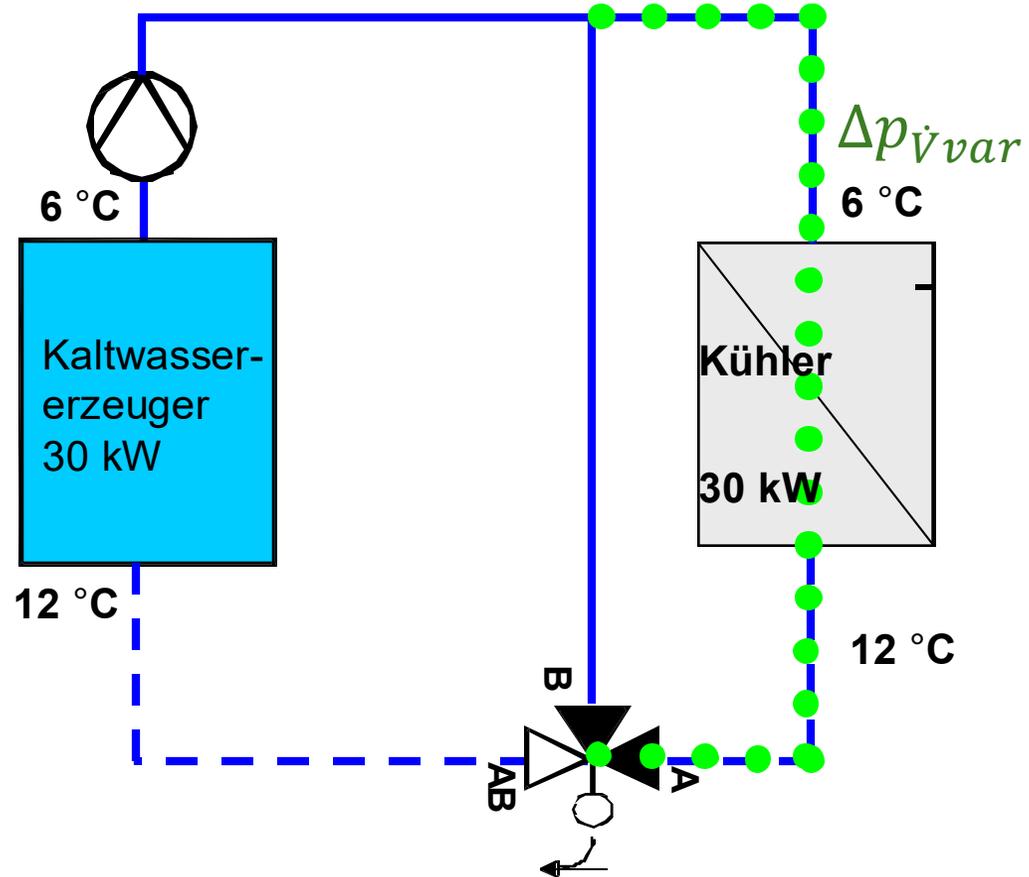


# Ventile

## Ventilautorität „a“ 3-Wege-Ventil

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{\dot{V}var} + \Delta p_v}$$

- $a$ : Ventilautorität [dimensionslos]
- $\Delta p_{\dot{V}var}$ : Druckverlust der Volumenstrom variablen Leitung [bar]
- $\Delta p_v$ : Druckverlust des Ventils [bar]



Quelle: Belimo

# Ventile

## Ventile

### kv-Wert

Jedes Ventil besitzt einen zugehörigen kv-Wert. Die Auslegung eines Ventils geschieht über die Berechnung des gewünschten kv-Wertes und Auswahl des zugehörigen Ventils.

Der kv-Wert gibt den Volumenstrom an, der bei einem Druckverlust von 1 bar über das Ventil strömt.

**Ein kv-Wert gilt stets für einen ganz bestimmten Ventilhub!**

Der Ventilhub, auf den sich der kv-Wert bezieht, muss immer angegeben werden.

$kv$ : kv-Wert Ventil [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\dot{V}$ : Volumenstrom durch Ventil [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\Delta p_v$ : Druckverlust des Ventils [bar]

$$kv = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p_v}}$$

# Ventile

## kvs-Wert

Der kvs-Wert ist der Volumenstrom über das Ventil bei ganz geöffnetem Ventil, d. h. bei 100% Hub **und bei einem Druckverlust von 1 bar** . Der kvs-Wert ist der Nennwert, der das Ventil definiert.

$$kvs = \frac{\dot{V}_{100}}{\sqrt{\Delta p_v}}$$

$kvs$ : kvs-Wert Ventil [m<sup>3</sup>/h]

$\dot{V}_{100}$ : Volumenstrom durch das 100 % geöffnete Ventil [m<sup>3</sup>/h]

$\Delta p_v$ : Druckverlust des Ventils bei 100% Öffnung [bar]

**1 bar = 100 kPa = 100.000 Pa ≈ 10 m Wassersäule**

# Ventile

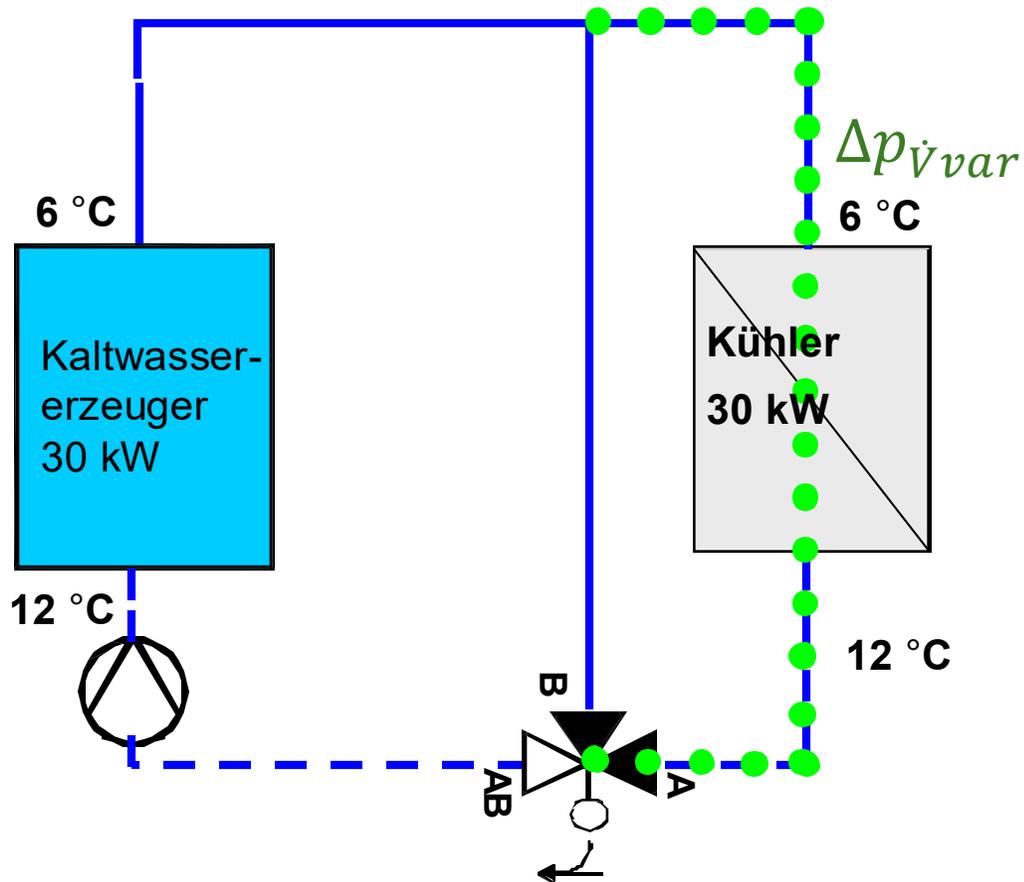
## Anleitung Auslegung Ventil

1. Bestimmung des Druckverlustes des zu regelnden Kreises
2. Wählen der Autorität (0,3 - 0,6), um damit den Druckverlust des Ventils zu bestimmen. (Tipp: Bei einer Ventilautorität 0,5 ist der Druckverlust des Ventils und der Druckverlust des zu regelnden Kreises gleich).
3. Bestimmung kv-Wert mittels Druckverlusts des Ventils und dem Volumenstrom
4. Mit dem kv-Werte kann in den Herstellerunterlagen ein Ventil mit dem passenden kvs-Wert gesucht werden. Dabei sollte ein Ventil gewählt werden, dessen kvs-Wert möglichst nah an dem berechneten kv-Wert liegt.
5. Mit gewähltem kvs-Wert und Volumenstrom muss nun der Druckverlust des gewählten Ventils bestimmt werden.
6. Überprüfen der Autorität mit gewähltem Druckverlust des Ventils und Druck-verlust des zu regelnden Stranges.
7. Falls die Autorität zwischen 0,3 und 0,6 liegt, ist das Ventil richtig. Falls nicht, muss zu Schritt 4 zurückgekehrt werden und ein anderes Ventil gewählt werden.



# Ventile

## Bsp. Umlenkschaltung



### Anwendung:

Luftkühler der durch eine Kälte-maschine versorgt wird. Die Kältemaschine braucht einen konstanten Volumenstrom

### Kaltwassererzeuger :

Leistung  $Q_K = 30 \text{ kW}$

Druckverlust  $\Delta p_{Ke} = 10 \text{ kPa} = 0,1 \text{ bar}$

### Kühler:

Leistung  $Q_{Le} = 30 \text{ kW}$

Druckverlust  $\Delta p_{Kü} = 15 \text{ kPa} = 0,15 \text{ bar}$

### Rohrleitung:

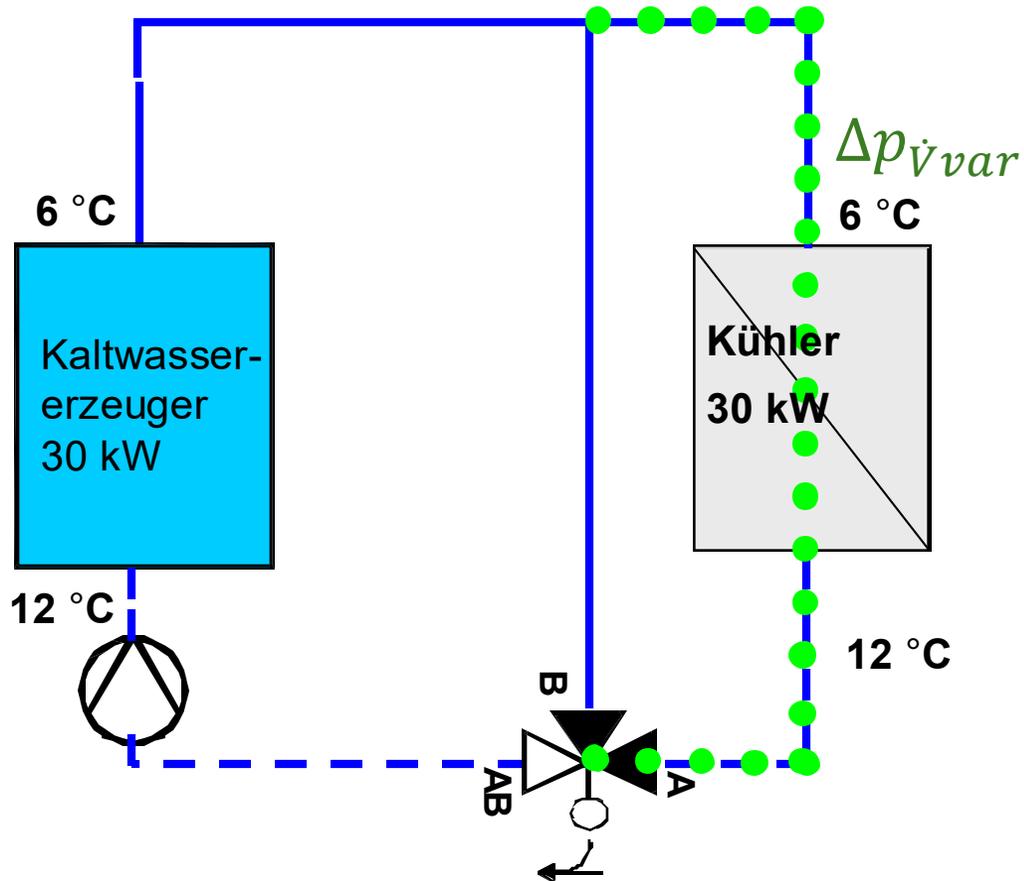
Im Verhältnis zum Druckverlust des Kühlers ist der Druckverlust der Leitung vernachlässigbar.

**Volumenstrom:**  $4,3 \text{ m}^3/\text{h}$

Quelle: Belimo

# Ventile

## Bsp. Umlenkschaltung



## Bestimmung Ventilautorität und Berechnung kv-Wert:

$$\Delta p_{\dot{V}var} = 15 \text{ kPa} = 0.15 \text{ bar}$$

$$\dot{V} = 4,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$a = \frac{\Delta p_v}{\Delta p_{\dot{V}var} + \Delta p_v} = 0,5$$

$$\Delta p_v = \Delta p_{\dot{V}var} = 0.15 \text{ bar} = 15 \text{ kPa}$$

$$k_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p_v}} = \frac{4,3 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{\sqrt{0.15 \text{ bar}}} = 11,1 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Quelle: Belimo

# Ventile

## Bsp. Umlenkschaltung

Auswahl des Ventils aus  
Herstellerunterlagen

### Gewünschtes Ventil wählen

Einträge löschen

**Vorauswahl**

Form  Anwendung

PICCV



Druckunabhängiger  
Regelkugelhahn

EPIV



Elektronischer  
druckunabhängiger  
Regelkugelhahn

EV



Druckunabhängiges  
Belimo Energy  
Valve™

RKH / QCV



RKH: Regelkugelhahn  
QCV: Zonenventil. Zone Tight™

RKH



6-Weg  
Regelkugel-  
hahn

KH



Absperr- und  
Umschaltventil

H



Hubventil

BFV



Drossel-  
klappe

**Anwendungsparameter**

Medium  Durchfluss  m3/h  Differenzdruck  kPa  Kv

**Ventilauswahl**

Anschluss  Max. Temp.  ps (PN)  DN  Leckrate / Leckage Klasse

Ventilauswahl zurücksetzen

= 0.15 bar!

### Ventil-Liste

Typ	Form	ps	Flansch PN	Max. Temp.	Kvs=10 m3/h DN = 32	Kvs=11 m3/h DN = 20	Kvs=12 m3/h DN = 15	Kvs=14 m3/h DN = 40	Kvs=15 m3/h DN = 15
RKH	2W	600 kPa	PN6	100 °C					
RKH	3W	600 kPa	PN6	100 °C					
RKH	2W	1600 kPa		100 °C	R429				
RKH	3W	1600 kPa		100 °C	R529				
RKH	2W	1600 kPa		120 °C					
RKH	3W	1600 kPa		120 °C					
RKH	2W	2700 kPa		130 °C					
KH	2W	600 kPa	PN6	100 °C					R6015R-B1
dpv effektiv (kPa):					18,5	15,3	12,8	9,4	8,2

■ Empfohlen  
■ Bedingt empfohlen

Programm Belimo SelectPro:

<http://www.belimo.de/DE/DE/Product/VST/SelectProLogin.cfm?CFID=57225479&CFTOKEN=83a7587a54b34557-B59AFDBC-F9E9-1EB5-031BF6C3EF50E59C>

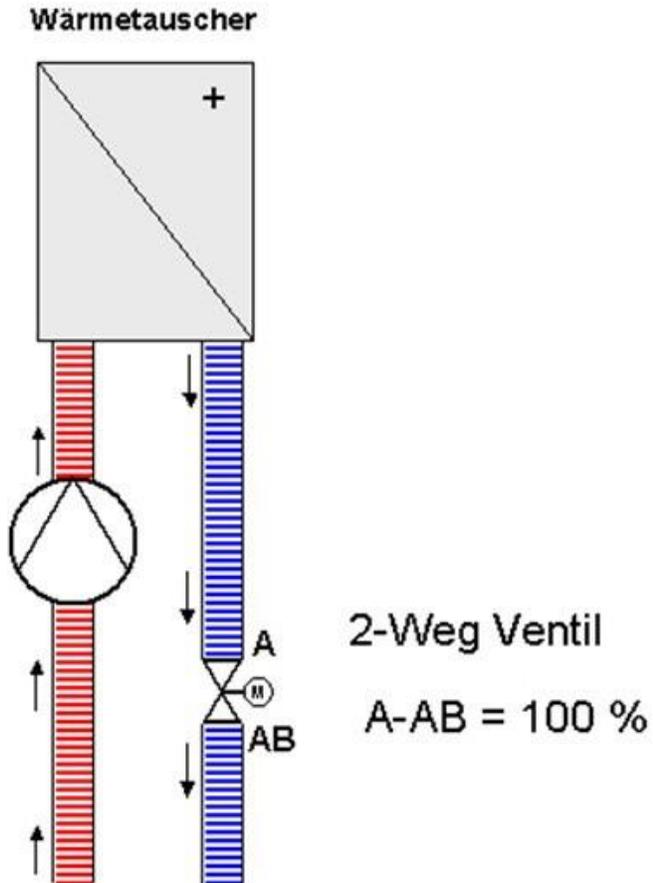
Quelle: Belimo





# Hydraulische Grundschaltungen

## Drosselschaltung



Wird das Ventil verstellt, beeinflusst dies den Volumenstrom sowohl im Erzeuger- als auch im Verbraucherkreis.

Überall ergeben sich starke Änderungen der Druckverhältnisse.

Eine Drossel verändert die Anlagenkennlinie und somit den Betriebspunkt der Pumpe.

### Eigenschaften

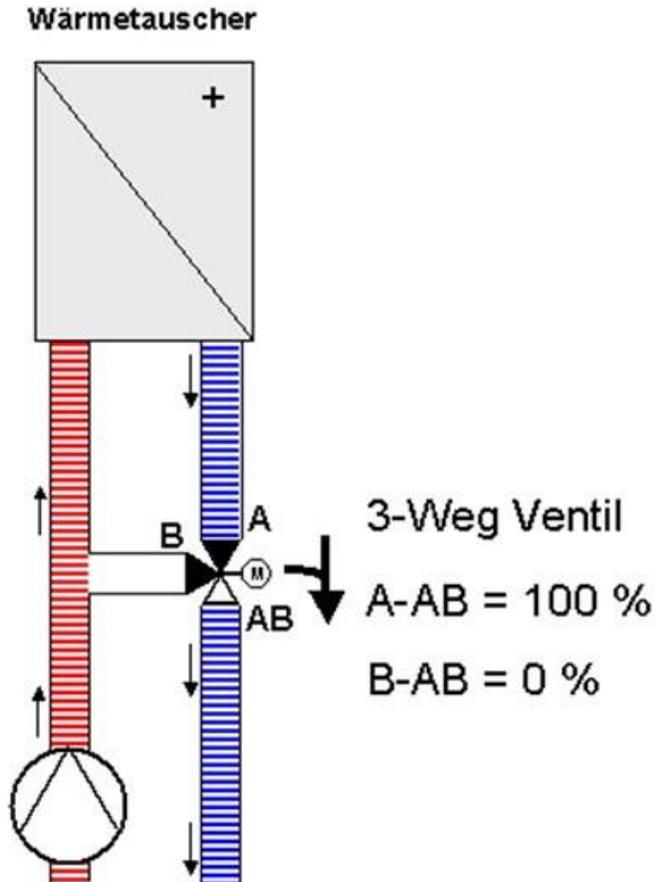
- variabler Volumenstrom in der ganzen Anlage

### Einsatz

- Fernheizungsanschluss (direkt oder mit Wärmeübertrager)
- in Verbindung mit einer  $\Delta p$ -konstanten Pumpe

# Hydraulische Grundschaltungen

## Umlenkschaltung



Der Erzeugervorlauf wird je nach Ventilstellung zwischen Verbraucherkreis und Bypass verteilt. Die Leistung im Verbraucher wird über den Durchfluss gesteuert.

### Eigenschaften

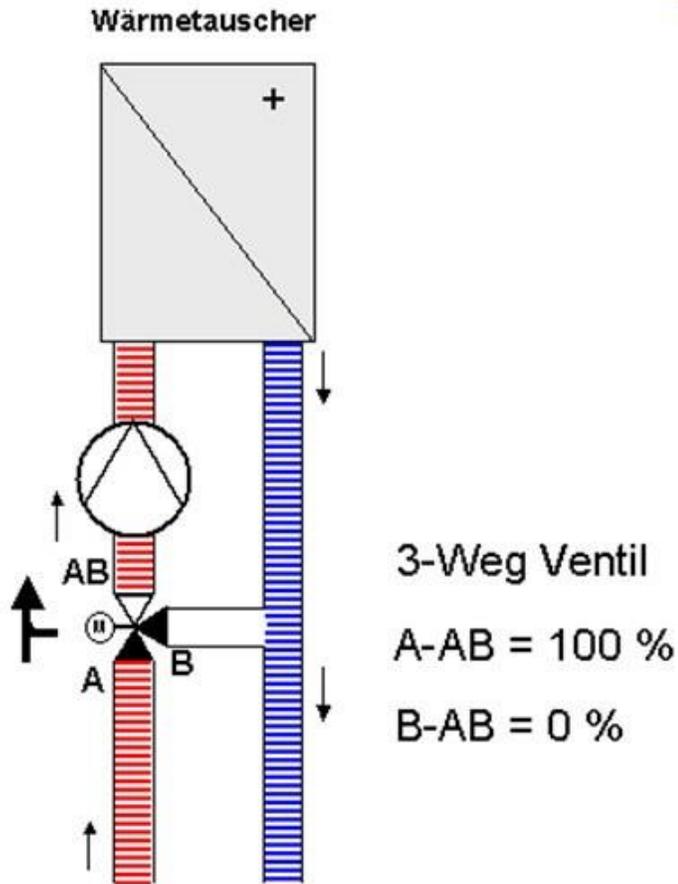
- variabler Durchfluss im Verbraucherkreis
- konstanter Durchfluss und Druck im Erzeugerkreis
- wenig Verzögerung der Wärmeübergabe am Verbraucher

### Einsatz

- Lufterwärmer ohne Einfriergefahr
- Wärmerückgewinnungssysteme
- Klimaschränke in kleinen Kaltwassernetzen

# Hydraulische Grundsaltungen

## Beimischschaltung



Ein Dreiweg-Stellglied unterteilt die ganze Schaltung in Primär- oder Erzeugerkreis und Sekundär- oder Verbraucherkreis. Erzeugerwasser und Rücklauf-wasser werden gemischt, um die gewünschte Vor-lauftemperatur im Verbraucherkreis zu steuern und damit dessen Leistung zu bestimmen.

### Eigenschaften

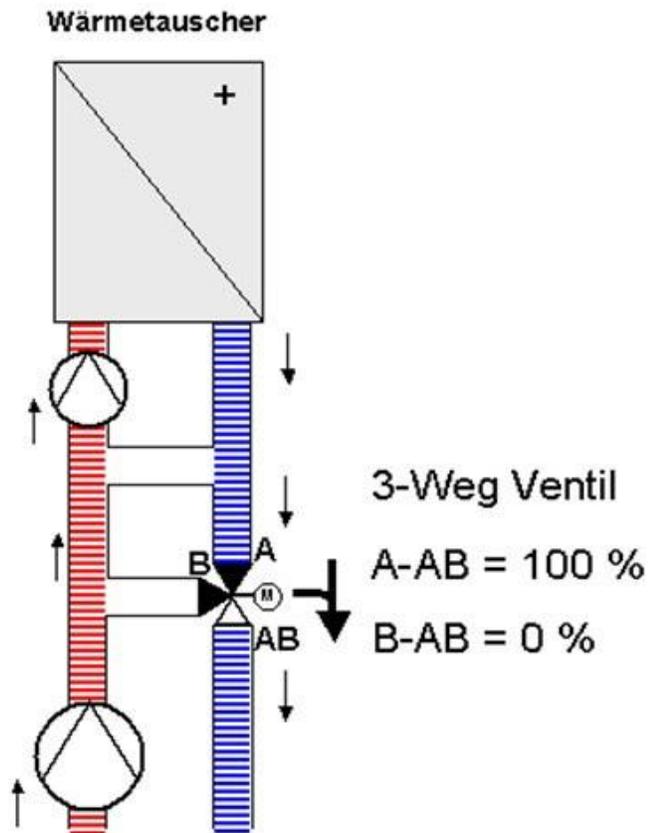
- variabler Volumenstrom im (Wärme-) Erzeugerkreis
- konstanter Volumenstrom mit variabler Temperatur im Verbraucherkreis

### Einsatz

- Anlagen, in denen der Verbraucher einen Mindestvolumenstrom benötigt
- Kondensator der Kältemaschine
- Flächenheizungen und Flächenkühlungen.

# Hydraulische Grundsaltungen

## Einspritzschaltung



Die untere Pumpe sorgt für den Volumenstrom im Erzeugerkreis bis über das Stellglied. Die obere Pumpe überwindet den Druckabfall im Verbraucherkreis.

Die Erzeugerkreispumpe drückt je nach Stellung des Dreiwegventils mehr oder weniger Vorlaufwasser in den Verbraucherkreis ein. Dieses wird mit Rücklaufwasser gemischt, welches von der Verbraucherkreis-pumpe über den Bypass angesaugt wird. Im Verbraucherkreis erhält man einen konstanten Volumenstrom mit variabler Temperatur.

### Eigenschaften

- konstanter Durchfluss im Wärmeerzeugerkreis wie auch im Heizkreis

### Einsatz

- Lufterwärmer mit Einfriergefahr
- Verbraucher, die schnell reagieren müssen

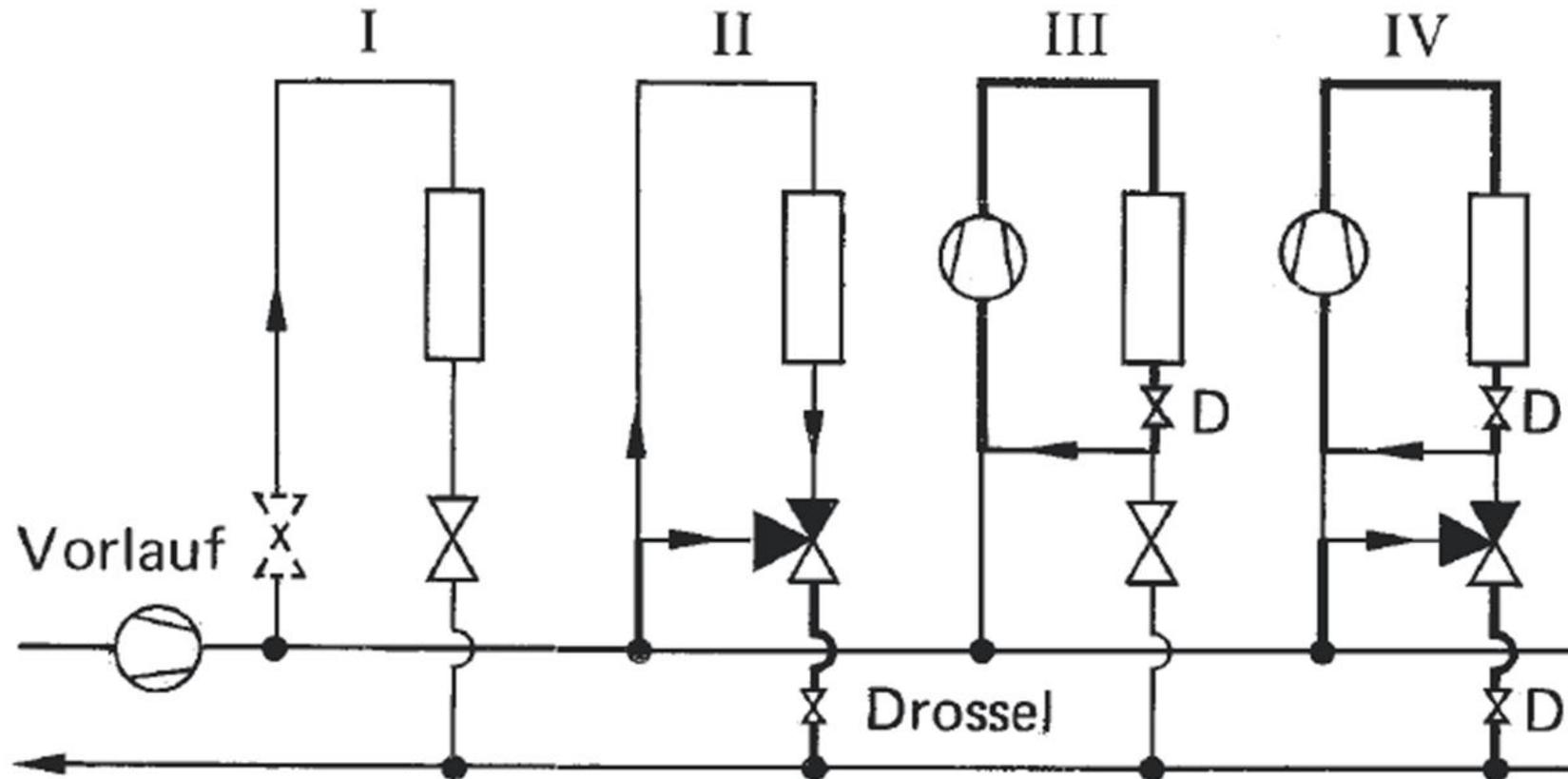
# Hydraulische Grundschaltungen

Drossel-  
schaltung

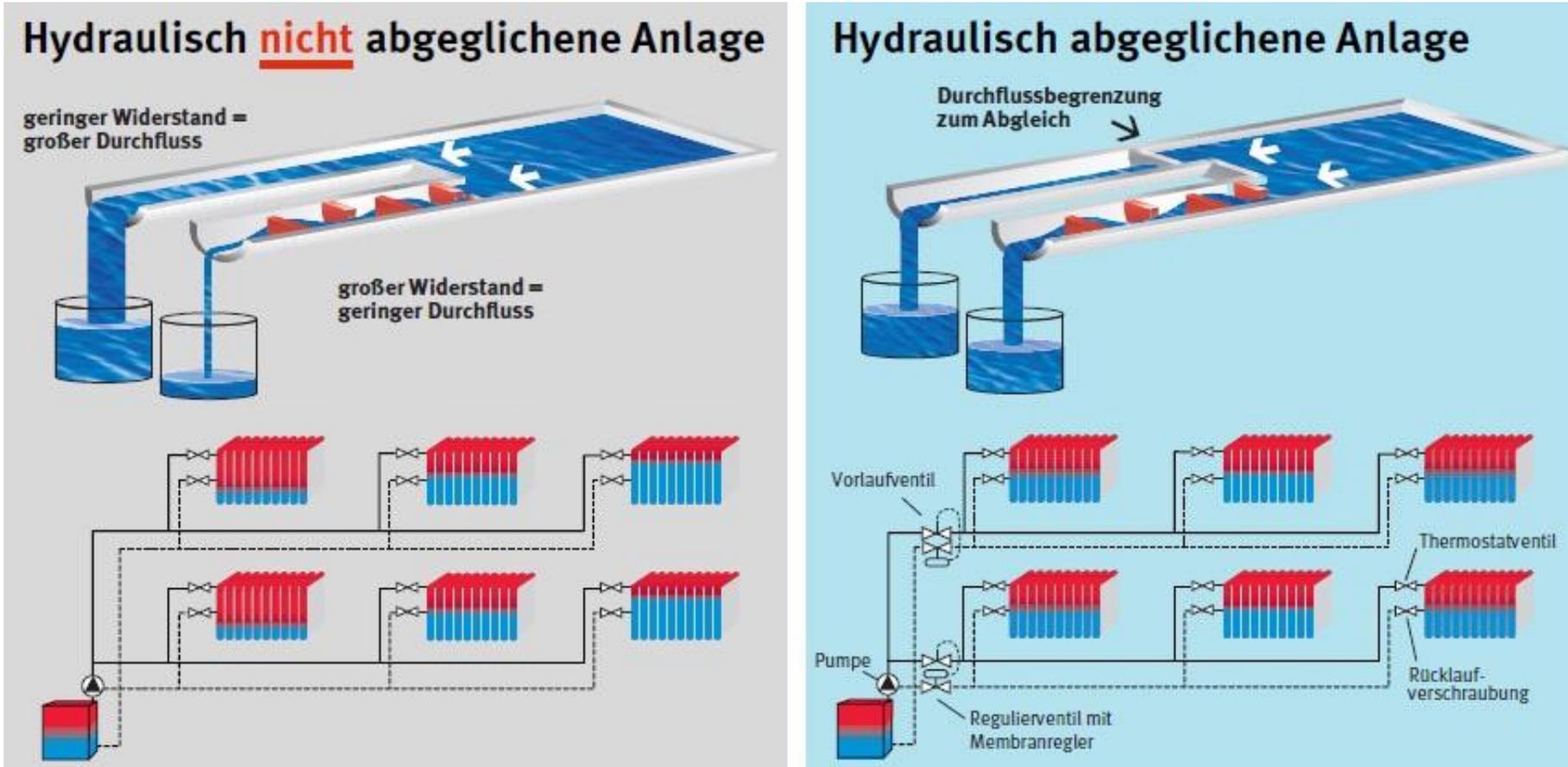
Umlenk-  
schaltung

Beimisch-  
schaltung

Einspritz-  
schaltung



# Hydraulischer Abgleich

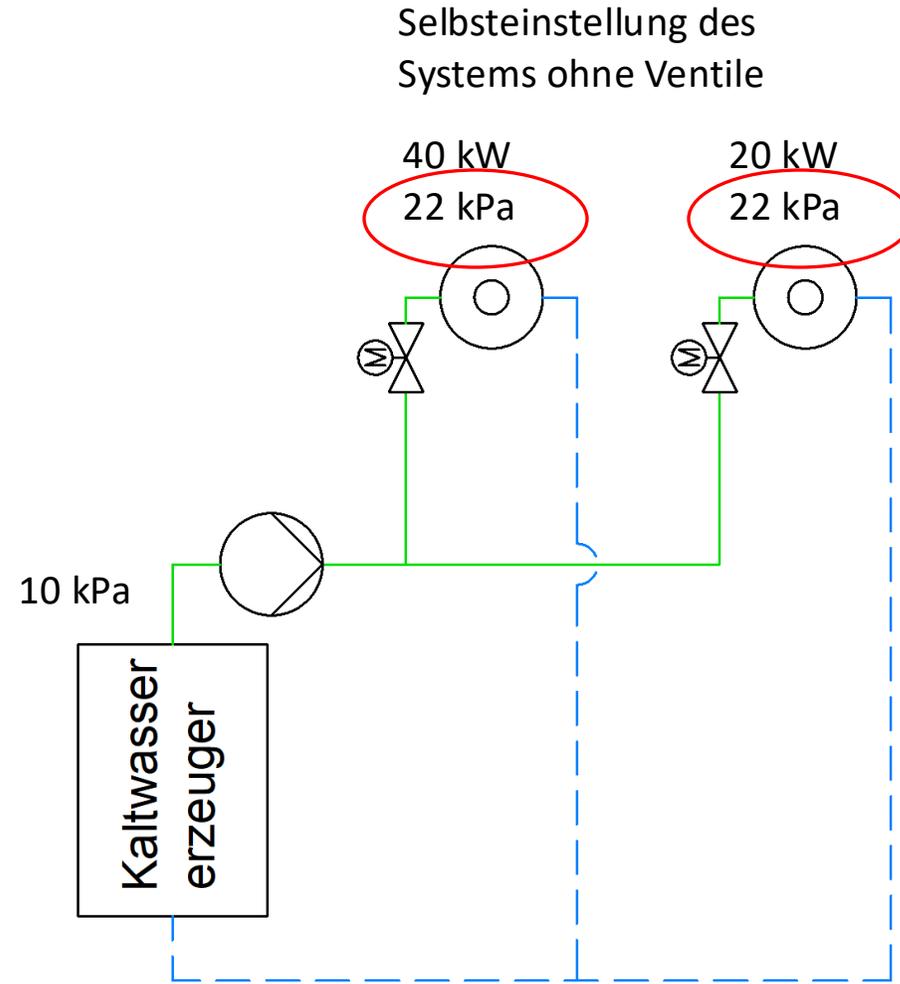
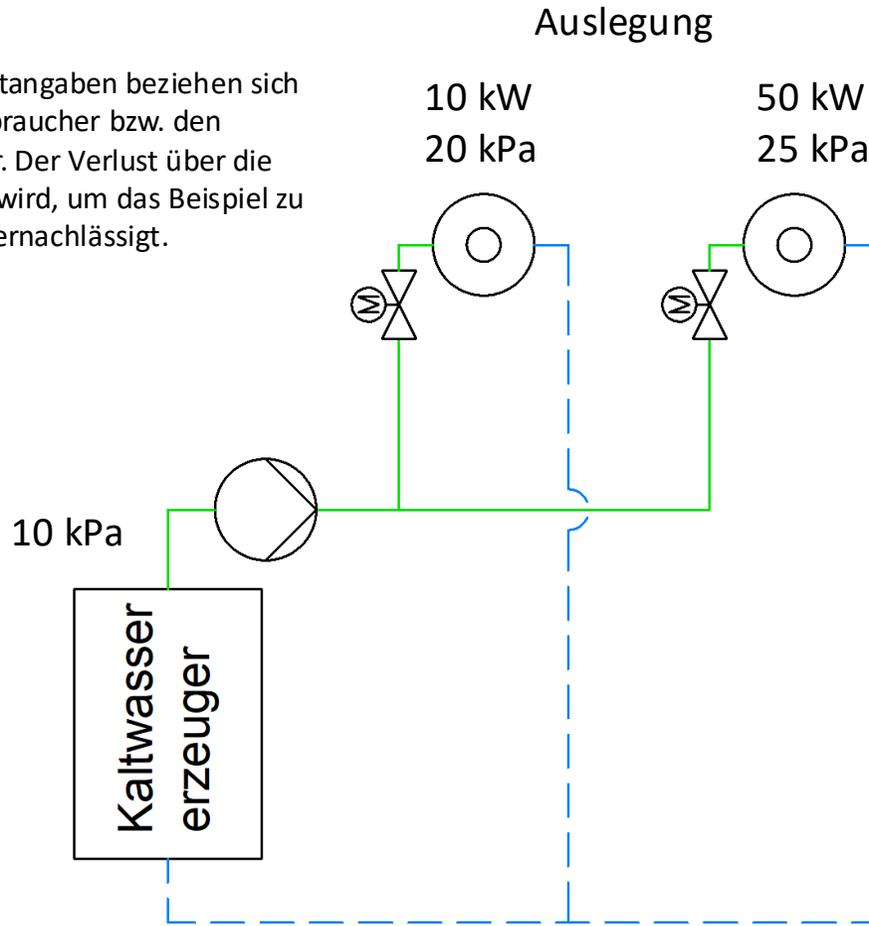


# Hydraulischer Abgleich

## Druckausgleich in einem System

Anmerkung:

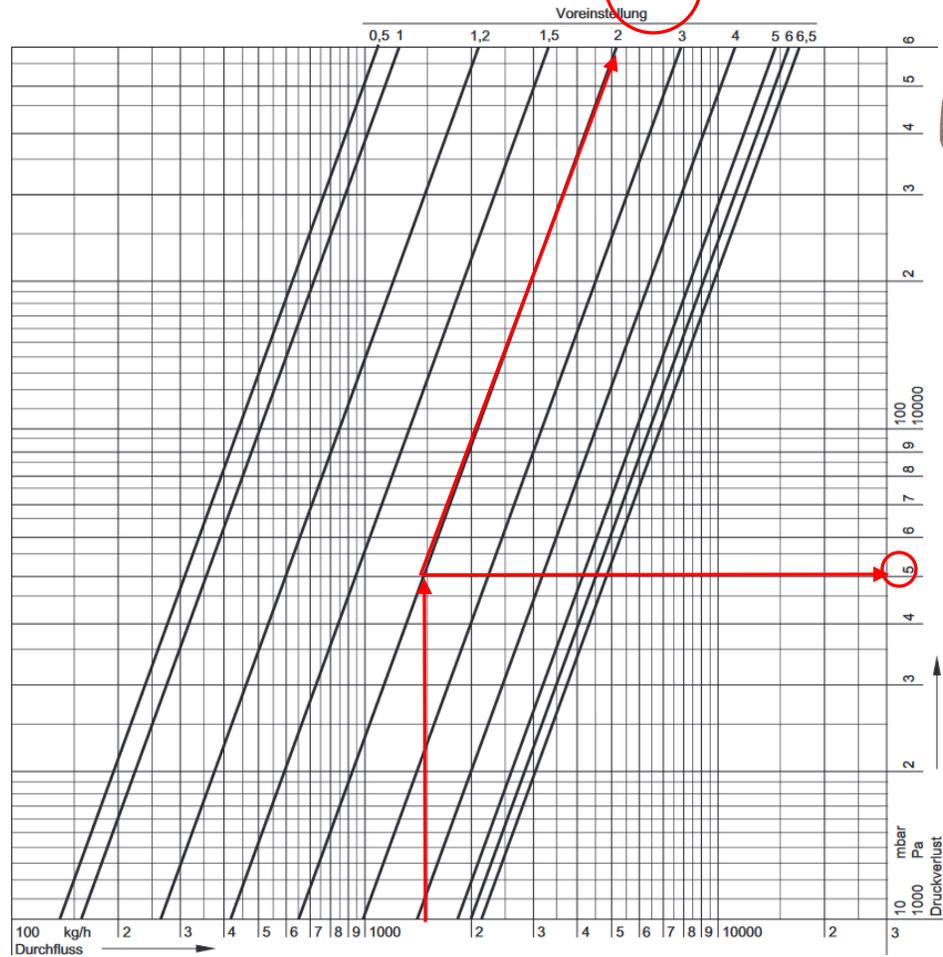
Die Druckverlustangaben beziehen sich nur auf die Verbraucher bzw. den Wärmeerzeuger. Der Verlust über die Rohrleitungen wird, um das Beispiel zu vereinfachen, vernachlässigt.



# Hydraulischer Abgleich

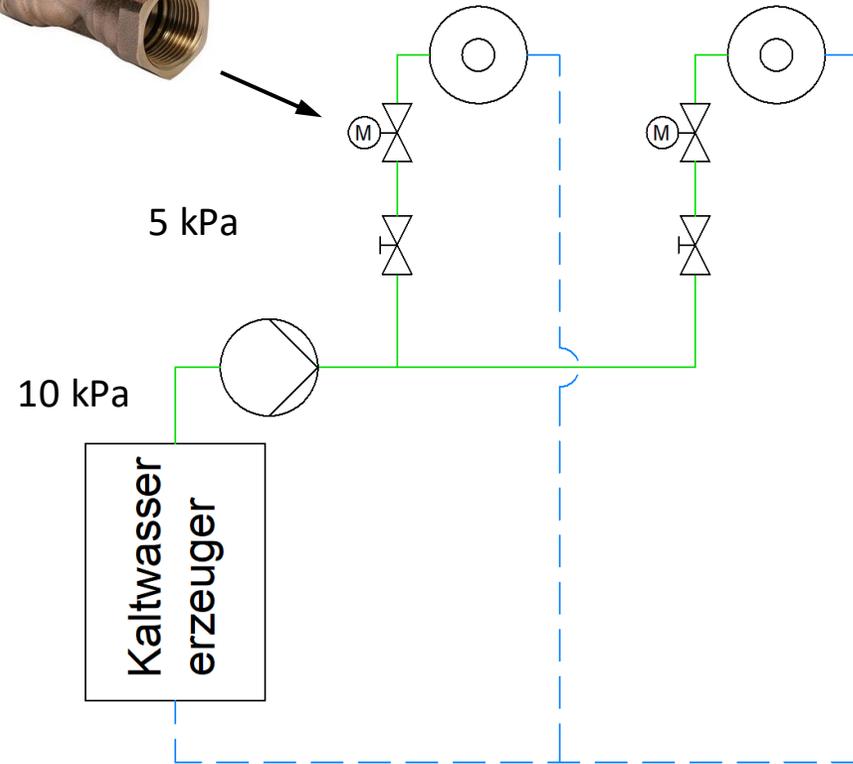
## Statisches Strangregulierungsventil

Durchflussdiagramm Kombi-3-Plus blau (V5010), DN 32



10 kW  
20 kPa  
1.500 kg/h

50 kW  
25 kPa  
7.500 kg/h

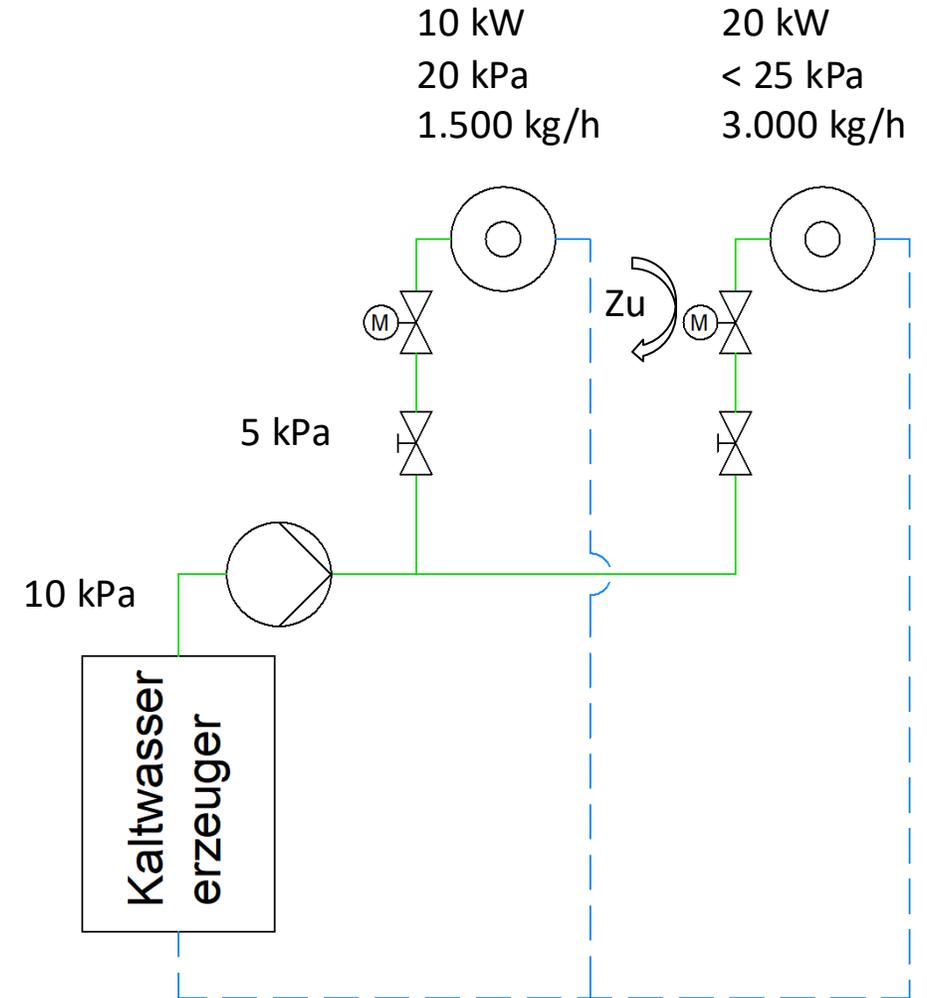
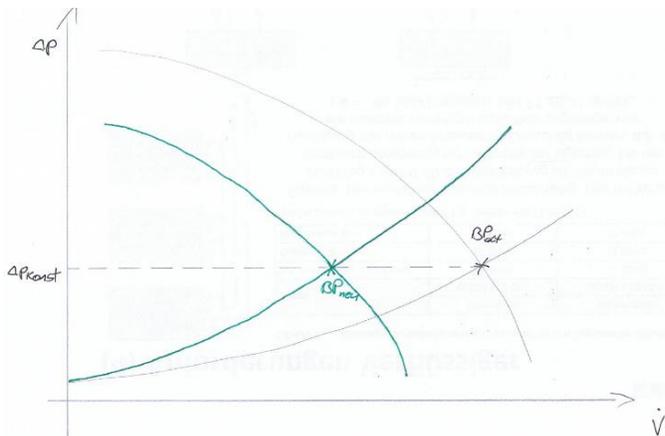


Quelle: Honeywell International Inc.

# Hydraulischer Abgleich

## Statisches Strangregulierungsventil

1. Das motorgesteuerte Ventil wird zuge dreht, um die Leistung am letzten Verbraucher zu drosseln.
2. Der Druckverlust über das Ventil erhöht sich und der Volumenstrom über den letzten Verbraucher reduziert sich.
3. Die Pumpe reagiert und fährt die Drehzahl herunter, bleibt aber druckkonstant.

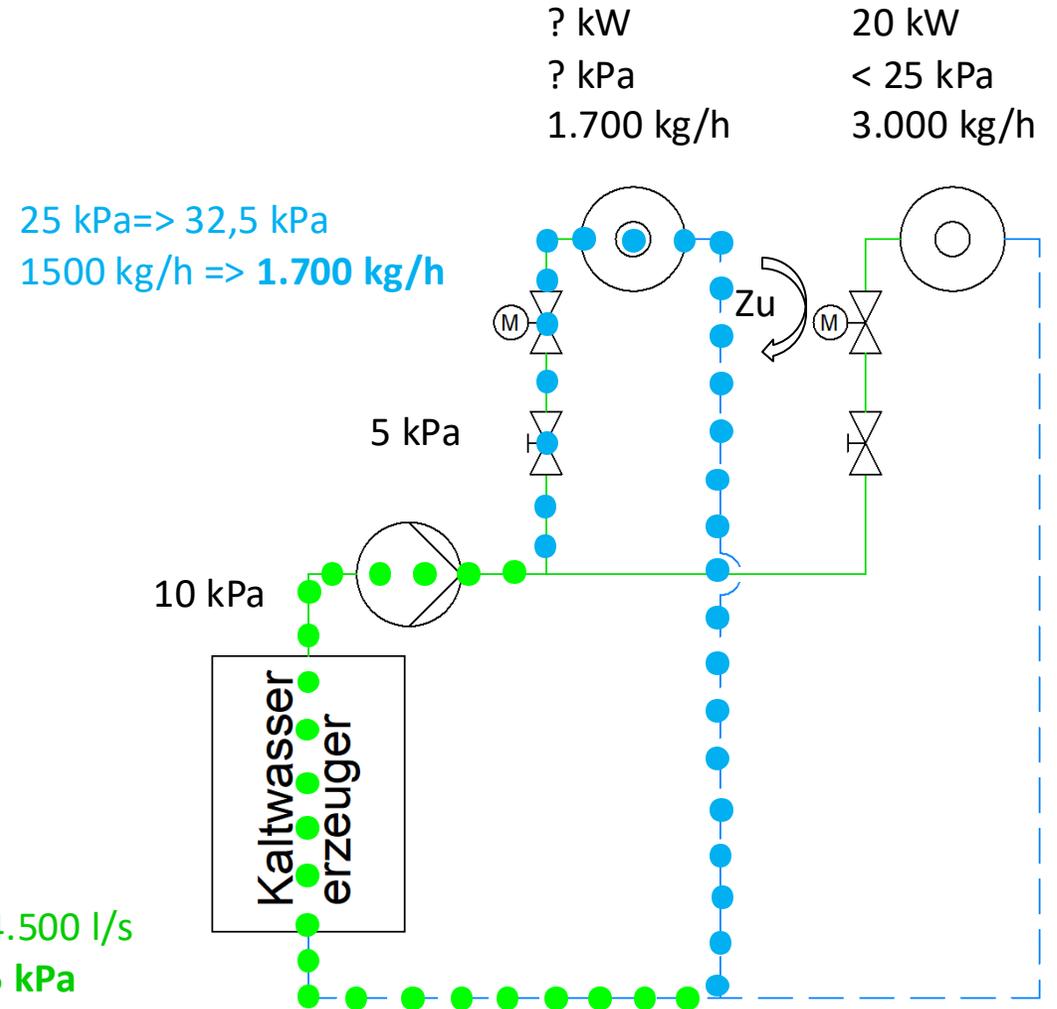


# Hydraulischer Abgleich

## Statisches Strangregulierungsventil

- Der Druckverlust über den Kaltwassererzeuger sinkt von 10 kPa auf 2,5 kPa. (Volumenstrom und Druckverlust sind direkt proportional im Quadrat. Das heißt, der Volumenstrom sinkt um die Hälfte und der Druckverlust sinkt auf ein Viertel.)
- Da die Pumpe immer noch mit 35 kPa drückt, drückt sie nun die übrigen 7,5 kPa, welche nicht mehr über den Kessel abgebaut werden, über den ersten Verbraucher. Damit erhöht sich der Druckverlust über Ventil und Verbraucher von 25 kPa auf 32,5 kPa.

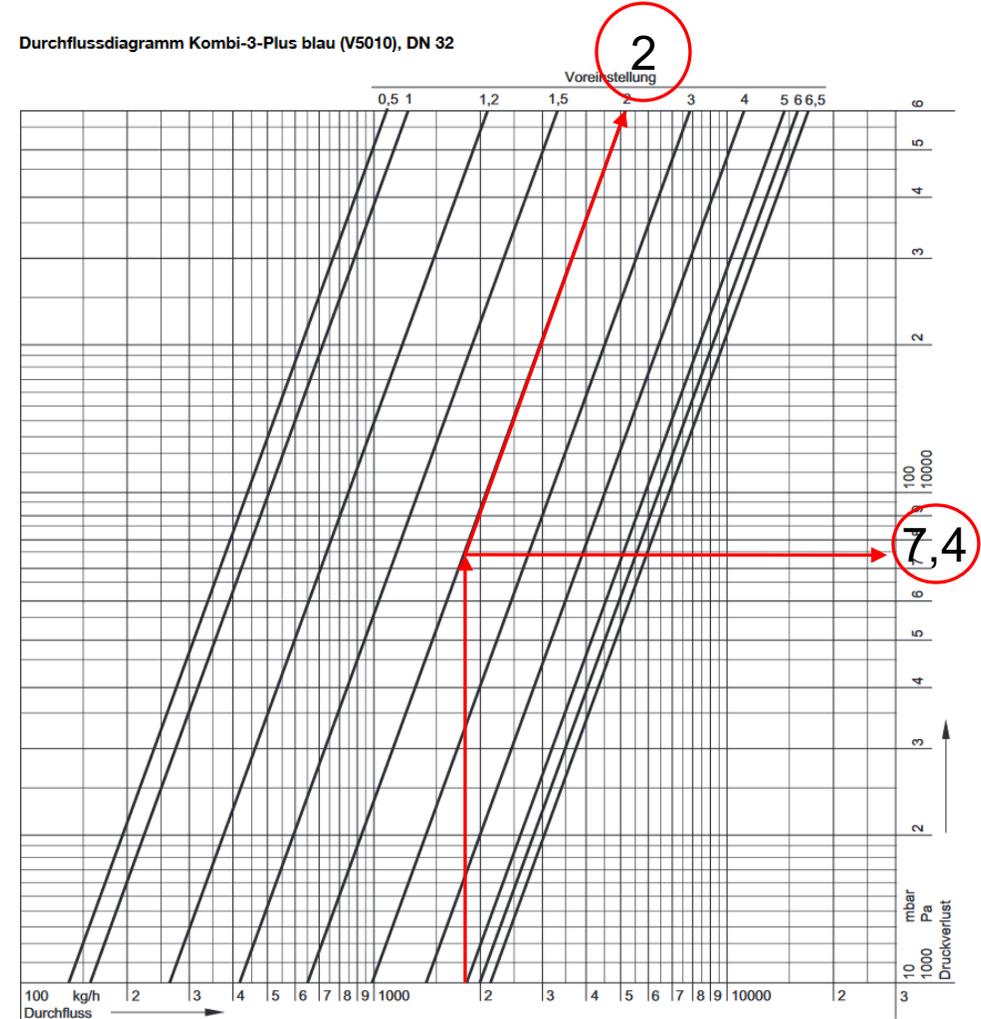
9.000 l/s => 4.500 l/s  
 10 kPa => 2,5 kPa



# Hydraulischer Abgleich

## Statisches Strangregulierventil

- Der höhere Druck der Pumpe auf den ersten Verbraucher, erzeugt einen höheren Volumenstrom über diesen. Der erhöhte Volumenstrom erzeugt bei gleichem Einstellwert des statischen Strangregulierventils einen höheren Druckverlust. Es werden also ca. 7,4 kPa durch das statischen Strangregulierventil abgebaut.



Quelle: Honeywell International Inc.

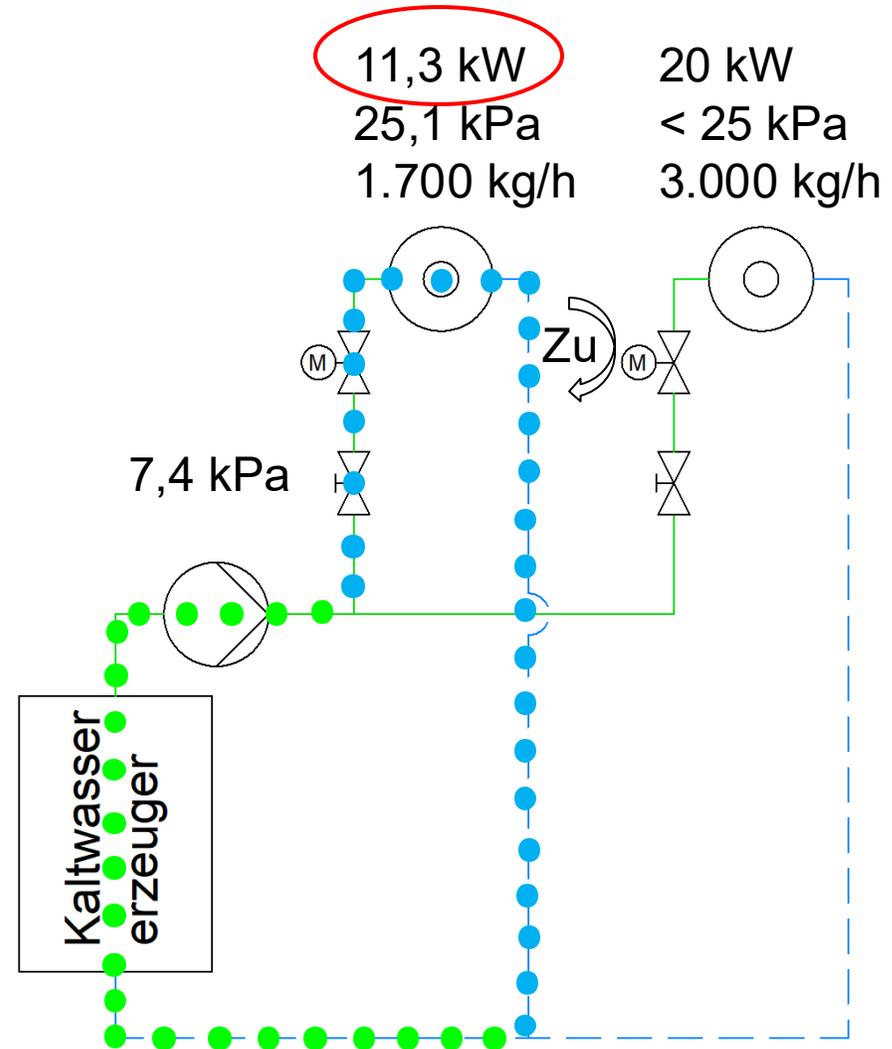
# Hydraulischer Abgleich

## Statisches Strangregulierungsventil

Als Resultat auf den erhöhten Volumenstrom am ersten Verbraucher, steigt auch die Leistung am ersten Verbraucher.

**Ergebnis:**

Ein statischer hydraulischer Abgleich funktioniert immer nur für einen Betriebszustand.  
=> Konstante Lasten



# Hydraulischer Abgleich

## Statischer hydraulischer Abgleich

Beim statischen hydraulischen Abgleich werden die errechneten Einstellwerte für den Vollastbetrieb an Regulierventilen eingestellt. Dies stellt sicher, dass beim Auslegungsvolumenstrom alle Kälte-/Wärmeübertrager optimal durchströmt werden.

Einem ganz bestimmten (errechneten) Druckverlust kann also ein ganz bestimmter Volumenstrom zugeordnet werden.

Sollte der geforderte Volumenstrom vom Auslegungsvolumenstrom abweichen (Teillastbetrieb), können statische voreingestellte Regulierventile auf diese Abweichung nicht mehr „reagieren“, da der voreingestellte Widerstand unveränderlich ist. Dies hat zu Folge, dass im Teillastbetrieb nicht alle Kälte-/Wärmeübertrager optimal durchströmt werden. Des Weiteren können im Teillastbetrieb Strömungsgeräusche entstehen, die auf einen Differenzdruckanstieg zurückzuführen sind.

Anwendung findet eine statisch abgegliche Anlage dort, wo ein konstanter Volumenstrom erforderlich ist.



# Hydraulischer Abgleich

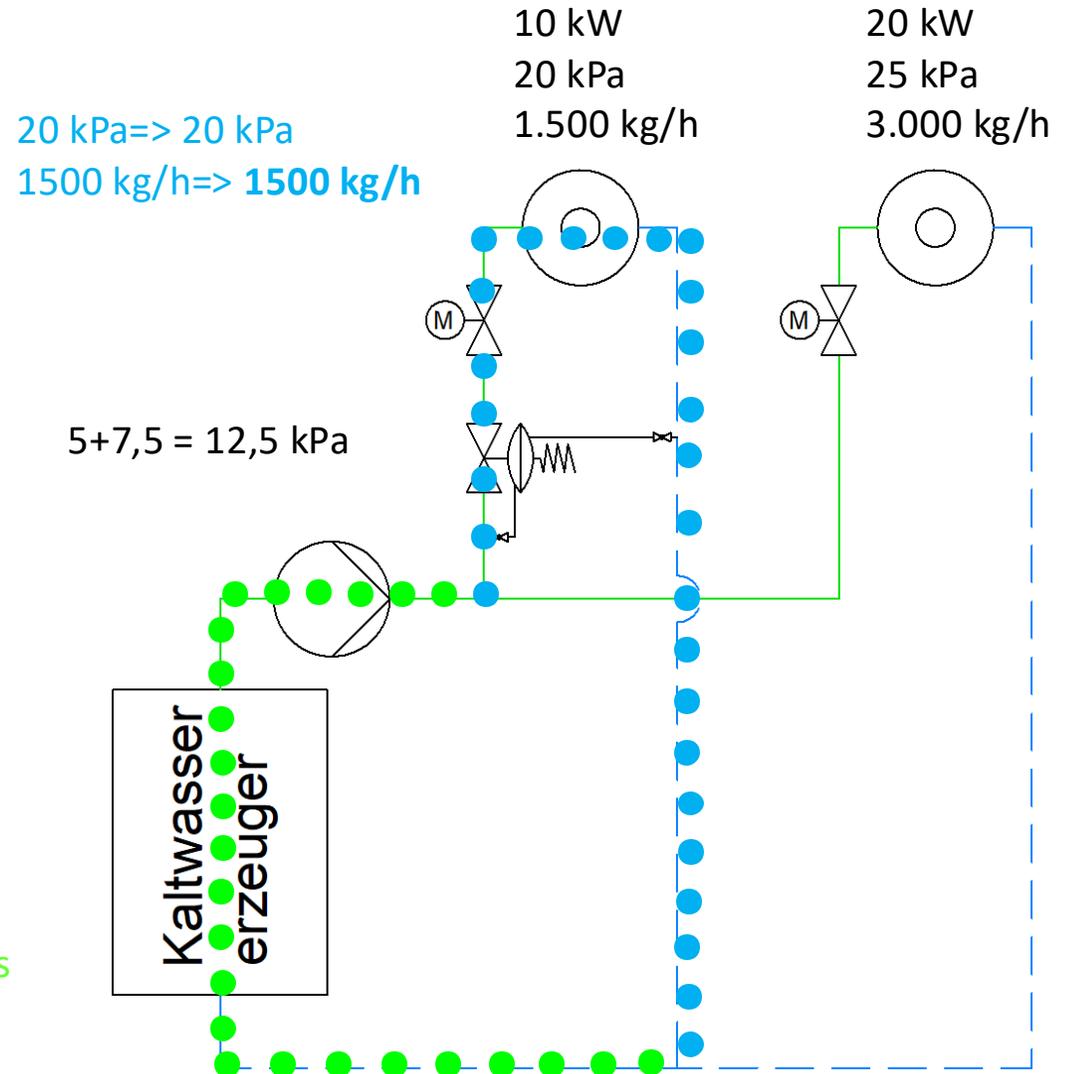
## Differenzdruck-Strangregulierungsventil



# Hydraulischer Abgleich

## Differenzdruck-Strangregulierungsventil

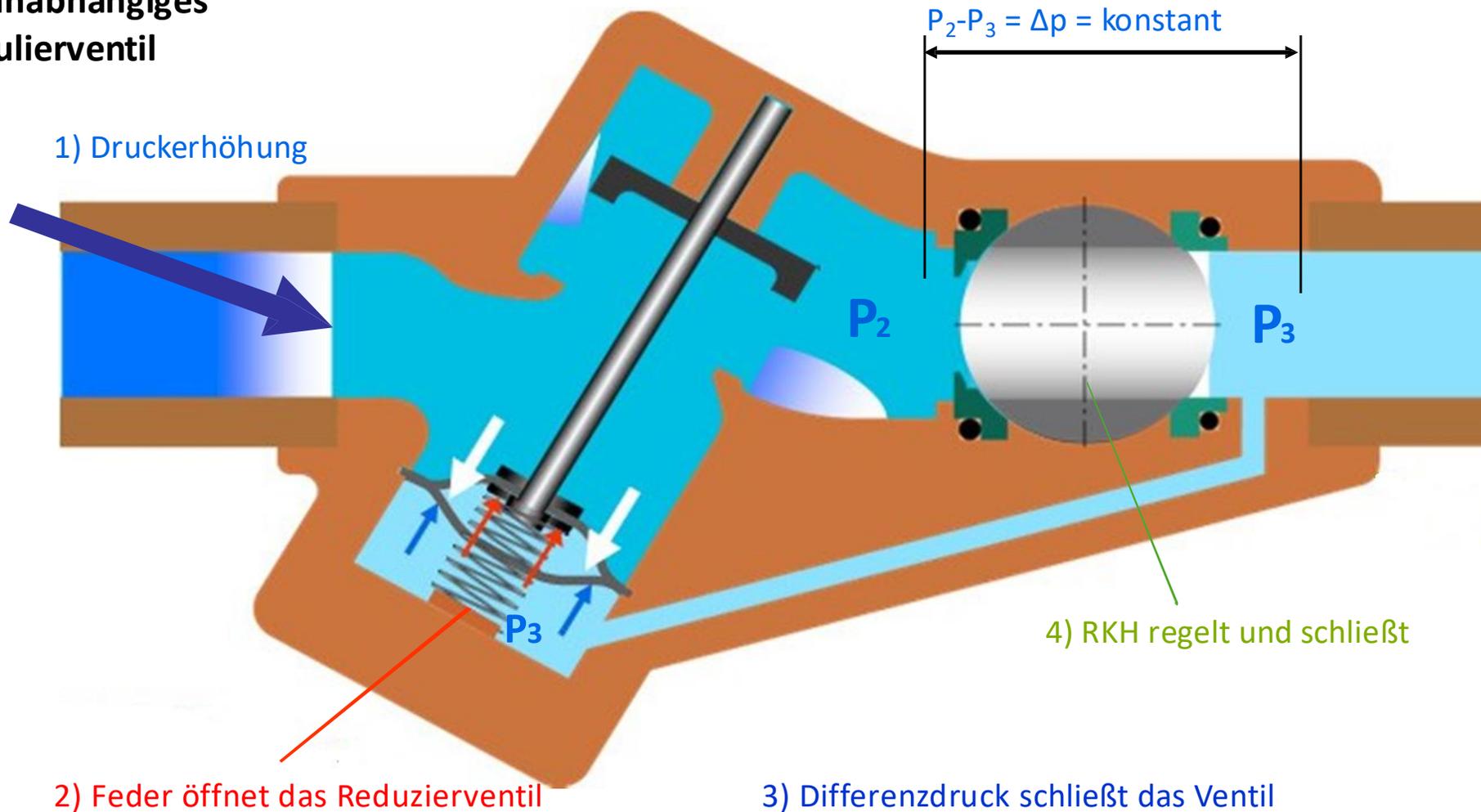
Durch Einbau eines Differenzdruck-Strangregulierungsventils, das den Differenzdruck über den Verbraucher konstant hält, ist der hydraulische Abgleich bei variablen Volumenströmen realisierbar.



Quelle: vdz

# Hydraulischer Abgleich

## Vordruckunabhängiges Strangregulierungsventil



# Hydraulischer Abgleich

## Dynamischer hydraulischer Abgleich

Dem dynamischen hydraulischen Abgleich liegt wie beim statischen hydraulischen Abgleich die Anforderung zu Grunde, bei Vollast alle Kälte-/Wärmeübertrager optimal zu durchströmen.

Dynamische Regulierventile messen permanent den Differenzdruck zwischen Vor- und Rücklauf und passen ihn durch Änderung der Ventilstellung dem voreingestellten Wert an. Durch diese Veränderung wird das Ventil immer mit einem unterschiedlichen Volumenstrom durchströmt. Dadurch wird immer eine optimale Versorgung der Stränge bzw. der Kälte-/Wärmeübertrager gewährleistet. Auch Strömungsgeräusche können aufgrund des nie zu hoch werdenden Differenzdruckes ausgeschlossen werden.

Anwendung findet eine dynamisch abgegliche Anlage dort, wo ein variabler Volumenstrom erforderlich ist.

Bei modernen Anlagen dient der Volumenstrom als Regelgröße, damit ist er veränderlich und ein dynamischer Abgleich erforderlich.



# Hydraulischer Abgleich

## Übung 8: Rohrnetzrechnung

Zu nachfolgend Anlage sind folgende Aufgaben zu lösen:

1. Berechnen Sie den Gesamtdruckverlust des Erzeugerkreises von T-Stück 2 bis T-Stück 1 (Druckverlust durch die T-Stücke ist für den Erzeugerkreis nicht relevant. Die Pumpe erzeugt keinen Druckverlust. VORSICHT! Die Einheit des Volumenstroms ist in den Diagrammen nicht einheitlich.  $1 \text{ l/s} = 3.600 \text{ l/h}$ )
2. Berechnen Sie den Gesamtdruckverlust über den Klimaschrank A, inkl. Rohrleitung, von T-Stück 1 bis T-Stück 2
3. Berechnen Sie den Gesamtdruckverlust über den Klimaschrank B, inkl. Rohrleitung, von T-Stück 1 bis T-Stück 2
4. Wie groß ist die Druckverlustdifferenz zwischen Verbraucherkreis Klimaschrank A und Verbraucherkreis Klimaschrank B?
5. Wird ein Strangregulierventil benötigt? Wieviel Druckverlust muss dieses Ventil erzeugen? Zeichnen Sie es ein und legen Sie die Einstellzahl aus.

Bögen und T-Stücke sind zu berücksichtigen und der Zeichnung zu entnehmen.

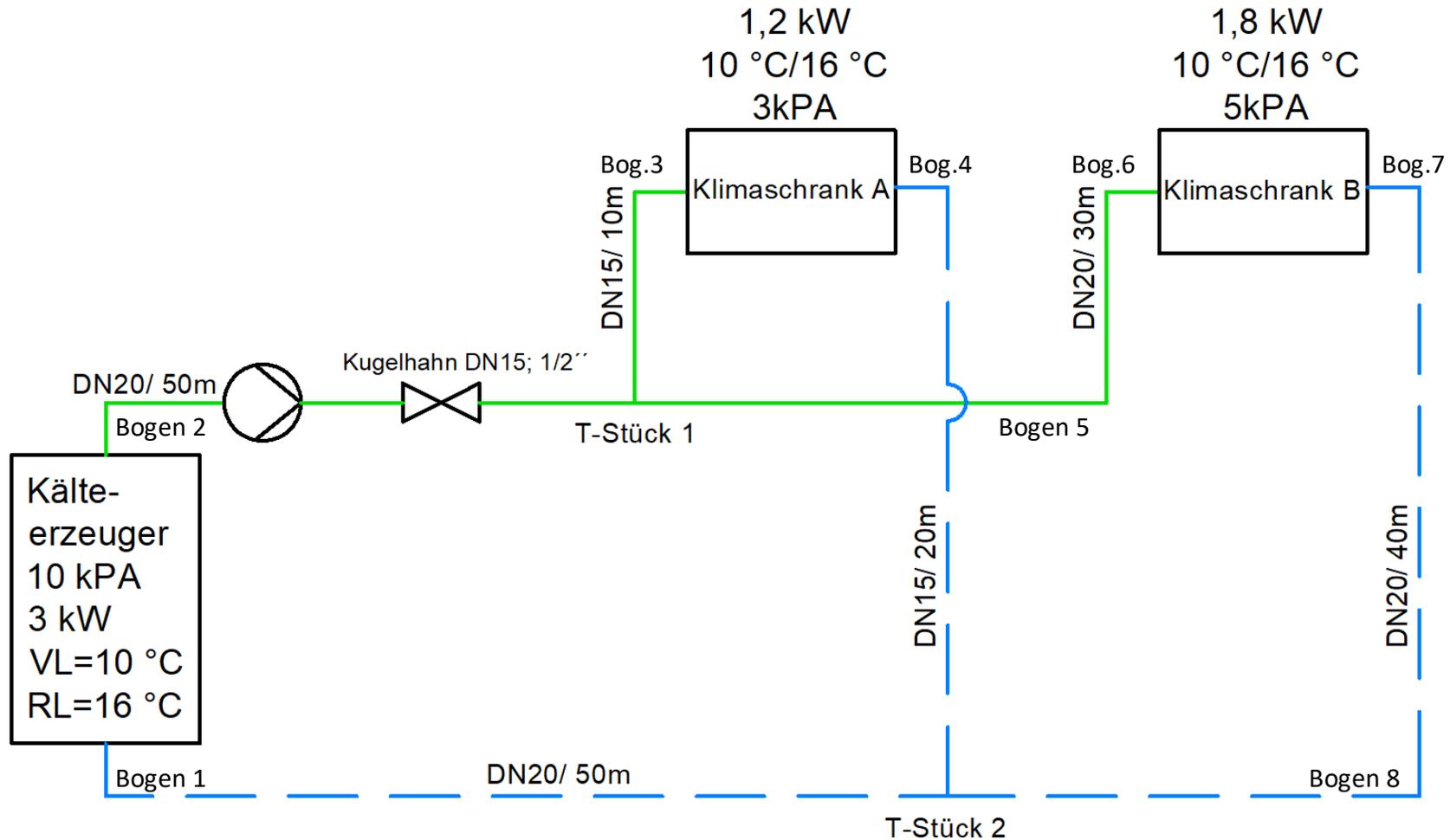
Anmerkung: Bögen besitzen ein  $r/d$  Verhältnis von 1.

Innendurchmesser ( $d_i$ ) DN 20 = 21,6 mm, DN 15 = 16 mm



# Hydraulischer Abgleich

## Skizzierte Anlage zu Übung 8 Rohrnetzberechnung



# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

1.1 Berechnung des Rohrreibungsdruckverlustes des Erzeugerkreises:

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta \quad [1 \text{ kW} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}]$$

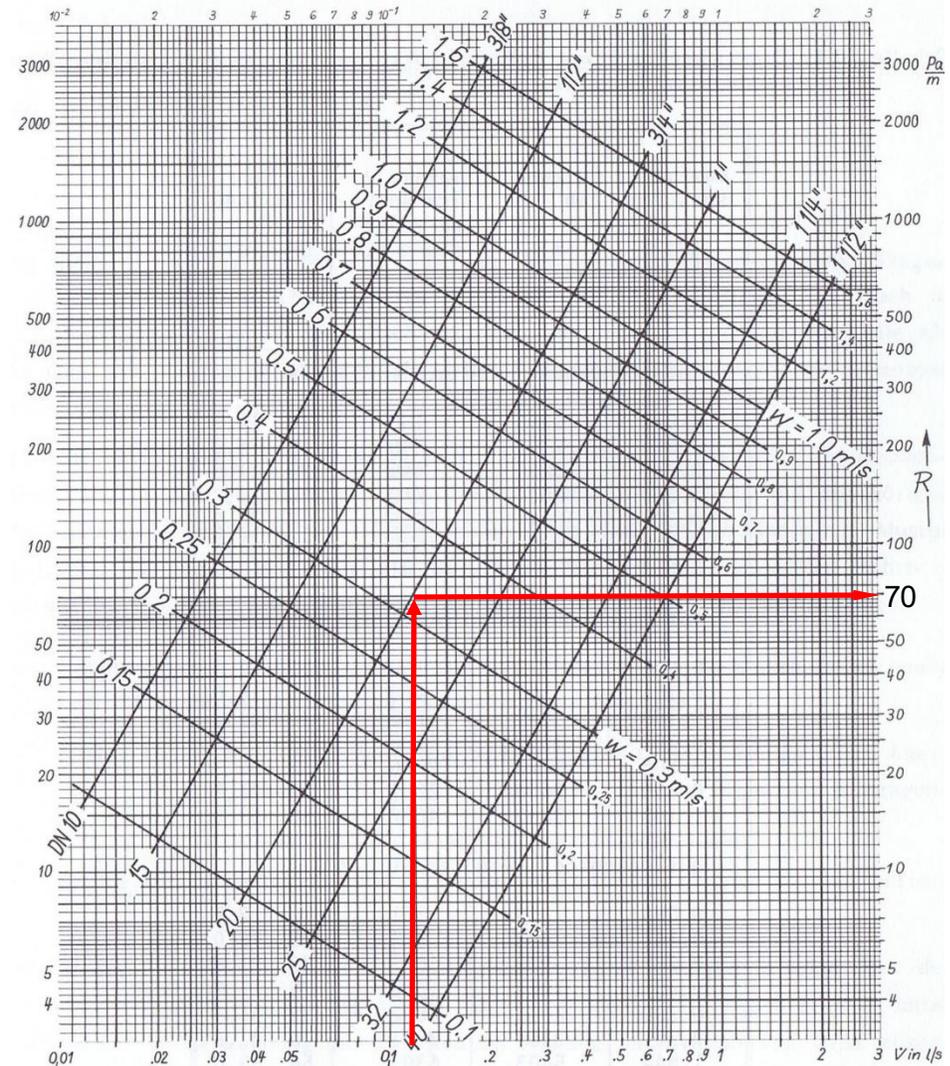
$$\rightarrow \dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta} = \frac{3 \text{ kW}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \cdot 6 \text{ K}}$$

$$= 0,000119 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{V} = 0,000119 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1.000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} = 0,119 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \text{aus Diagramm: } \Delta p = 70 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot 100 \text{ m}$$

$$= 7.000 \text{ Pa} = 7 \text{ kPa}$$



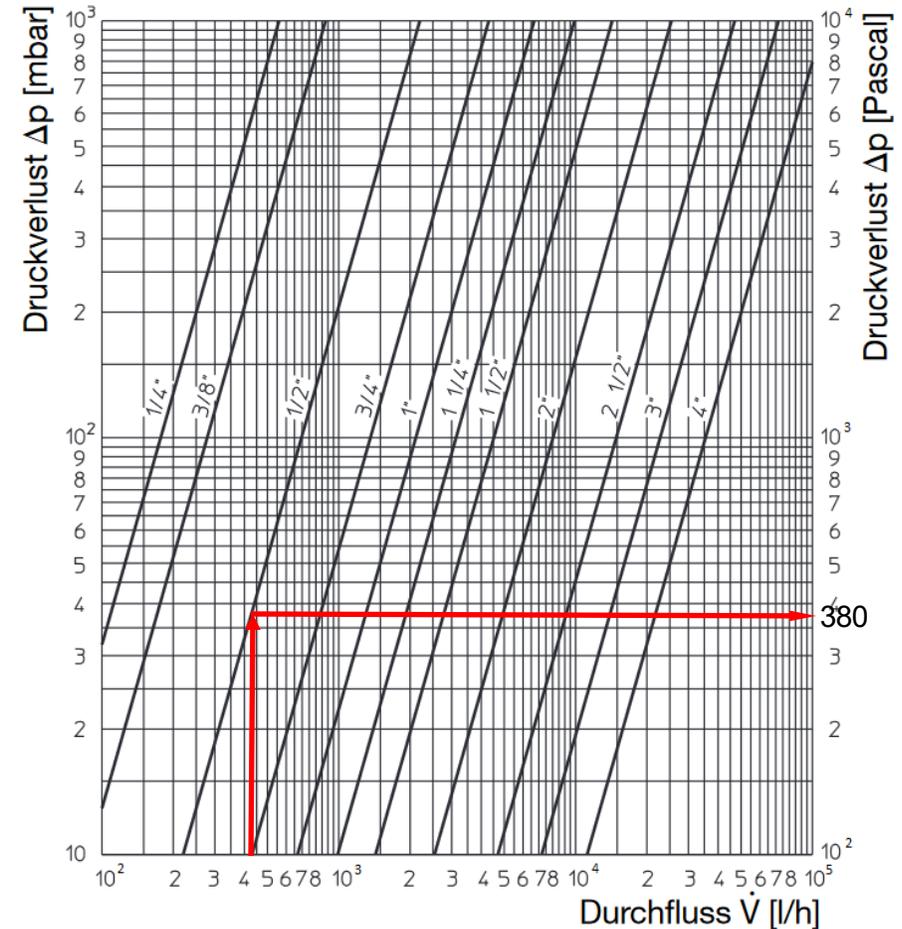
# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

1.2 Berechnung des Druckverlustes  
am Kugelhahn:

$$\dot{V} = 0,119 \frac{l}{s} \cdot 3.600 \frac{s}{h} = 428,4 \frac{l}{h}$$

→ aus Diagramm:  $\Delta p = 380 Pa$



# Hydraulischer Abgleich

## ζ – Werte (Flüssigkeiten)

		Abzweig ζ <sub>a</sub>					Durchgang ζ <sub>d</sub>								
		w <sub>a</sub> /w	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	w <sub>d</sub> /w	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
		ζ <sub>a</sub>	-1	0,5	1	1,3	1,5	ζ <sub>d</sub>	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0	
<b>Vereinigung</b>		d <sub>a</sub> /d	0,3	0,5	0,7			r/d	ζ	<b>Ausbiegestück</b>					
		0,5	5,0	1,3	1,0			1	0,5						
		0,7	6,5	2,0	1,3			2	0,35						
		0,8	9,0	3,0	1,8			3-4	0,3						
		1,0	15,0	5,0	3,0			≥ 5	0						
<b>Trennung</b>		d <sub>a</sub> /d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	d <sub>d</sub> /d	0,6	0,8	1,0				
		0,3	0,3	0,8					< 1,0	0,3	0,3				
		0,4	-1,0	0,8	1,0	0,8									
		0,5	-3,0	0,3	0,8	0,8									
		0,7		-0,5	0,5	1,0	1,0			1,0	0,5	0,3	0		
		1,0			-1,0	1,3	1,5								
<b>Knie</b>		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0				
		ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0				
		w <sub>a</sub> /w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	w <sub>d</sub> /w	0,5	1,0	DN	ζ		
		ζ <sub>a</sub>	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	ζ <sub>d</sub>	0,5	0	10-15	2,0		
<b>Knie</b>		w <sub>a</sub> /w	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5	2,0			20-25	1,5		
		ζ <sub>a</sub>	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8	0,5			32-50	1,0		

Armaturen / Komponenten	ζ
Schieber mit Einschnürung	0,3
Schieber ohne Einschnürung	0,2
Hähne	0,15
Ventile, Geradsitz	2,5
Ventile, Schrägsitz	2,0
Ventile, Eckventil	1,5
Heizkörperventil, Eckventil	2,0
Heizkörperventil, Durchgang	4,0
Rückschlagventil	4,0
Kessel	2,5
Radiator	2,5
Verteiler - Austritt	0,5
Sammler - Eintritt	1,0
Luftabscheider	6,0

Zurück

Quelle: Taschenbuch für Heizung+Klimatechnik (Rechnagel-Sprenger-Hönmann)

Quelle: Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik



# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 1.3 Berechnung des Druckverlustes durch Bögen

$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

→ Für einen Bogen  $r/d$ ,  $\zeta = 0,5$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,000119 \frac{m^3}{s}}{(0,0216 m)^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,325 \frac{m}{s}$$

$$\Delta p_F = (0,5 + 0,5) \cdot \frac{1.000 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(0,325 \frac{m}{s}\right)^2 = 53 Pa$$

\*)  $\zeta$  Bogen 1 +  $\zeta$  Bogen 2

### 1.4 Druckverlust Gesamt

$$\Delta p_{ges} = 10 kPa + 7 kPa + 0,38 kPa + 0,053 kPa = 17,433 kPa$$

# Hydraulische Abgleich

## Hydraulischer Abgleich

### Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

2.1 Berechnung des Rohrreibungsdrukverlustes über Klimaschrank A

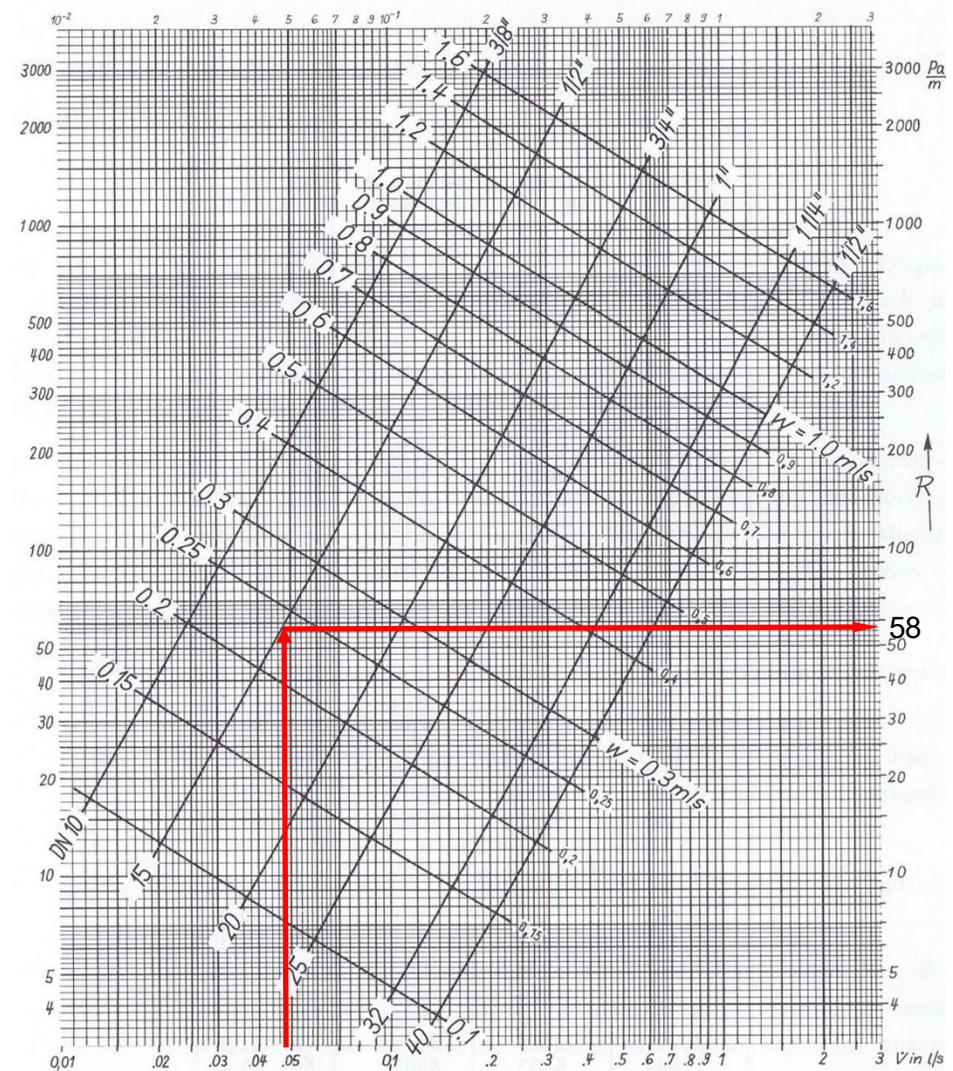
$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta} = \frac{1,2 \text{ kW}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 6 \text{ K}}$$

$$= 4,77 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{V} = 4,77 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1.000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} = 0,0477 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \text{aus Diagramm: } \Delta p = 58 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot 30 \text{ m}$$

$$= 1.740 \text{ Pa} = 1,74 \text{ kPa}$$



# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 2.2 Berechnung des Druckverlustes durch T-Stücke und Bögen

#### T-Stück 1

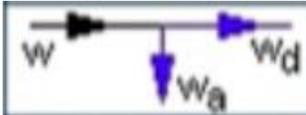
$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

→ Für einen Bogen  $r/d$ ,  $\zeta = 0,5$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{4,77 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{(0,016 \text{ m})^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,237 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_A}{v} = \frac{0,237 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,325 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,73$$

→  $\zeta = 1$  (siehe  $\zeta$ -Werte)



$w_a/w$	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	$w_d/w$	0,5	1,0
$\zeta_a$	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	$\zeta_d$	0,5	0

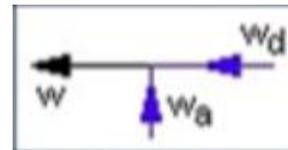
# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 2.2 Berechnung des Druckverlustes durch T-Stücke und Bögen

#### T-Stück 2

$$\frac{v_A}{v} = \frac{0,237 \frac{m}{s}}{0,325 \frac{m}{s}} = 0,73$$



Abzweig $\zeta_a$						Durchgang $\zeta_d$						
$w_a/w$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$w_d/w$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\zeta_a$	-1	0,5	1	1,3	1,5	$\zeta_d$	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0

→  $\zeta = 1,2$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

$$\Delta p_F = (1 + 0,5 + 0,5 + 1,2) \cdot \frac{1.000 \frac{m^3}{kg}}{2} \cdot \left(0,237 \frac{m}{s}\right)^2 = 90 Pa$$

\*)  $\zeta$  T-Stück 1 +  $\zeta$  Bogen 3 +  $\zeta$  Bogen 4 +  $\zeta$  T-Stück 2

### 2.3 Druckverlust Gesamt

$$\Delta p_{Ges} = 3 kPa + 1,74 kPa + 0,09 kPa = 4,83 kPa$$

# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 3.1 Berechnung des Rohrreibungsdruckverlustes über Klimaschrank B

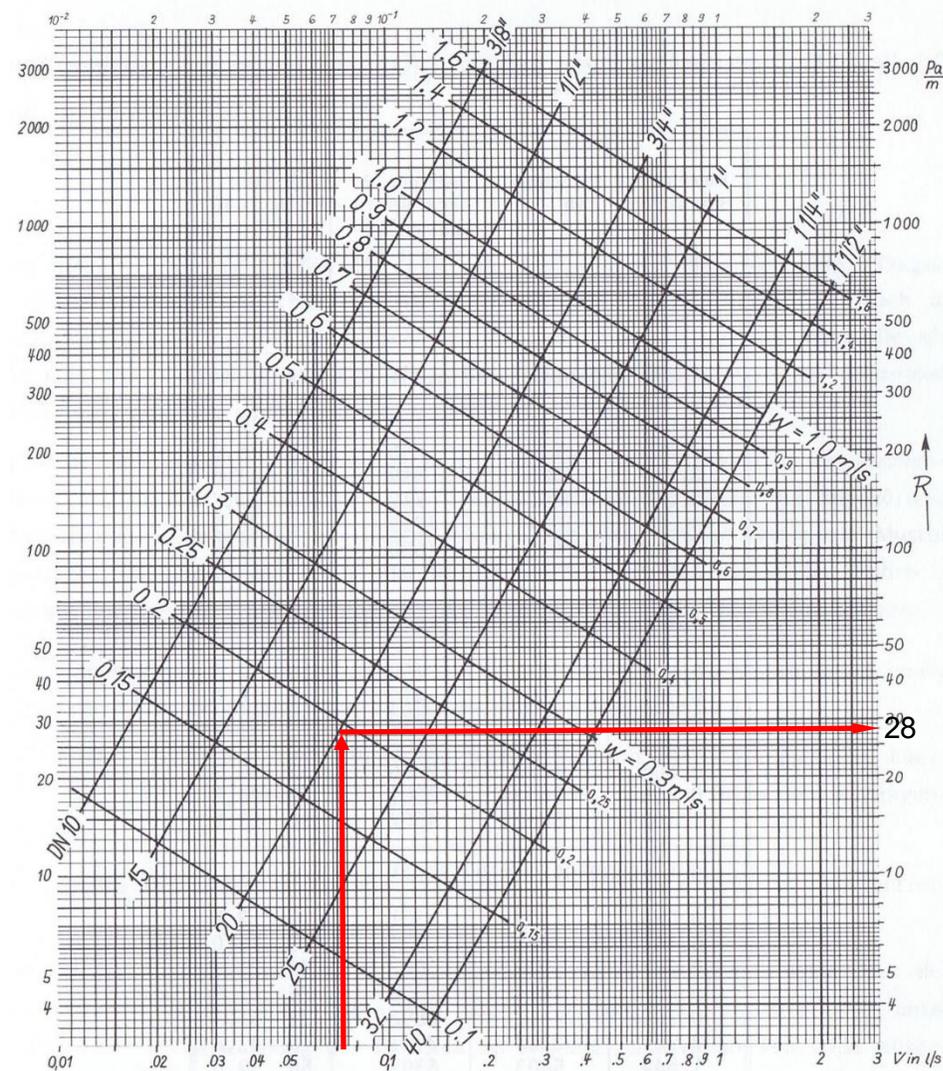
$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta\vartheta} = \frac{1,8 \text{ kW}}{1.000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 6 \text{ K}}$$

$$= 7,16 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \dot{V} = 7,16 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \cdot 1.000 \frac{\text{l}}{\text{m}^3} = 0,0716 \frac{\text{l}}{\text{s}}$$

$$\rightarrow \text{aus Diagramm: } \Delta p = 28 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \cdot 70 \text{ m}$$

$$= 1.960 \text{ Pa} = 1,96 \text{ kPa}$$



# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 3.2 Berechnung des Druckverlustes durch T-Stücke und Bögen:

#### T-Stück 1

$$\Delta p_F = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

→ Für einen Bogen  $r/d$ ,  $\zeta = 0,5$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

$$v = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{d_i^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{7,16 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{(0,0216 \text{ m})^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = 0,195 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_d}{v} = \frac{0,195 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,325 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,6$$



$w_a/w$	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0	$w_d/w$	0,5	1,0
$\zeta_a$	7,0	4,0	1,5	0,8	0,6	0,5	$\zeta_d$	0,5	0

$\zeta = 0,4$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

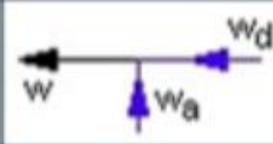
# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 3.2 Berechnung des Druckverlustes durch T-Stücke und Bögen

#### T-Stück 2

$$\frac{v_d}{v} = \frac{0,195 \frac{m}{s}}{0,325 \frac{m}{s}} = 0,6$$



Abzweig $\zeta_a$						Durchgang $\zeta_d$						
$w_a/w$	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	$w_d/w$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
$\zeta_a$	-1	0,5	1	1,3	1,5	$\zeta_d$	1,5	1,3	1,1	0,8	0,5	0

$\zeta = 0,8$  (siehe  $\zeta$ -Werte)

$$\Delta p_F = (0,4 + 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,5 + 0,8) \cdot \frac{1.000 \frac{m^3}{kg}}{2} \cdot \left(0,195 \frac{m}{s}\right)^2 = 61 Pa$$

\*)  $\zeta$  T-St.1 +  $\zeta$  Bog.5 +  $\zeta$  Bog.6 +  $\zeta$  Bog.7 +  $\zeta$  Bog.8 +  $\zeta$  T-St. 2

#### 2.3 Druckverlust Gesamt

$$\Delta p_{Bges} = 5 kPa + 1,96 kPa + 0,061 kPa = 7,021 kPa$$

# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 4 Druckverlustdifferenz

$$\Delta p_{B-A} = 7,021 \text{ kPa} - 4,83 \text{ kPa} = 2,191 \text{ kPa}$$



# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung

### 5 Strangregulierventil

Es wird ein Strangregulierventil vor dem Klimaschrank A benötigt.

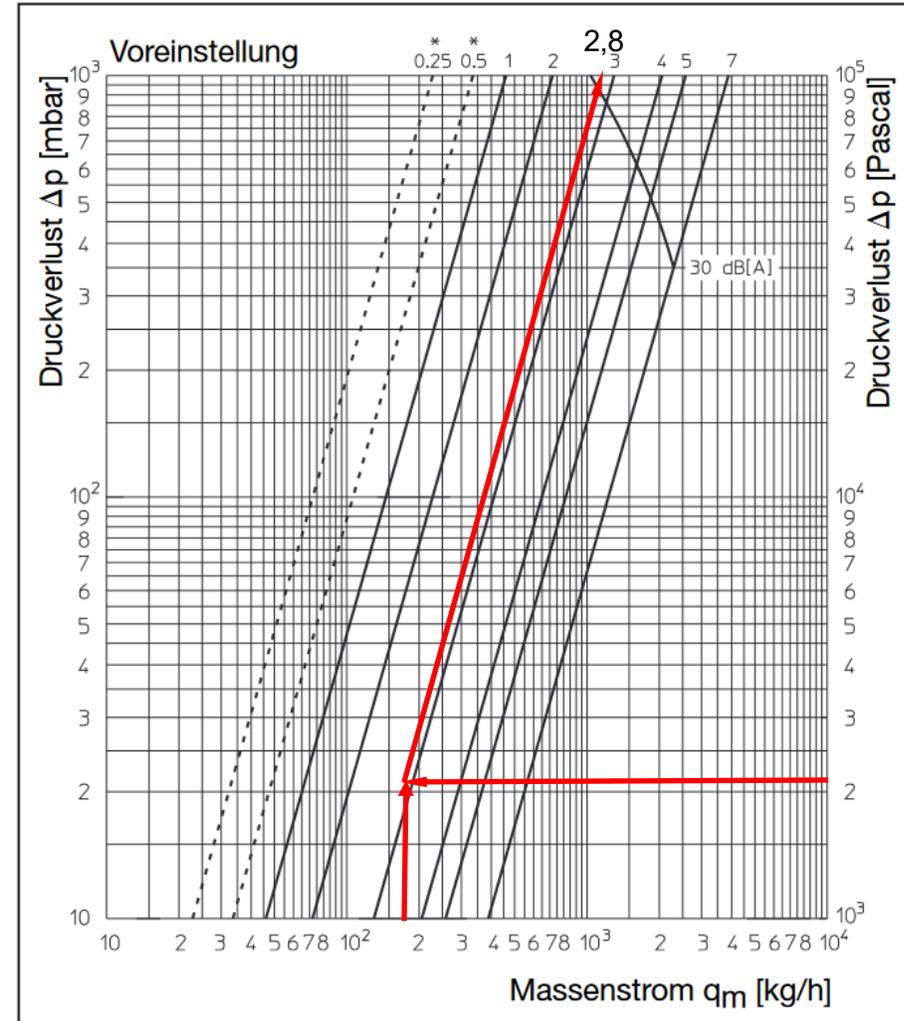
Druckverlust Ventil

$$\Delta p_{Vent} = \Delta p_{B-A} = 2,191 \text{ kPa}$$

$$\dot{V} = 0,0476 \frac{\text{l}}{\text{s}} \cdot 3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 171,36 \frac{\text{l}}{\text{h}}$$

→ aus Diagramm: Einstellzahl = 2,8

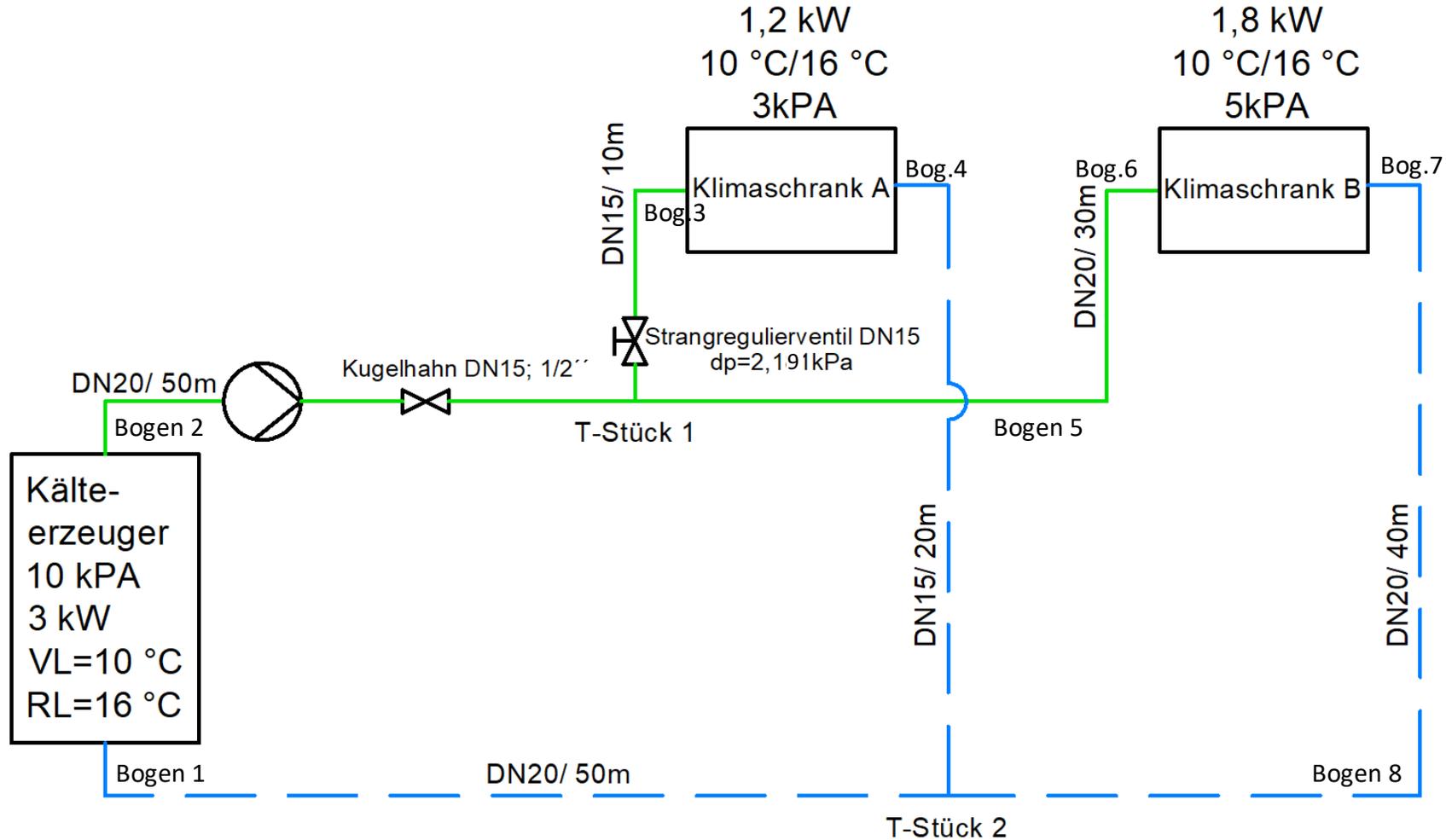
DN 15



Quelle: Oventrop

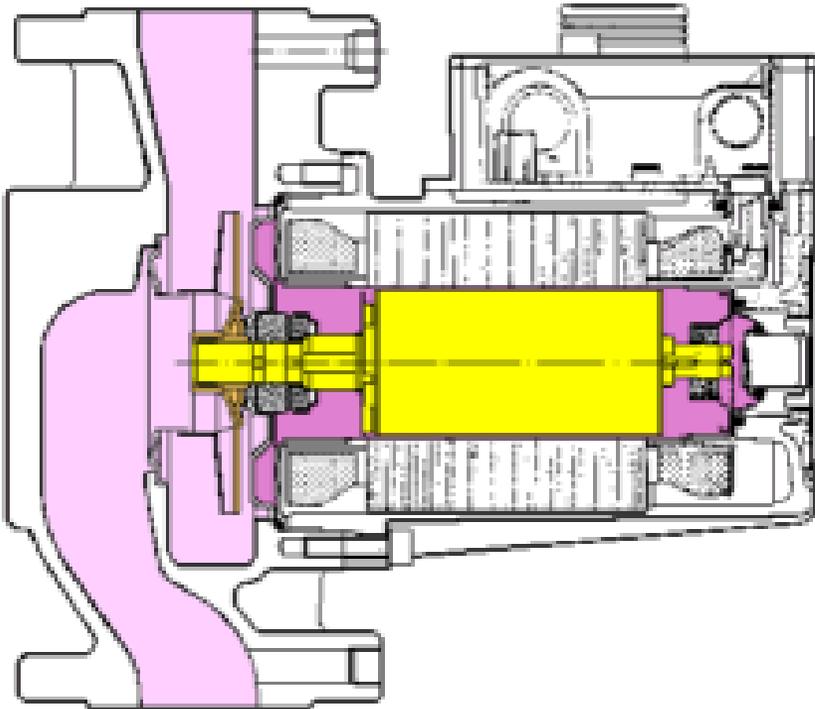
# Hydraulischer Abgleich

## Lösung zu Übung 8: Rohrnetzberechnung



# Pumpen

## Nassläufer (flüssigkeitsgekühlt)



Bei den Nassläufern, dreht sich der Rotor in einem "Topf", der das Medium vom Stator fernhält.

Es ist keine Gleitringdichtung erforderlich, daher gelten diese Pumpen als wartungsfrei.

Die Gleitlager werden vom Fördermedium geschmiert.

Um gute Wirkungsgrade zu erreichen, muss der Spalt zwischen Rotor und Topf möglichst eng sein.

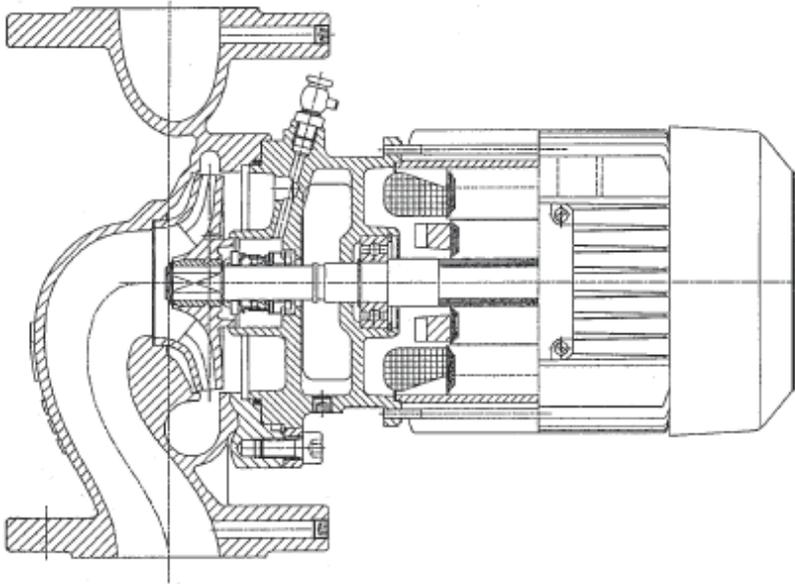
Diese Pumpe ist daher empfindlich gegenüber Medienbestandteilen, die zu Ablagerung neigen.

Die Motorwärme wird dem Medium zugeführt.

=> Nicht geeignet für Kälteanlagen

# Pumpen

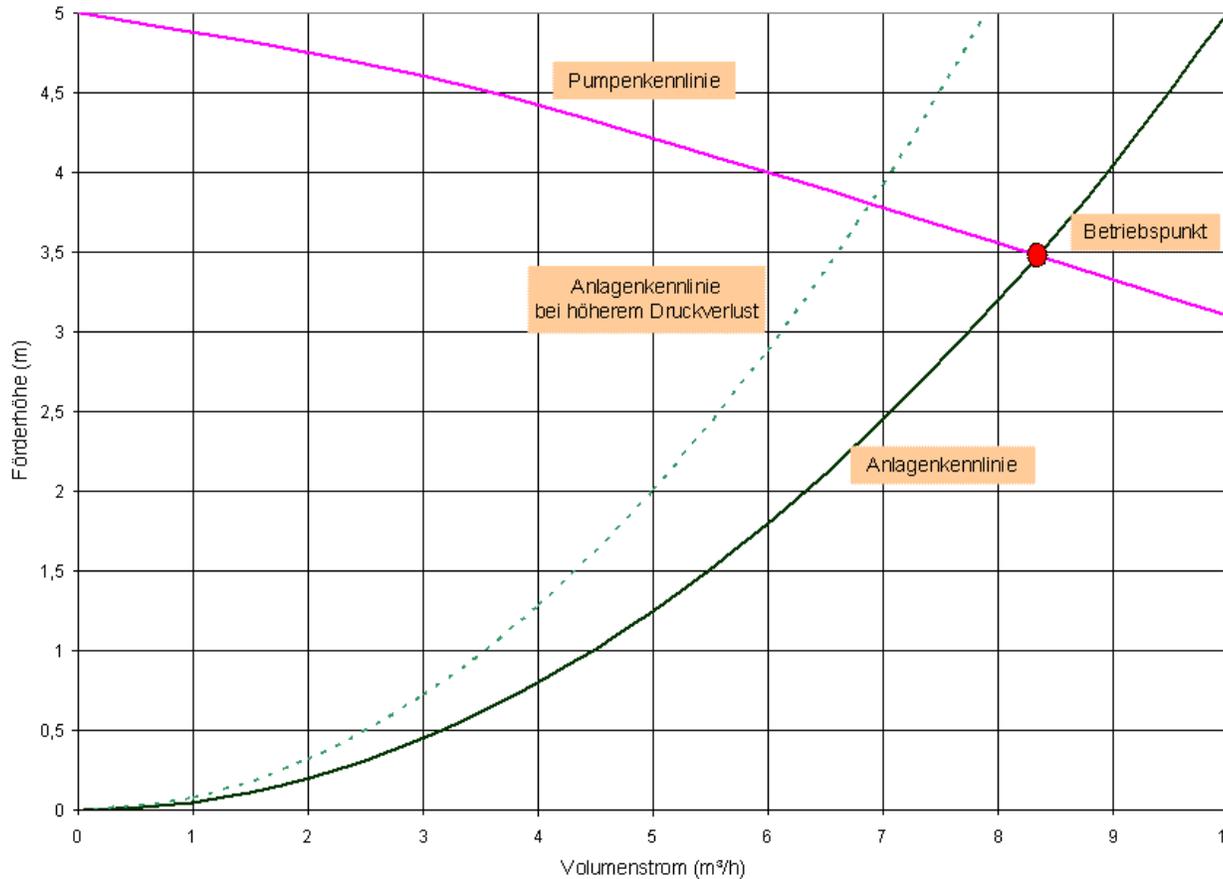
## Trockenläufer (luftgekühlt)



Bei Pumpen mit Trockenläufermotor, erfolgt die Abdichtung der Welle durch die Gleitringdichtung. Zum Antrieb der Pumpen dienen handelsübliche Motoren. Bei den Gleitringdichtungen werden heute durch Einsatz hochwertiger Keramikwerkstoffe sehr hohe Standzeiten erzielt. Die Geräuschentwicklung der Pumpen ist etwas höher als bei Nassläuferpumpen.

# Pumpen

## Anlagen und Pumpenkennlinie

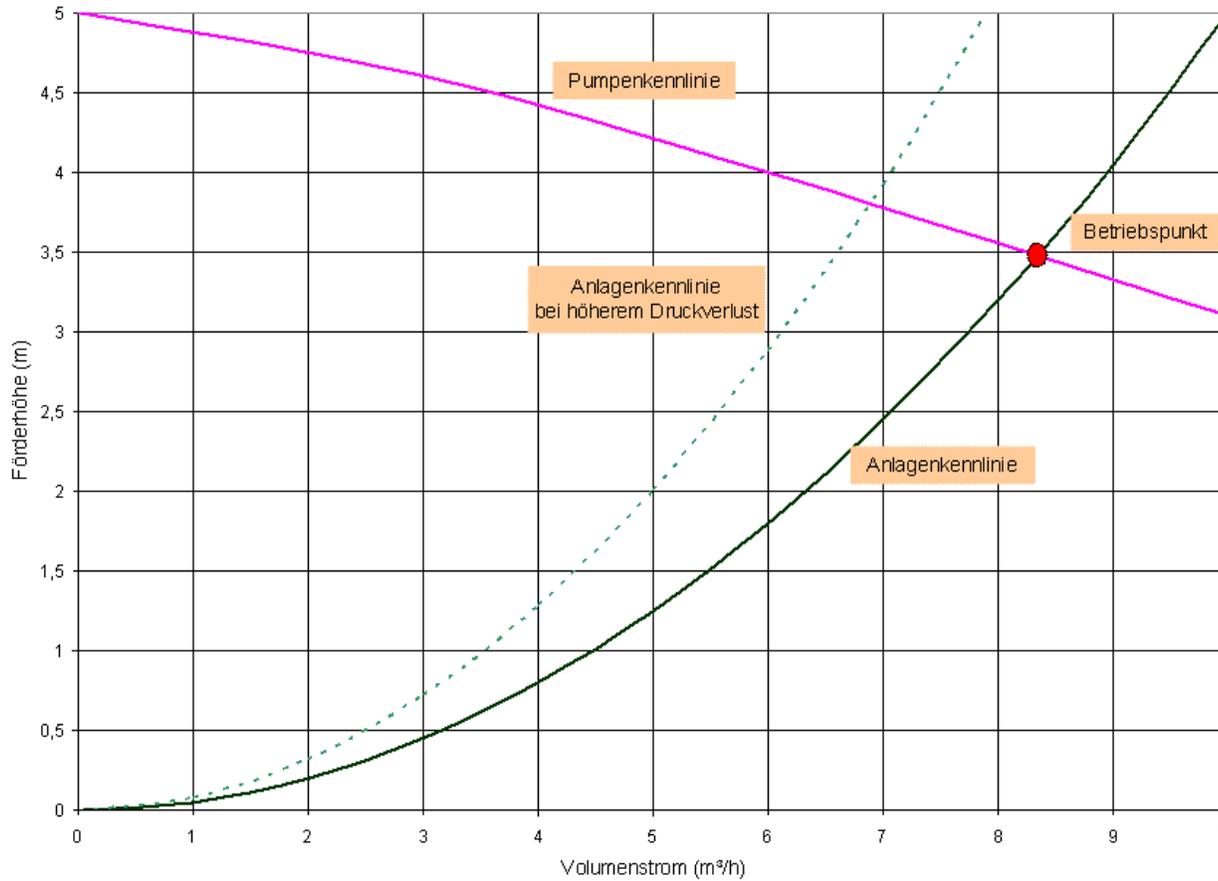


Die Darstellung des gesamten Druckverlustes  $\Delta p$  über dem veränderlichen Volumenstrom nennt man die Anlagenkennlinie eines Rohrleitungs- oder Luftkanal-Systems.

Der Betriebspunkt einer Anlage liegt immer im Schnittpunkt der momentanen Anlagenkennlinie mit der Kennlinie der zugehörigen Pumpe.

# Pumpen

## Anlagen und Pumpenkennlinie



### Anlagenkennlinie:

$$H = k \cdot \dot{V}^2$$

H: Druckverlust der Anlage [m]

$\dot{V}$ : Volumenstrom der Anlage [m³/h]

k: Widerstandsbeiwert [h/m²]

# Pumpen

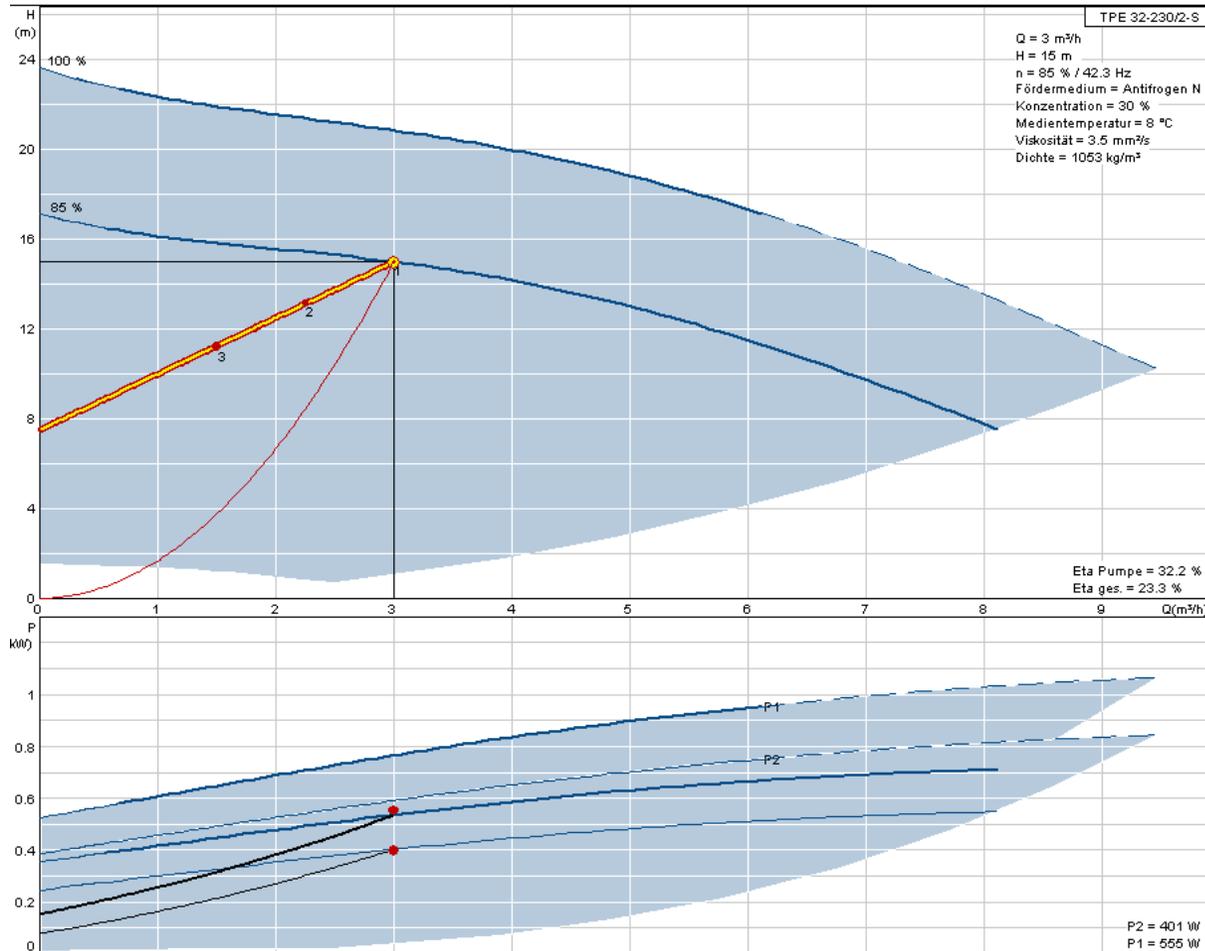
## Auswahl der richtigen Pumpe

Mit dem Volumenstrom  $\dot{V}$ , welcher sich aus der geforderten Leistung ergibt, und der Förderhöhe  $H$ , welche mittels einer Druckverlustberechnung ermittelt wird, wird im Pumpenkatalog die geeignete Umwälzpumpe für die Anlage gesucht.



# Pumpen

## Beispiel für eine Pumpenauslegung



Technische Daten:	
Pumpendrehzahl:	2920 rpm
Tatsächlicher Förderstrom der Pumpe:	3 m³/h
Tatsächliche Förderhöhe der Pumpe:	15 m
Maximale Förderhöhe:	230 dm
Wellenabdichtung:	BUBE
Kennlinientoleranz:	ISO 9906 Annex A
Produktnummer Pumpe o. Motor:	96463718

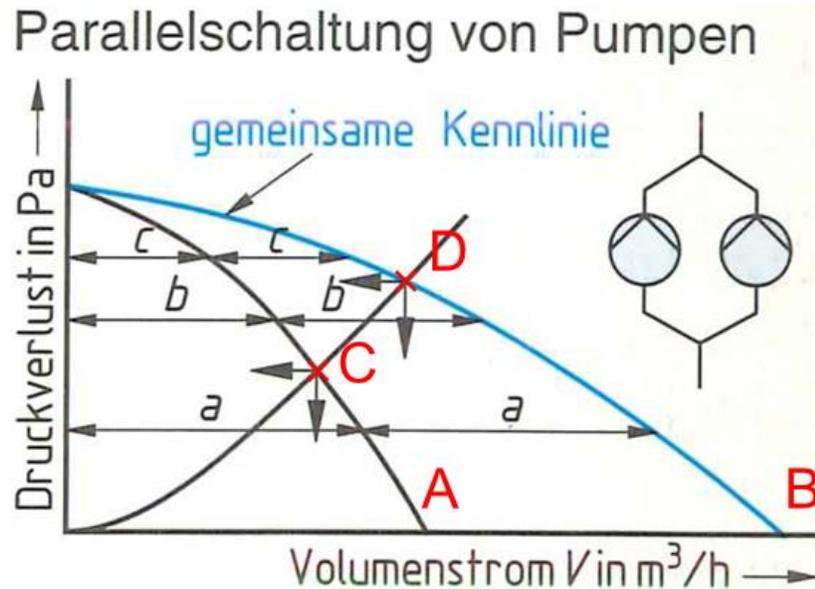


# Pumpen

## Pumpenschaltungen

### Parallelschaltung von Pumpen

Bei Parallelschaltung zweier gleich großer Pumpen auf dasselbe Netz addiert sich die Pumpenkennlinie über den Volumenstrom.



### Kennlinien bei Parallelschaltung von zwei gleich großen Pumpen.

- A:** Kennlinie einer Pumpe,
- B:** Kennlinie beider Pumpen,
- C:** Betriebspunkt bei einer Pumpe,
- D:** Betriebspunkt bei beiden Pumpen

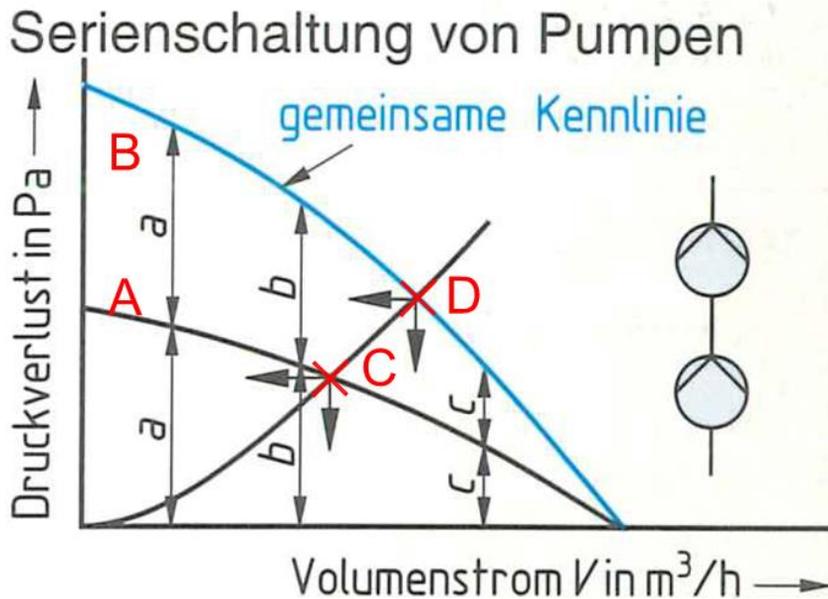
Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Lüftung / Verlag Dr. Max Gehlen

# Pumpen

## Pumpenschaltungen

### Reihenschaltung von Pumpen

Beim Hintereinanderschalten zweier Pumpen fließt das Wasser nacheinander durch beide Pumpen, Förderhöhen addieren sich, Wassermenge bleibt konstant.



### Kennlinien bei Reihenschaltung von zwei gleich großen Pumpen.

- A:** Kennlinie einer Pumpe
- B:** Kennlinie beider Pumpen
- C:** Betriebspunkt bei einer Pumpe
- D:** Betriebspunkt bei beiden Pumpen

Quelle: Tabellenbuch Sanitär, Heizung, Lüftung / Verlag Dr. Max Gehlen

# Kavitation

Kavitation ist das Entstehen und anschließende schlagartige Implodieren von Dampfblasen innerhalb von Flüssigkeiten.

Kavitation tritt vorwiegend an der Saugseite von Pumpen auf. Im Schaufelkanal-eintritt des Laufrades der Pumpen sinkt der statische Druck unter den zur Flüssigkeitstemperatur gehörenden Dampfdruck.

Die Ursache ist eine zu geringe Zulaufhöhe. Die Dampfblasen entstehen am Schaufelkanaleintritt. Im Laufradkanal erhöht sich der Druck und löst eine Implosion der Luftblasen aus.

Dies verursacht eine Kavitationserosion am Laufrad, einen Druckhöhenabfall und einen unruhigen Lauf der Pumpe.



# Kavitation



Quelle: <http://www.stb-hks.de/kavitation.html>

# Kavitation

## Wasserdampf Tafel zur Kavitation

T 5.4 Wasserdampftafel, Sättigungszustand (Drucktafel)<sup>1</sup>

$p$ bar	$t$ °C	$v'$ m <sup>3</sup> /kg	$v''$ m <sup>3</sup> /kg	$h'$ kJ/kg	$h''$ kJ/kg	$r$ kJ/kg	$s'$ kJ/kg K	$s''$ kJ/kg K
0,01	6,98	0,0010001	129,20	29,34	2514,4	2485,0	0,1060	8,9767
0,02	17,51	0,0010012	67,01	73,46	2533,6	2460,3	0,2607	8,7246
0,03	24,10	0,0010027	45,67	101,00	2545,6	2444,6	0,3544	8,5785
0,04	28,98	0,0010040	34,80	121,41	2554,5	2433,1	0,4225	8,4755
0,05	32,90	0,0010052	28,19	137,77	2561,6	2423,8	0,4763	8,3960
0,06	36,18	0,0010064	23,74	151,50	2567,5	2416,0	0,5209	8,3312
0,07	39,03	0,0010074	20,53	163,38	2572,6	2409,2	0,5591	8,2767
0,08	41,53	0,0010084	18,10	173,86	2577,1	2403,2	0,5925	8,2296
0,09	43,79	0,0010094	16,20	183,28	2581,1	2397,9	0,6224	8,1881
0,1	45,83	0,0010101	14,67	191,83	2584,8	2392,9	0,6493	8,1511
0,2	60,09	0,0010172	7,650	251,45	2609,9	2358,4	0,8321	7,9094
0,3	69,12	0,0010223	5,229	289,30	2625,4	2336,1	0,9441	7,7695
0,4	75,89	0,0010265	3,993	317,65	2636,9	2319,2	1,0261	7,6709
0,5	81,35	0,0010301	3,240	340,56	2646,0	2305,4	1,0912	7,5947
0,6	85,95	0,0010333	2,732	359,93	2653,6	2293,6	1,1454	7,5327
0,7	89,96	0,0010361	2,365	376,77	2660,1	2283,3	1,1921	7,4804
0,8	93,51	0,0010387	2,087	391,72	2665,8	2274,0	1,2330	7,4352
0,9	96,71	0,0010412	1,869	405,21	2670,9	2265,6	1,2696	7,3954
1,0	99,63	0,0010434	1,694	417,51	2675,4	2257,9	1,3027	7,3598
1,1	102,32	0,0010455	1,549	428,84	2679,6	2250,8	1,3330	7,3277
1,2	104,81	0,0010476	1,428	439,36	2683,4	2244,1	1,3609	7,2984
1,3	107,13	0,0010495	1,325	449,19	2687,0	2237,8	1,3868	7,2715
1,4	109,32	0,0010513	1,236	458,42	2690,3	2231,9	1,4109	7,2465
1,5	111,37	0,0010530	1,159	467,13	2693,4	2226,2	1,4336	7,2234
2,0	120,23	0,0010608	0,8854	504,70	2706,3	2201,6	1,5301	7,1268
3,0	133,54	0,0010735	0,6056	561,43	2724,7	2163,2	1,6716	6,9909
4,0	143,62	0,0010839	0,4622	604,67	2737,6	2133,0	1,7764	6,8943
6,0	158,84	0,0011009	0,3155	670,42	2755,5	2085,0	1,9308	6,7575
8,0	170,41	0,0011150	0,2403	720,94	2767,5	2046,5	2,0457	6,6594
10	179,88	0,0011274	0,1943	762,6	2776,2	2013,6	2,1382	6,5828
15	198,29	0,0011539	0,1317	844,7	2789,9	1945,2	2,3145	6,4406
20	212,37	0,0011766	0,0995	908,6	2797,2	1888,6	2,4469	6,3367
30	233,84	0,0012163	0,0666	1008,4	2802,3	1793,9	2,6455	6,1837
40	250,33	0,0012521	0,0498	1087,4	2800,3	1712,9	2,7965	6,0685
50	263,91	0,0012858	0,0394	1154,5	2794,2	1639,7	2,9206	5,9735
60	275,55	0,0013187	0,0324	1213,7	2785,0	1571,3	3,0273	5,8908
70	285,79	0,0013513	0,0274	1267,4	2773,5	1506,0	3,1219	5,8162
80	294,97	0,0013842	0,0235	1317,1	2759,9	1442,8	3,2076	5,7471
90	303,31	0,001418	0,0205	1363,7	2744,6	1380,9	3,2867	5,6820
100	310,96	0,001453	0,0180	1408,0	2727,7	1319,7	3,3605	5,6198
110	318,05	0,001489	0,0160	1450,6	2709,3	1258,7	3,4304	5,5595
120	324,65	0,001527	0,0143	1491,8	2689,2	1197,4	3,4972	5,5002
130	330,83	0,001567	0,0128	1532,0	2667,0	1135,0	3,5616	5,4408
140	336,64	0,001611	0,0115	1571,6	2642,4	1070,7	3,6242	5,3803
150	342,13	0,001658	0,0103	1611,0	2615,0	1004,0	3,6859	5,3178
160	347,34	0,001710	0,0093	1650,5	2584,9	934,3	3,7471	5,2531
180	356,96	0,001840	0,0075	1734,8	2513,9	779,1	3,8765	5,1128
200	365,70	0,002037	0,0059	1826,5	2418,4	591,9	4,0149	4,9412
210	369,78	0,002202	0,0050	1886,3	2347,6	461,3	4,1048	4,8223
220	373,69	0,002671	0,0037	2011,1	2195,6	184,5	4,2947	4,5799
221,2	374,15	0,00317		2107,4		0	4,429	



# Kavitation

## NPSH-Wert („Net Positive Suction Head“)

**Erforderlicher NPSH-Wert der Pumpe** – Der NPSH-Wert der Pumpe ist der Druck an der Saugseite der Pumpe, welche mindestens anstehen muss, um Kavitation zu vermeiden.

Der Wert ist den Herstellerunterlagen zu entnehmen. Der NPSH-Wert der Pumpe sollte mindestens 0,5 m geringer sein als der NPSH-Wert der Anlage.

**Erforderlicher NPSH-Wert der Anlage** – Der NPSH-Wert der Anlage ist zunächst nur für offenen Systemen relevant. Der Wert ergibt sich aus dem Druckverlust von angesaugtem Flüssigkeitsspiegel bis zur Saugseite der Pumpe.

**Dampfdruck** – Flüssigkeiten verdampfen, wenn der von der Temperatur abhängige Dampfdruck  $p_D$  erreicht wird. An der höchsten Stelle der angesaugten Flüssigkeitssäule kann der Druck nur auf diesen Wert absinken (siehe Dampfdruckwerte).

**Luftdruck** – Bei Aufstellorten in größeren Höhen ist der geringere Luftdruck (siehe Tabelle unten) zu berücksichtigen, da dieser erhebliche Auswirkungen auf das Saugvermögen hat.



# Kavitation

## NPSH-Wert

$$NPSH_{Anlage} > NPSH_{Pumpe} + 0,5 \text{ m}$$

Für Zulaufbetrieb: 
$$NPSH_{Anlage} = 10^5 \cdot \frac{(p_0 - p_d)}{\rho \cdot g} + \Delta h - \Delta p_{saug}$$

Für Saugbetrieb: 
$$NPSH_{Anlage} = 10^5 \cdot \frac{(p_0 - p_d)}{\rho \cdot g} - \Delta h - \Delta p_{saug}$$

$NPSH_{Anlage}$ :	Druck welcher unmittelbar vor der Saugseite der Pumpe ansteht [m]
$p_0$ :	Gasdruck auf dem Saugseitigen Flüssigkeitsspiegel [bar]
$p_d$ :	Dampfdruck der Förderflüssigkeit [bar]
$\rho$ :	Dichte der Förderflüssigkeit [kg/m <sup>3</sup> ]
$g$ :	Fallbeschleunigung = 9,81 [m/s <sup>2</sup> ]
$\Delta h$ :	Geodätischer Höhenunterschied zwischen angesaugtem Wasserspiegel und Mitte der Pumpe [m]
$\Delta p_{saug}$ :	Druckverlust in der Saugleitung [m/s]

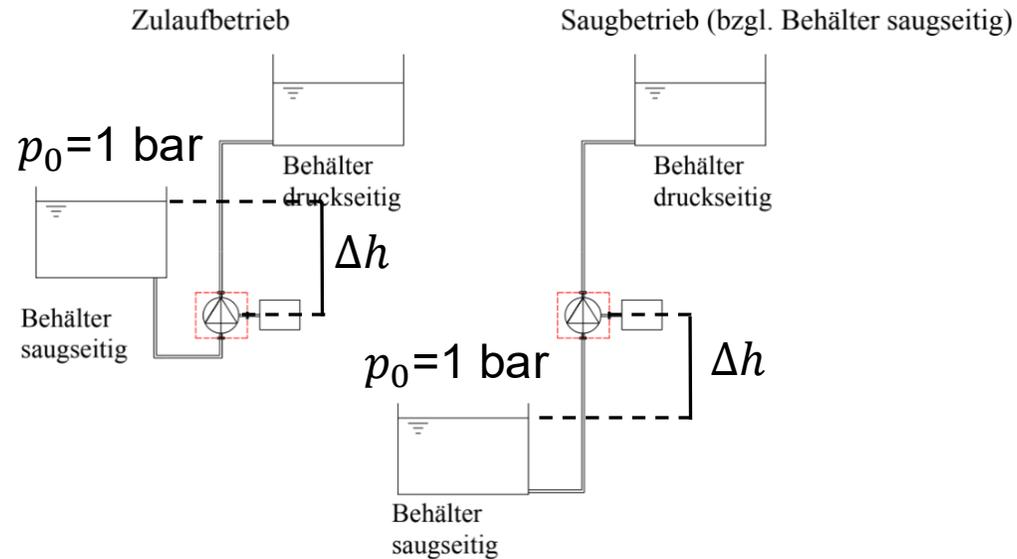
# Kavitation

## NPSH-Wert

$$NPSH_{Anlage} > NPSH_{Anlage} + 0,5 \text{ m}$$

Für Zulaufbetrieb: 
$$NPSH_{Anlage} = 10^5 \cdot \frac{(p_0 - p_d)}{\rho \cdot g} + \Delta h - \Delta p_{saug}$$

Für Saugbetrieb: 
$$NPSH_{Anlage} = 10^5 \cdot \frac{(p_0 - p_d)}{\rho \cdot g} - \Delta h - \Delta p_{saug}$$



# Kavitation

## Dampfdrucktabelle für Wasser

Temperatur (°C)	Dampfdruck (Pa)	Dichte (kg/m <sup>3</sup> )
4	810	1000
10	1230	999
20	2340	998
30	4240	996
40	7380	992
50	12340	988
60	19920	983
70	31160	978
90	70110	965
100	101330	958
110	143270	950
120	198540	943

# Kavitation

## Dampfdrucktabelle für Wasser mit Frostschutzmittel

Temperatur °C	Frostschutzanteil (%)							
	30 %		40 %		50 %		60 %	
	$p_D$	$\rho$	$p_D$	$\rho$	$p_D$	$\rho$	$p_D$	$\rho$
50	10000	1036	8700	1051	8400	1065	8120	1078
60	15000	1030	13200	1045	13150	1059	13100	1071
70	24000	1024	21400	1039	20600	1052	20300	1064
80	37300	1078	34500	1032	32700	1045	30600	1057
90	57100	1011	53400	1025	49900	1038	45300	1050
100	85000	1004	79700	1018	73700	1031	65500	1043
110	123000	997	115300	1011	106000	1024	93100	1036
120	173200	989	162500	1004	148700	1016	129900	1028
130	238500	979	223700	994	204300	1007	177900	1020

Wasser mit 30 % Frostschutzanteil siedet später als Wasser

# Kavitation

## Luftdruck in Abhängigkeit der Höhe

Höhe über NN (m)	Luftdruck (Pa)
0	101325
100	100130
200	98946
400	96612
600	94323
800	92078
1000	89876
1500	84559
2000	79498
2500	74686
3000	70113
3500	65769
4000	61645
5000	54026
6000	47187
8000	35606
10000	26442

# Kavitation

Die Berechnung des NPSH-Wert der Anlage ist nur für offene Pumpensysteme relevant. Für geschlossene Anlagen wie z. B. Kältekreisläufe wird der Druck an der Saugseite der Pumpe mittels der Druckverlustberechnung bestimmt.

$$p_{Saug} = p_{Druck} - \Delta p$$

$p_{Saug}$ : Druck an der Saugseite der Pumpe [m]

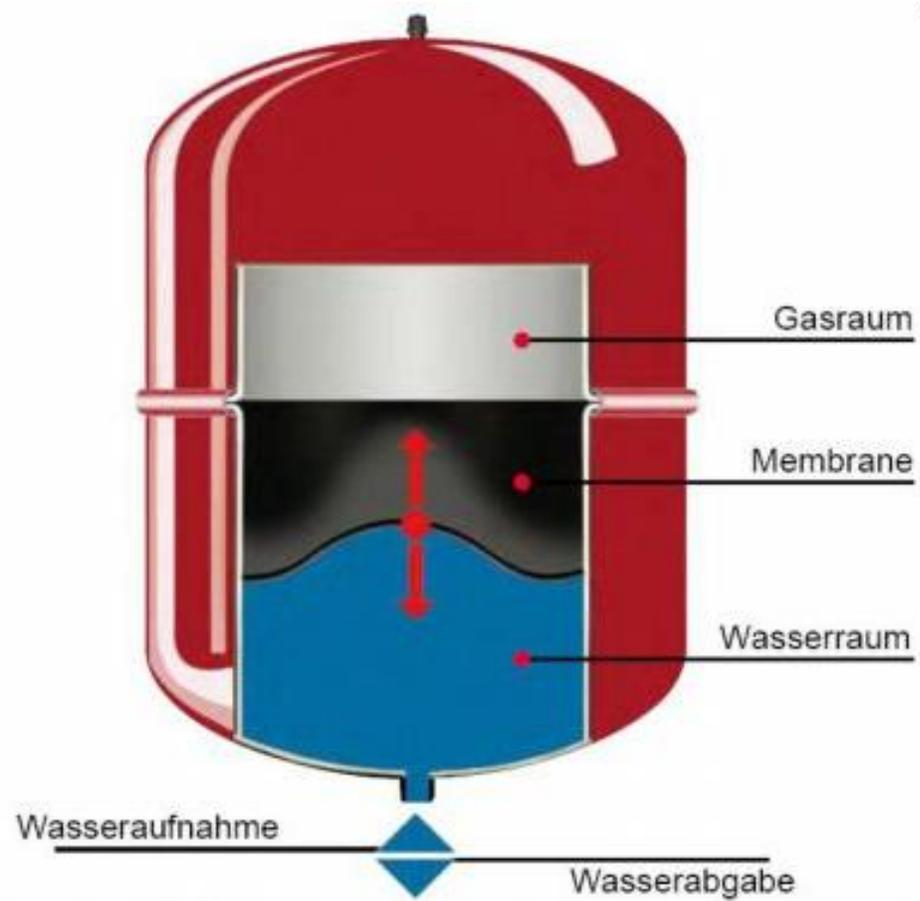
$p_{Druck}$ : Druck an der Druckseite der Pumpe [m]

$\Delta p$ : Druckverlust der Anlage von Druckseite bis Saugseite der Pumpe [m]

Falls der Druck an der Saugseite nicht ausreicht um den geforderten NPSH-Wert der Pumpe + 0,5 m zu erreichen, muss der Druck an der Saugseite durch ein Membranausdehnungsgefäß angehoben werden. Andernfalls würde Kavitation in der Pumpe entstehen.

# Druckhaltung

## Aufbau und Schnitt MAG (Membranausdehnungsgefäß)



# Druckhaltung

## Funktionsweise MAG

Da sich in Heizungsanlagen, Solaranlagen und Kühlkreisläufen Temperaturen ständig ändern, müssen die dadurch auftretenden Wasservolumenschwankungen kompensiert werden. Des Weiteren soll durch ein Membranausdehnungsgefäß (MAG) die Zulaufhöhe vor der Pumpe erhöht werden, um Unterdruck und damit Kavitation zu vermeiden.

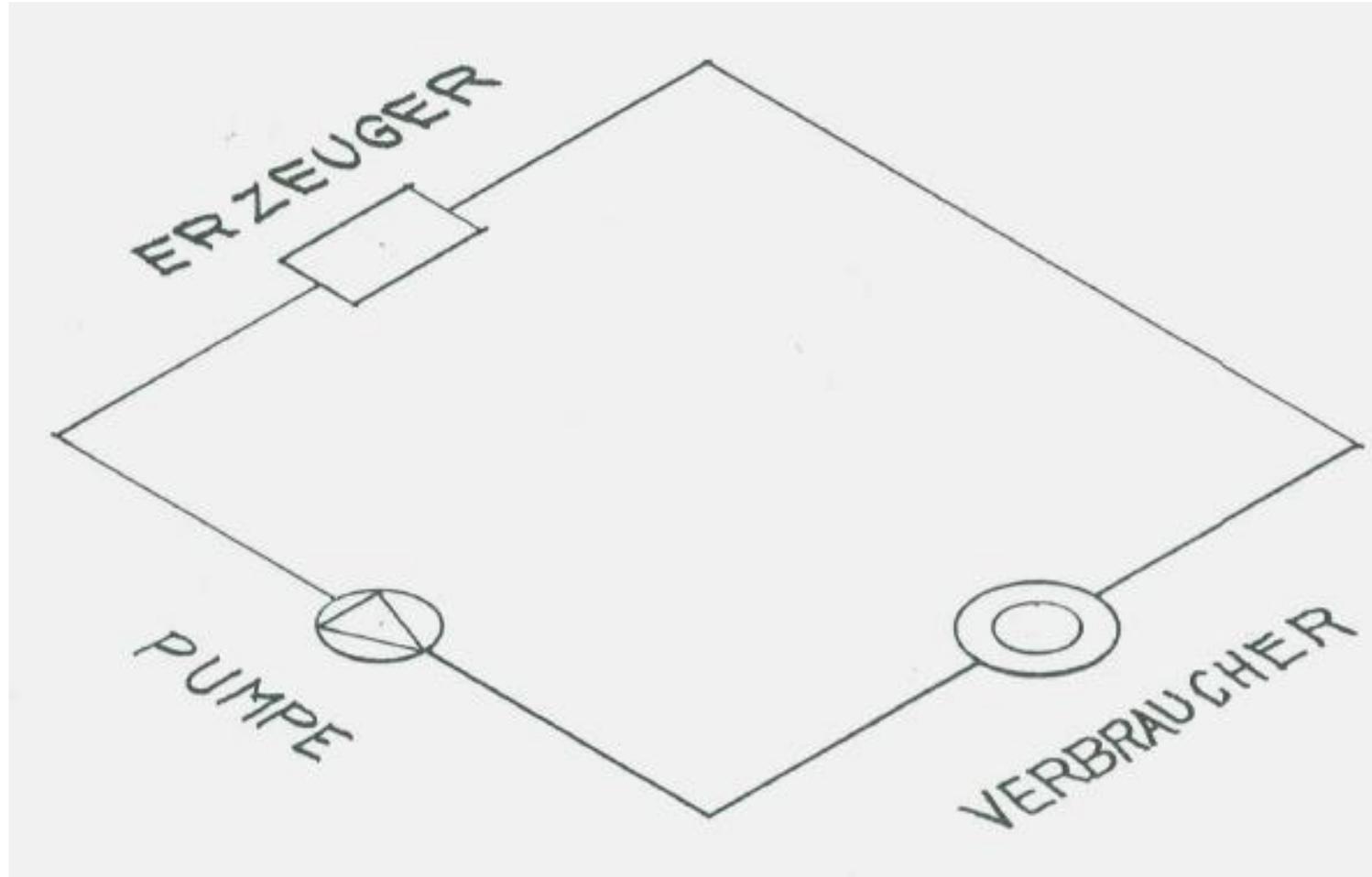
Das Membrandruckausdehnungsgefäß (MAG) enthält eine gasdichte Membran. Diese unterteilt das Gefäß in einen Gas- und einen Wasserraum.

Das Gas wird mit dem anlagenbedingten Vordruck versehen. Bei einem Temperaturanstieg in der Anlage dringt das entstehende Ausdehnungswasser gegen den Gasdruck in die Blase ein. Bei Abkühlung und damit verbundener Volumensminderung stellt der auf die Blasenwandung wirkende Gasdruck sicher, dass das Ausdehnungswasser der Anlage wieder zugeführt wird.

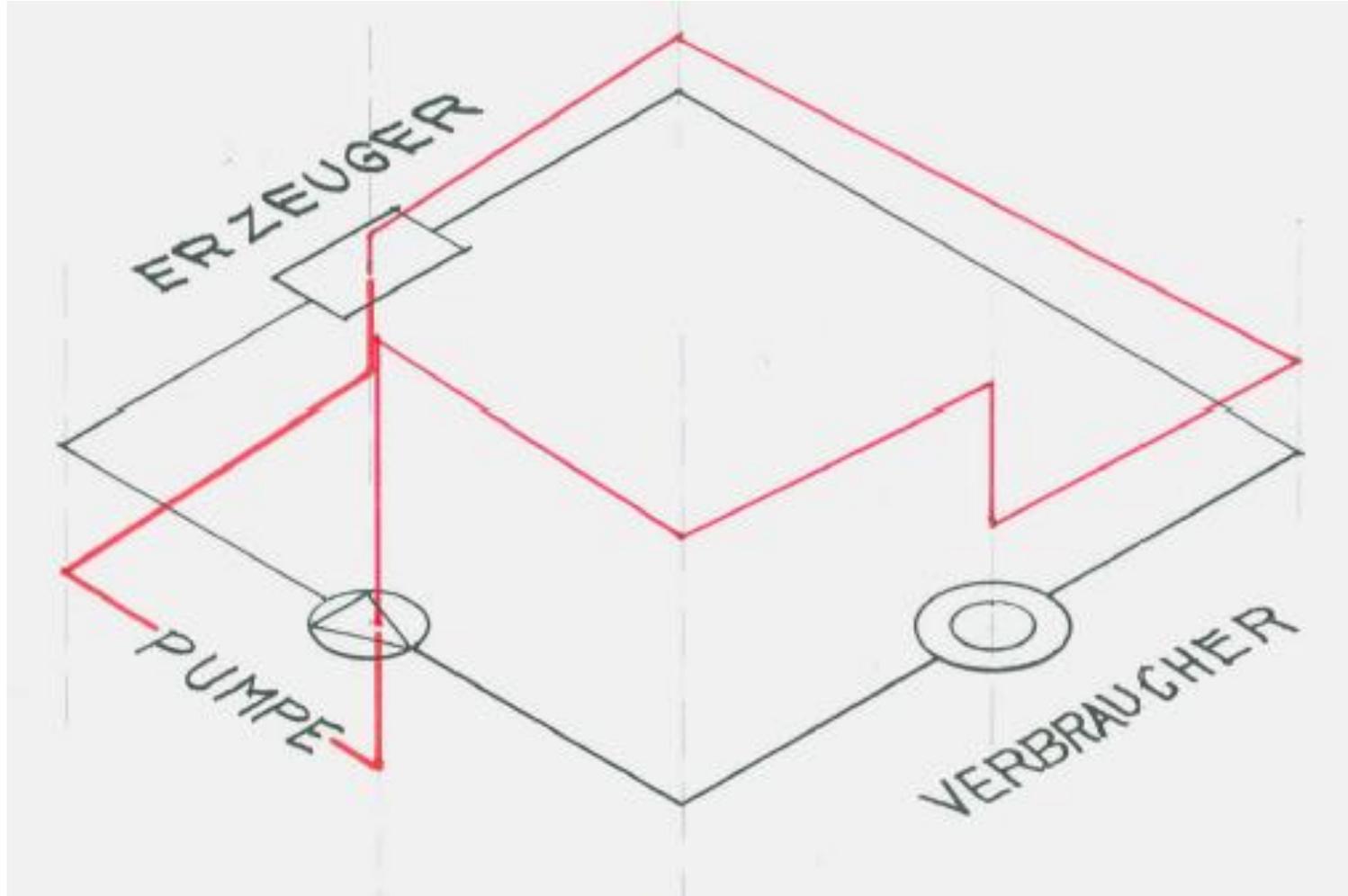


# Druckhaltung

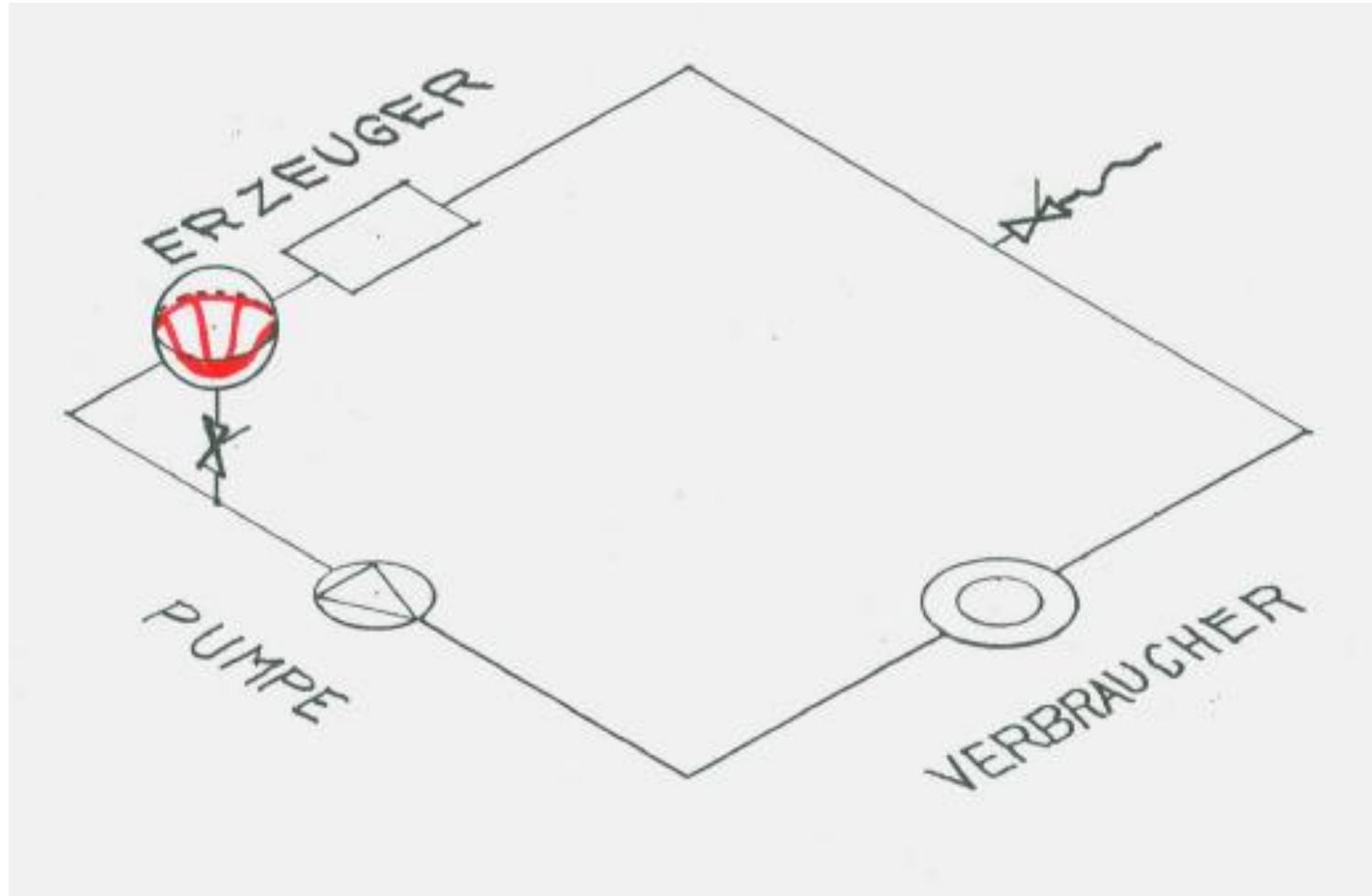
## Kavitation an einem einfachen Verbraucherkreis



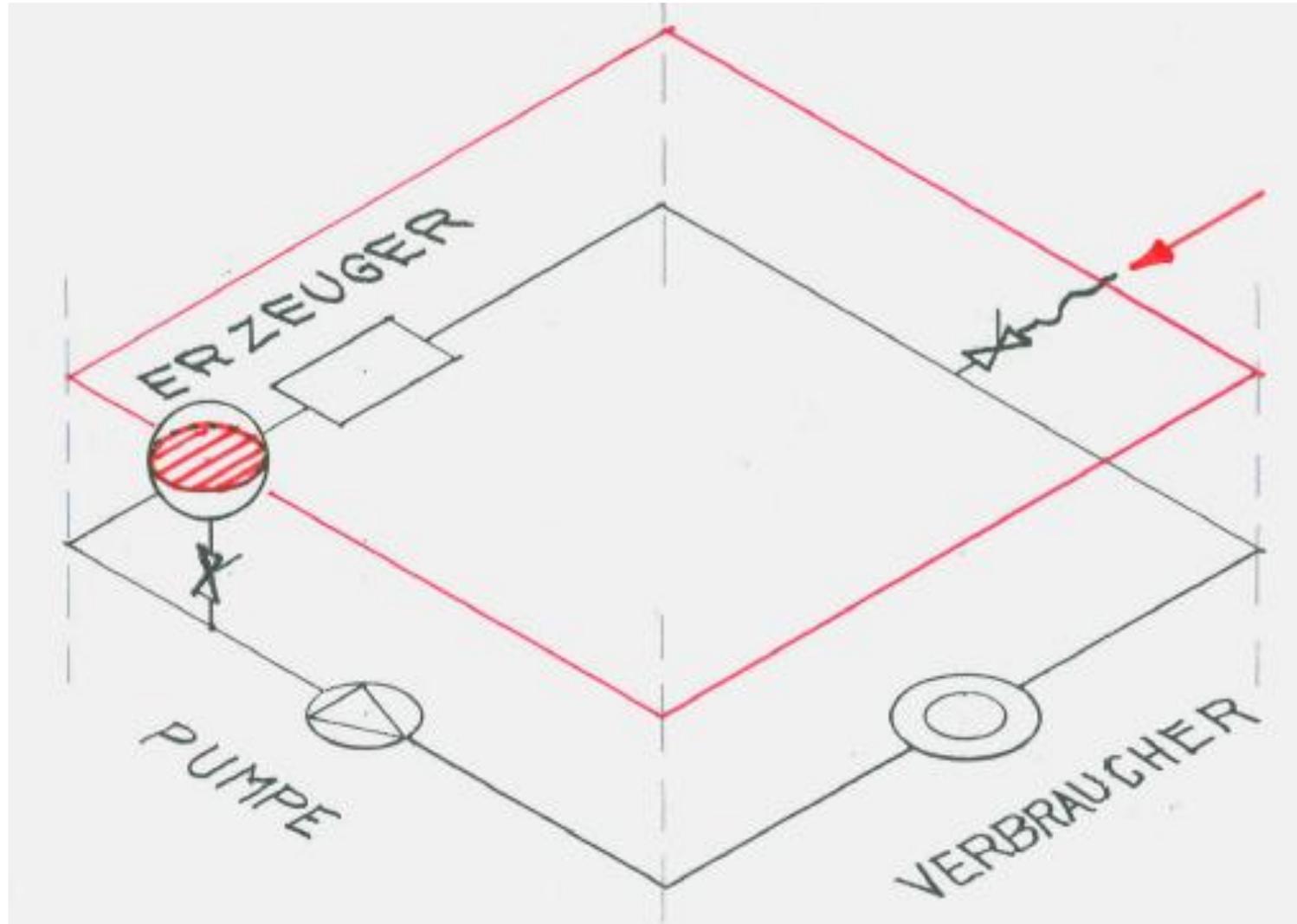
# Druckhaltung



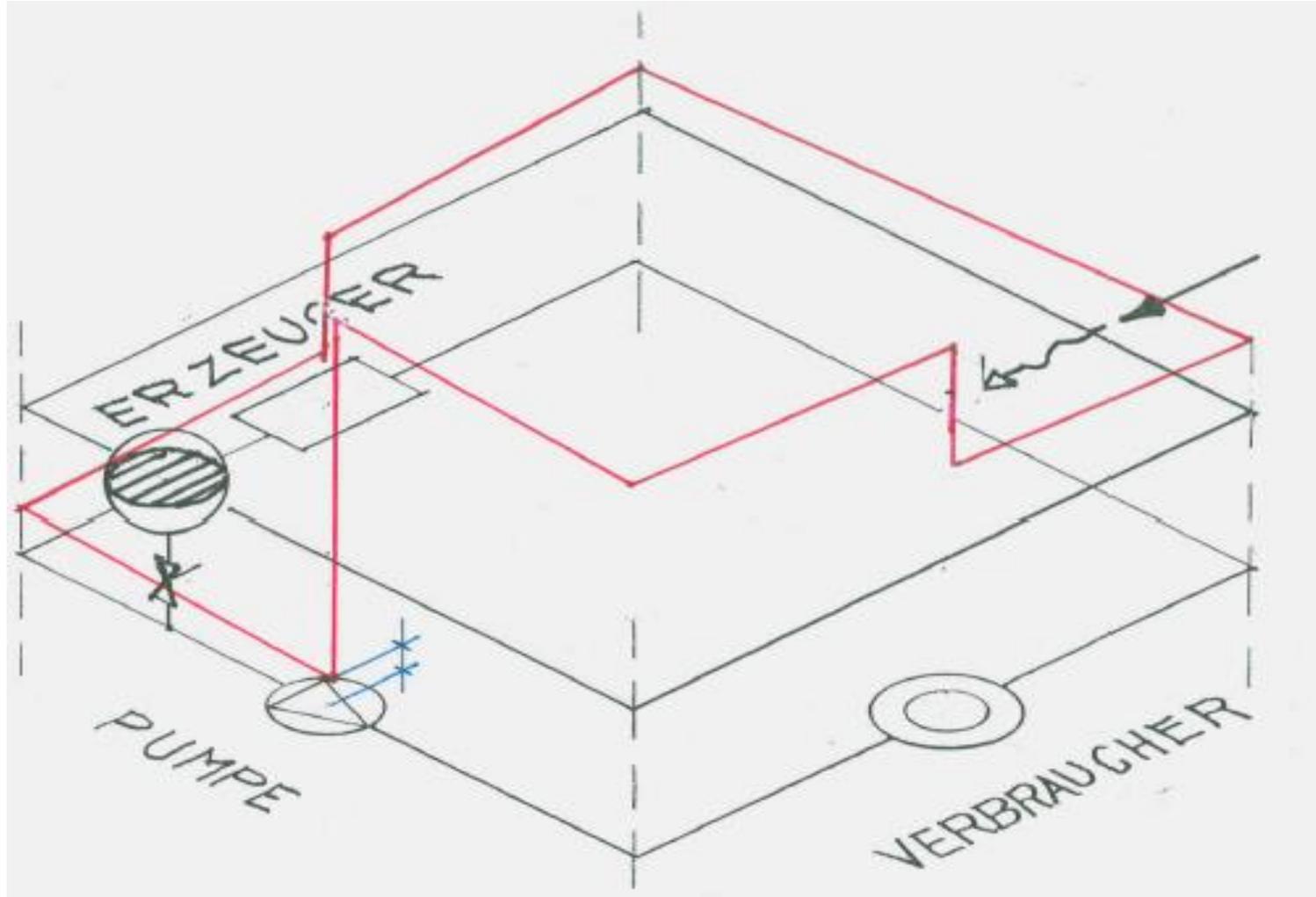
# Druckhaltung



# Druckhaltung



# Druckhaltung



# Druckhaltung

## Auslegung MAG

Ein MAG wird bestimmt nach seinem Nennvolumen und seinem Vordruck.

Der Vordruck  $p_0$  ist abhängig von:

- Geodätischen Höhe der Anlage
- Dampfdruck der höchstmöglichen Temperatur (nur bei Heizungsanlagen von Bedeutung)
- Erforderliche Zulaufhöhe an der Pumpe

Das Nennvolumen des Ausdehnungsgefäß  $V_n$  abhängig von:

- Volumenausdehnung in der Anlage
- Wasservorhaltung
- Faktor, welcher vom Vordruck des MAG und vom Ansprechdruck des Sicherheitsventils abhängt. Dieser Faktor ist immer  $\geq 1$  und stellt sicher, dass der Gasseite des Ausdehnungsgefäßes genug Arbeitsvolumen zur Verfügung steht



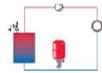
# Druckhaltung

Mit folgenden Blättern lassen sich Ausdehnungsgefäße auslegen.

Die Blätter und die zugehörigen Tabellen befinden sich im Anhang der Aufgabensammlung.

## Heizungsanlagen

Schaltung: Vordruckhaltung, MAG im Rücklauf, Umwälzpumpe im Vorlauf



Objekt:

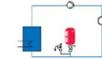
Ausgangsdaten					
Wärmeerzeuger	1	2	3	4	$\dot{Q}_{p,s} = \dots \text{ kW}$
Wärmeleistung $\dot{Q}_{w,i}$	..... kW	..... kW	..... kW	..... kW	
Wasserinhalt $V_w$	..... Liter	..... Liter	..... Liter	..... Liter	
Auslegungsvorlauftemperatur	$t_v : \dots \text{ }^\circ\text{C}$	→ S. 6 Wasserinhalt näherungsw. $V_A = f(t_v, t_k, \dot{Q})$			$V_A = \dots \text{ Liter}$
Auslegungsrücklauftemperatur	$t_k : \dots \text{ }^\circ\text{C}$	prozentuale Ausdehnung bei $t_k$			$n_A = \dots \%$
Wasserinhalt bekannt	$V_A : \dots \text{ Liter}$				
höchste Sollwerteneinstellung Temperaturregler	$t_{sA} : \dots \text{ }^\circ\text{C}$	→ S. 6 prozentuale Ausdehnung $n$ (bei Frostschutzmittelzusatz $n^*$ )			$n = \dots \%$
Frostschutzmittelzusatz	..... %				
Sicherheitstemperaturbegrenzer	$t_{sB} : \dots \text{ }^\circ\text{C}$	→ S. 6 Verdampfungsdruck $p_D$ bei $> 100 \text{ }^\circ\text{C}$ (bei Frostschutzmittelzusatz $p_D^*$ )			$p_D = \dots \text{ bar}$
statischer Druck	$p_{st} : \dots \text{ bar}$	$p_{st} = \Delta h_{geo}(\rho \times g)$			$p_{st} = \dots \text{ bar}$
Druckberechnung					
Vordruck	$p_D = \text{statischer Druck } p_{st} + \text{Verdampfungsdruck } p_D + (0,2 \text{ bar})^n$				$p_D = \dots \text{ bar}$
Sicherheitsventilansprechdruck	Aus Datenblatt des gewählten Sicherheitsventils				$p_{sv} = \dots \text{ bar}$
Enddruck	$p_e \leq \text{Sicherheitsventil } p_{sv} - \text{Schließdruckdifferenz nach TRD 721}$ $p_e \leq p_{sv} - 0,5 \text{ bar für } p_{sv} \leq 5 \text{ bar}$ $p_e \leq p_{sv} - 0,1 \times p_{sv} \text{ für } p_{sv} > 5 \text{ bar}$				$p_e = \dots \text{ bar}$
Gefäß					
Ausdehnungsvolumen	$V_A = \frac{n}{100} \times V_A = \dots \text{ Liter}$				$V_A = \dots \text{ Liter}$
Wasservorlage	$V_v = 0,005 \times V_A$ für $V_A > 15 \text{ Liter mit } V_v \geq 3 \text{ Liter}$ $V_v \geq 0,2 \times V_A$ für $V_A \leq 15 \text{ Liter}$ $V_v \geq \dots \times \dots$				$V_v = \dots \text{ Liter}$
Nennvolumen	$V_n = (V_A + V_v) \times \frac{p_D + 1}{p_D - p_{st}}$				$V_n = \dots \text{ Liter}$
Kontrolle Anfangsdruck	$p_A = \frac{p_D + 1}{1 + \frac{V_n(p_D + 1)(n + n_A)}{V_n(p_D + 1)2n}} - 1 \text{ bar}$ $p_A = \dots - 1 \text{ bar}$				$p_A = \dots \text{ bar}$
Bedingung: $p_A \geq p_{st} + 0,25 \dots 0,3 \text{ bar}$ , ansonsten Berechnung für größeres Nennvolumen					

<sup>1)</sup> Empfehlung  
 erf. Zuluftdruck der Umwälzpumpen lt. Herstellerangaben prüfen  
 Einhaltung des zul. Betriebsdruckes prüfen

Fülldruck = Anfangsdruck bei 10 °C Fülltemperatur  
 Quelle: Reflex Winkelmann GmbH

## Kühlwassersystemen

Schaltung: Vordruckhaltung, MAG auf der Saugseite der Umwälzpumpe



Objekt:

Ausgangsdaten					
Rücklauftemperatur zur Kältemaschine	$t_k : \dots \text{ }^\circ\text{C}$				
Vorlauftemperatur von der Kältemaschine	$t_v : \dots \text{ }^\circ\text{C}$				
tieftste Systemtemperatur	$t_{smin} : \dots \text{ }^\circ\text{C}$ (z. B. Stillstand im Winter)				
höchste Systemtemperatur	$t_{smax} : \dots \text{ }^\circ\text{C}$ (z. B. Stillstand im Sommer)				
Frostschutzmittelzusatz	..... %				
prozentuale Ausdehnung $n^*$	$n^* = n^*$ bei höchster Temp. ( $t_{smax}$ o. $t_k$ ) - $n^*$ bei tiefster Temp. ( $t_{smin}$ o. $t_v$ )				
→ S. 6	$n^* = \dots \%$				
prozentuale Ausdehnung zwischen tiefster Temperatur und Fülltemperatur	$n^* = \dots \%$				
statischer Druck	$p_{st} : \dots \text{ bar}$	$p_{st} = \Delta h_{geo}(\rho \times g)$			
$p_{st} = \dots \text{ bar}$					
Druckberechnung					
Vordruck	$p_D = \text{statischer Druck } p_{st} + (0,2 \text{ bar})^n$				$p_D = \dots \text{ bar}$
Sicherheitsventilansprechdruck	Aus Datenblatt des gewählten Sicherheitsventils				$p_{sv} = \dots \text{ bar}$
Enddruck	$p_e \leq \text{Sicherheitsventil } p_{sv} - \text{Schließdruckdifferenz nach TRD 721}$ $p_e \leq p_{sv} - 0,5 \text{ bar für } p_{sv} \leq 5 \text{ bar}$ $p_e \leq p_{sv} - 0,1 \times p_{sv} \text{ für } p_{sv} > 5 \text{ bar}$				$p_e = \dots \text{ bar}$
Gefäß					
Anlagenvolumen $V_A$	Kältemaschinen	..... Liter			
	Kühlgelager	..... Liter			
	Pufferspeicher	..... Liter			
	Rohrleitungen	..... Liter			
	Sonstiges	..... Liter			
	Anlagenvolumen $V_A$	..... Liter			
Ausdehnungsvolumen	$V_A = \frac{n^*}{100} \times V_A = \dots \text{ Liter}$				$V_A = \dots \text{ Liter}$
Wasservorlage	$V_v = 0,005 \times V_A$ für $V_A > 15 \text{ Liter mit } V_v \geq 3 \text{ Liter}$ $V_v \geq 0,2 \times V_A$ für $V_A \leq 15 \text{ Liter}$ $V_v \geq \dots \times \dots$				$V_v = \dots \text{ Liter}$
Nennvolumen	$V_n = (V_A + V_v) \times \frac{p_D + 1}{p_D - p_{st}}$				$V_n = \dots \text{ Liter}$
Kontrolle Anfangsdruck	$p_A = \frac{p_D + 1}{1 + \frac{V_n(p_D + 1)}{V_n(p_D + 1)2n}} - 1 \text{ bar}$ $p_A = \dots - 1 \text{ bar}$				$p_A = \dots \text{ bar}$
Bedingung: $p_A \geq p_{st} + 0,25 \dots 0,3 \text{ bar}$ , ansonsten Berechnung für größeres Nennvolumen					
Fülldruck	$p_F = V_n \times \frac{p_D + 1}{V_n - V_A \times n^* - V_v} - 1 \text{ bar}$				$p_F = \dots \text{ bar}$
$p_F = \dots - 1 \text{ bar}$					

<sup>1)</sup> Empfehlung  
 erf. Zuluftdruck der Umwälzpumpen lt. Herstellerangaben prüfen  
 Einhaltung des zul. Betriebsdruckes prüfen

Quelle: Reflex Winkelmann GmbH



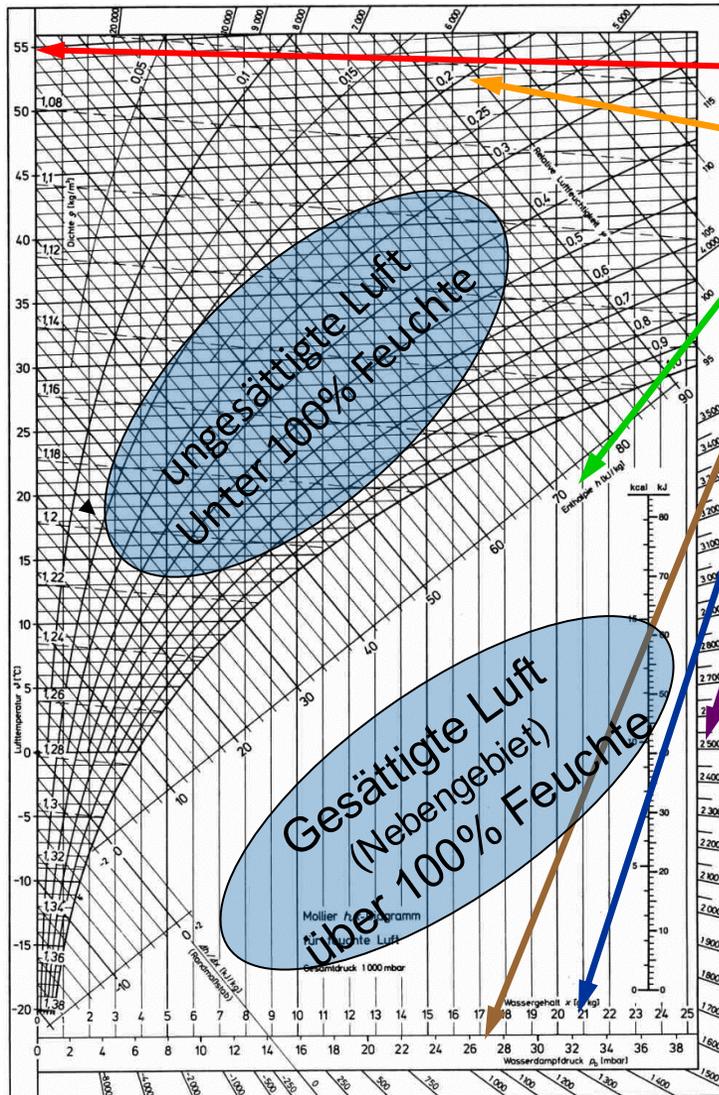
# Das h,x-Diagramm

## Thermodynamik der feuchten Luft (Psychrometrie)

Mit Hilfe des «psychrometrischen Diagramms für feuchte Luft» lassen sich die zur Klimatechnik gehörenden Luftzustände und -zustandsänderungen grafisch darstellen und relativ einfach berechnen. Wichtige Zustandsgrößen werden im Folgenden h,x Diagramm dargestellt.



# Das h,x-Diagramm



- Temperatur der Luft in °C
- Relative Feuchte  $f$  in %
- Enthalpie  $h$  in kJ/kg Luft
- Wasserdampf-Teildruck in mbar
- Absolute Luftfeuchte (Wassergehalt)  $X$  in g/kg Luft
- Dampfbefeuchtung (Sattdampf)  $h_D$  in kJ/kg

Das h,x Diagramm dient zur einfachen Übersicht und Darstellung verschiedener Zustände der feuchten Luft.



# Feuchte

## Definition Luftfeuchte

Die **Luftfeuchtigkeit** oder kurz **Luftfeuchte** bezeichnet den Anteil des Wasserdampfs am Gasgemisch mit der Luft. Flüssiges Wasser, z. B. Regentropfen und Nebeltröpfchen, oder Eis, z. B. Schneekristalle, werden der Feuchtigkeit folglich nicht zugerechnet.

Die Luftfeuchtigkeit ist eine wichtige Kenngröße für zahlreiche technische und meteorologische Vorgänge sowie für Gesundheit und Behaglichkeit.

**Ein Kubikmeter Raum kann bei einer bestimmten Temperatur nur eine ganz bestimmte Menge an gasförmigem Wasser beinhalten.**

*Quelle: Julius F. von Hann: Handbuch Der Klimatologie. 1. Auflage, Salzwasser Verlag 2012*



# Feuchte

## Absolute Luftfeuchte

Beschreibt die tatsächlich in der Luft vorhandene feuchte in Gramm Wasser pro Kilogramm Luft.

$$x = \frac{m_{Wasser}}{m_{Luft}}$$

x: absolute Feuchte [g/kg]

$m_{Wasser}$ : Wassergehalt in  $m_{Luft}$  [g]

$m_{Luft}$ : Masse der Luft, welche  $m_{Wasser}$  aufgenommen hat [kg]



# Feuchte

## Relative Luftfeuchte

Ist die Feuchte, welche wir fühlen. Sie ist definiert durch das Verhältnis von momentaner absoluter Luftfeuchte zur maximal möglichen Luftfeuchte (Sättigung).

$$\varphi = \frac{x_{\text{momentan}}}{x_{\text{Sättigung}}}$$

$\varphi$ : relative Feuchte [dimensionslos]

$x_{\text{momentan}}$ : absolute Feuchte im Ist-Zustand

$x_{\text{Sättigung}}$ : absolut mögliche Feuchte im Ist-Zustand

Umgangssprachlich wird häufig von trockener Heizungsluft gesprochen.

Allerdings trocknet die Heizung die Luft nicht, es wird lediglich die trockene Außenluft erwärmt, was zu einer Reduzierung der relativen Feuchte führt.



# Feuchte

## Beispiel zu Relativer Luftfeuchte

$$\varphi = \frac{x_{\text{momentan}}}{x_{\text{Sättigung}}}$$

$\varphi$ : relative Feuchte [dimensionslos]

$x_{\text{momentan}}$ : absolute Feuchte im Ist-Zustand

$x_{\text{Sättigung}}$ : absolut mögliche Feuchte im Ist-Zustand

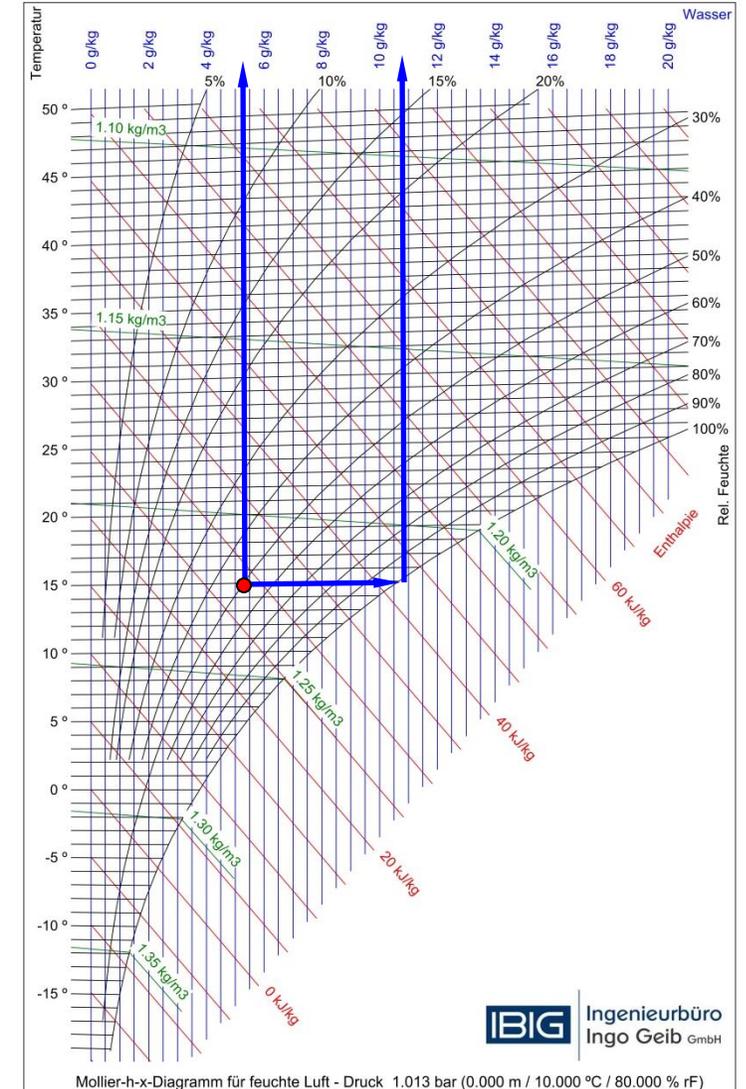
$$\vartheta = 15 \text{ °C}$$

$$\varphi = 0,5$$

$$x_{\text{momentan}} = 5,4 \text{ g/kg}$$

$$x_{\text{Sättigung}} = 10,8 \text{ g/kg}$$

$$\varphi = \frac{x_{\text{momentan}}}{x_{\text{Sättigung}}} = \frac{5,4 \frac{\text{g}}{\text{kg}}}{10,8 \frac{\text{g}}{\text{kg}}} = 0,5$$



# Feuchte

## Latente Kälte / Wärme

### Latente Wärme

Als Latente Wärme wird die Wärme bezeichnet, welche nicht zu einer Temperaturänderung führt, sondern in einer anderen Form gespeichert wird.

(im h,x-Diagramm waagrecht)

### Beispiel

- chemisch gebunden (Brennwert)
- durch Phasenübergang gebundene Wärme (Verdampfungswärme, Schmelzwärme)

### Sensible Wärme

Als Sensible Wärme wird die Wärme bezeichnet, welche zur Änderung der Systemtemperatur beiträgt.

(im h,x-Diagramm senkrecht)

### Beispiel

- Heizkörper zur direkten Beheizung
- Register zur Kühlung der Luft ohne Kondensation

# Was ist schwerer, trockene oder feuchte Luft?



# Feuchte

## Latente Kälte / Wärme

**PERIODENSYSTEM DER ELEMENTE**

1 H <small>Wasserstoff</small>																	2 He <small>Helium</small>													
3 Li <small>Lithium</small>	4 Be <small>Beryllium</small>											5 B <small>Bor</small>	6 C <small>Kohlenstoff</small>	7 N <small>Stickstoff</small>	8 O <small>Sauerstoff</small>	9 F <small>Fluor</small>	10 Ne <small>Neon</small>													
11 Na <small>Natrium</small>	12 Mg <small>Magnesium</small>											13 Al <small>Aluminium</small>	14 Si <small>Silicium</small>	15 P <small>Phosphor</small>	16 S <small>Schwefel</small>	17 Cl <small>Chlor</small>	18 Ar <small>Argon</small>													
19 K <small>Kalium</small>	20 Ca <small>Calcium</small>	21 Sc <small>Scandium</small>	22 Ti <small>Titan</small>	23 V <small>Vanadium</small>	24 Cr <small>Chrom</small>	25 Mn <small>Mangan</small>	26 Fe <small>Eisen</small>	27 Co <small>Cobalt</small>	28 Ni <small>Nickel</small>	29 Cu <small>Kupfer</small>	30 Zn <small>Zink</small>	31 Ga <small>Gallium</small>	32 Ge <small>Germanium</small>	33 As <small>Arsen</small>	34 Se <small>Selen</small>	35 Br <small>Brom</small>	36 Kr <small>Krypton</small>													
37 Rb <small>Rubidium</small>	38 Sr <small>Strontium</small>	39 Y <small>Yttrium</small>	40 Zr <small>Zirkon</small>	41 Nb <small>Niob</small>	42 Mo <small>Molybdän</small>	43 Tc <small>Technetium</small>	44 Ru <small>Ruthenium</small>	45 Rh <small>Rhodium</small>	46 Pd <small>Palladium</small>	47 Ag <small>Silber</small>	48 Cd <small>Cadmium</small>	49 In <small>Indium</small>	50 Sn <small>Zinn</small>	51 Sb <small>Antimon</small>	52 Te <small>Tellur</small>	53 I <small>Jod</small>	54 Xe <small>Xenon</small>													
55 Cs <small>Cäsium</small>	56 Ba <small>Barium</small>	57 La <small>Lanthan</small>	72 Hf <small>Hafnium</small>	73 Ta <small>Tantal</small>	74 W <small>Wolfram</small>	75 Re <small>Rhenium</small>	76 Os <small>Osmium</small>	77 Ir <small>Iridium</small>	78 Pt <small>Platin</small>	79 Au <small>Gold</small>	80 Hg <small>Quecksilber</small>	81 Tl <small>Thallium</small>	82 Pb <small>Blei</small>	83 Bi <small>Bismut</small>	84 Po <small>Polonium</small>	85 At <small>Astat</small>	86 Rn <small>Radon</small>													
87 Fr <small>Francium</small>	88 Ra <small>Radium</small>	89 Ac <small>Actinium</small>	104 Rf <small>Rutherfordium</small>	105 Db <small>Dubnium</small>	106 Sg <small>Seaborgium</small>	107 Bh <small>Berkelium</small>	108 Hs <small>Hassium</small>	109 Mt <small>Moscovium</small>	110 Ds <small>Darmstadtium</small>	111 Rg <small>Röntgenium</small>	112 Cn <small>Copernicium</small>	113 Uut <small>Ununtrium</small>	114 Uuq <small>Ununquadium</small>	115 Uup <small>Ununpentium</small>	116 Uuh <small>Ununhexium</small>	117 Uus <small>Ununseptium</small>	118 Uuo <small>Ununoctium</small>													
* 58 Ce <small>Cer</small>																		59 Pr <small>Praseodym</small>	60 Nd <small>Neodym</small>	61 Pm <small>Promethium</small>	62 Sm <small>Samarium</small>	63 Eu <small>Europium</small>	64 Gd <small>Gadolinium</small>	65 Tb <small>Terbium</small>	66 Dy <small>Dysprosium</small>	67 Ho <small>Holmium</small>	68 Er <small>Erbium</small>	69 Tm <small>Thulium</small>	70 Yb <small>Ytterbium</small>	71 Lu <small>Lutetium</small>
** 90 Th <small>Thorium</small>																		91 Pa <small>Protactinium</small>	92 U <small>Uran</small>	93 Np <small>Neptunium</small>	94 Pu <small>Plutonium</small>	95 Am <small>Ameisium</small>	96 Cm <small>Curium</small>	97 Bk <small>Berkelium</small>	98 Cf <small>Californium</small>	99 Es <small>Einsteinium</small>	100 Fm <small>Fermium</small>	101 Md <small>Mendelevium</small>	102 No <small>Nobelium</small>	103 Lr <small>Lawrencium</small>

Da Wasserdampf eine molare Masse von nur ca. 18,01528 g/mol besitzt, trockene Luft hingegen rund 28,9644 g/mol, ist Luft etwa 1,61-mal so schwer wie Wasserdampf gleicher Teilchenzahl.

Dies bedeutet, dass feuchte Luft leichter als trockene Luft bei gleicher Teilchenzahl ist, da sich die einzelnen Gase unabhängig voneinander nach dem Dalton-Gesetz zu einem Gasgemisch zusammensetzen.

Quelle: <http://magazin.sofatutor.com/schueler/2015/06/01/so-lernst-du-das-periodensystem-ganz-einfach-auswendig/>

# Luftqualität in Rechenzentren

## ASHRAE – „American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers“

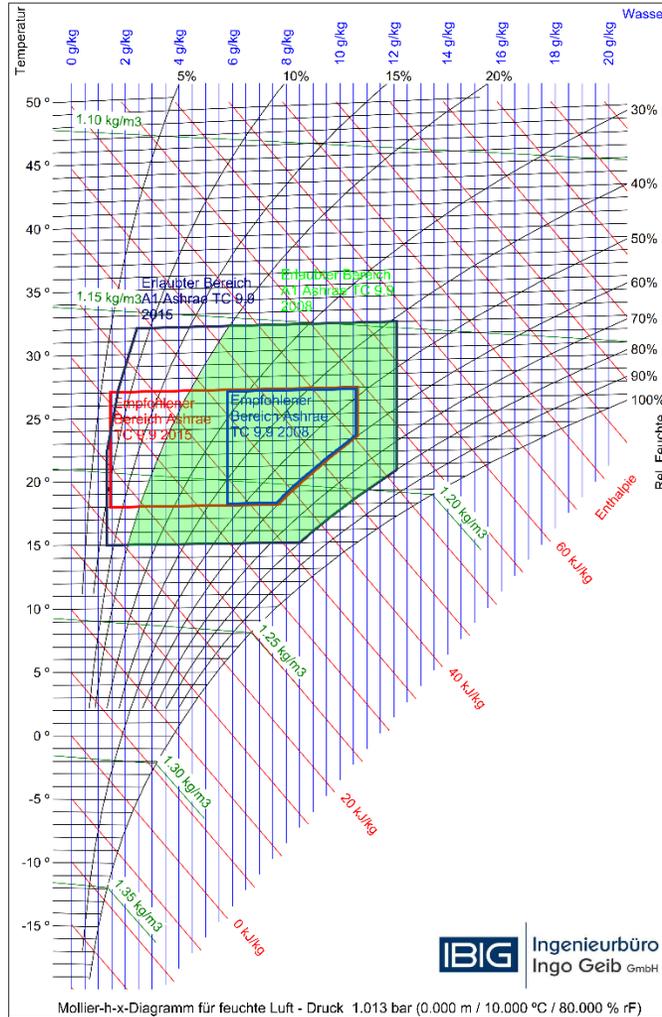
Die ASHRAE ist ein Berufsverband von Heizungs-, Kühlungs-, Lüftungs- und Klimaanlagebau Tätigen in den USA. Sie veröffentlicht Nachschlagewerke, Normen, Richtlinien und Zeitschriften im Bereich der Klimatechnik.

Das technische Komitee „TC 9.9 Data Center Environmental Guidelines Incorporated in EU Regulation“ der ASHRAE macht in ihrem aktuellen Buch „Thermal Guidelines for Data Processing Environments“ von 2015 Angaben zur Luftqualität in Serverräumen.

Da sich die meisten Hersteller von Rechenzentrums-Komponenten noch auf die Angaben der ASHRAE beziehen, gelten diese als wichtigste Planungsgrundlage für die Luftqualität in Rechenzentren.

Es ist davon auszugehen, dass die DIN EN 50600 in absehbarer Zeit um Empfehlungen für Luftqualitäten in Serverräumen erweitert wird.

# Luftqualität in Rechenzentren



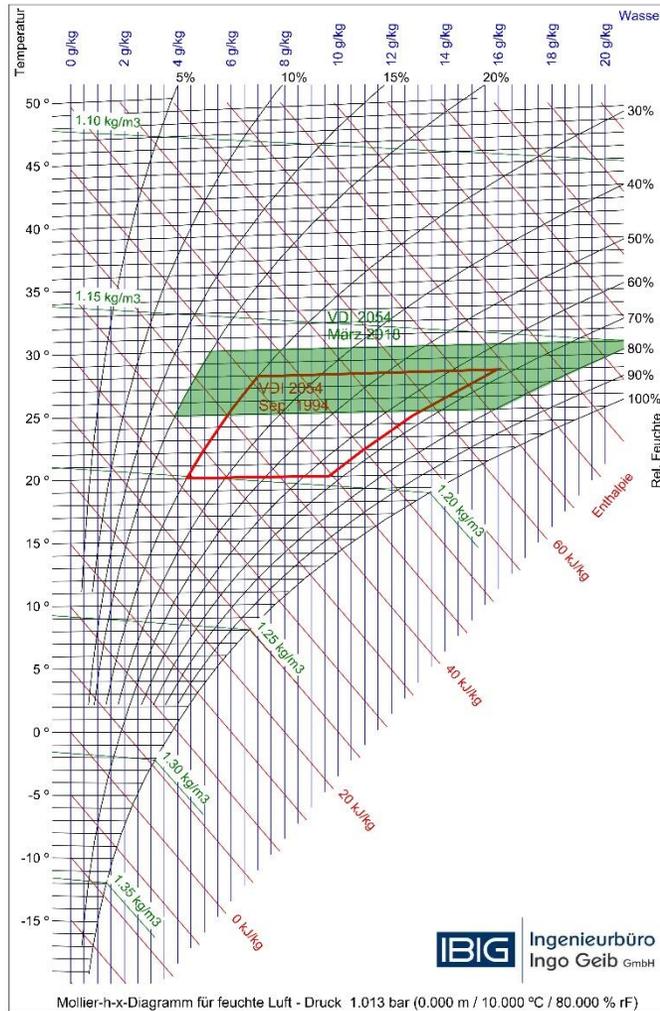
## Zulufttemperaturen in Racks nach ASHRAE TC 9.9

In der ASHRAE gibt es einen empfohlenen Bereich und erlaubte Bereiche für die Zulufttemperatur in die Racks. Der empfohlene Bereich ist allgemeingültig und kann immer angewandt werden. Die erlaubten Bereiche sind größer und richten sich spezifisch nach den Anforderungen der Racks (Geräteklassen A 1-4).

	Ashrae TC 9.9 2015 Empfohlen	Ashrae TC 9.9 2008 Empfohlen	Ashrae TC 9.9 2015 Erlaubt (A1)	Ashrae TC 9.9 2008 Erlaubt (A1)
T max. [°C]	27	27	32	32
T min. [°C]	18	18	15	15
Taupunkttemp. max. [°C]	15	15	17	17
Taupunkttemp. min.	-9	5,5	-12	-
φ max. [%]	60	60	80	80
φ min. [%]	-	-	8	20



# Luftqualität in Rechenzentren



## Zulufttemperaturen in Racks nach VDI 2054

Der Verein Deutscher Ingenieure (VDI) gibt in Deutschland mit der Richtlinie VDI 2054 (Raumluftechnische Anlagen für die Datenverarbeitung) Empfehlungen zum Erstellen raumluftechnischer Anlagen für Datenverarbeitungsräume ohne ständigen Arbeitsplatz. Die aktuelle Norm vom März 2018 befindet sich im Moment noch in der Entwurfsphase. Änderungen sind dahin gehend noch möglich. Die Angaben der VDI 2054 sind als Richtwerte zu sehen. So sagt die VDI unter 8.1 Eintritts- und Austritts-Luftzustand: „Die Anforderungen ergeben sich ausschließlich aus dem Equipment der DV-Räume“.

	VDI 2054 September 1994	VDI 2054 März 2018 (Entwurf)
T max. [°C]	28	30
T min. [°C]	20	25
φ max. [%]	68	80
φ min. [%]	30	20

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Kühlgrenztemperatur (Feuchtkugeltemperatur)

**Beobachtung** Bei der Befeuchtung mit flüssigem Wasser nimmt die Temperatur der feuchten Luft ab.

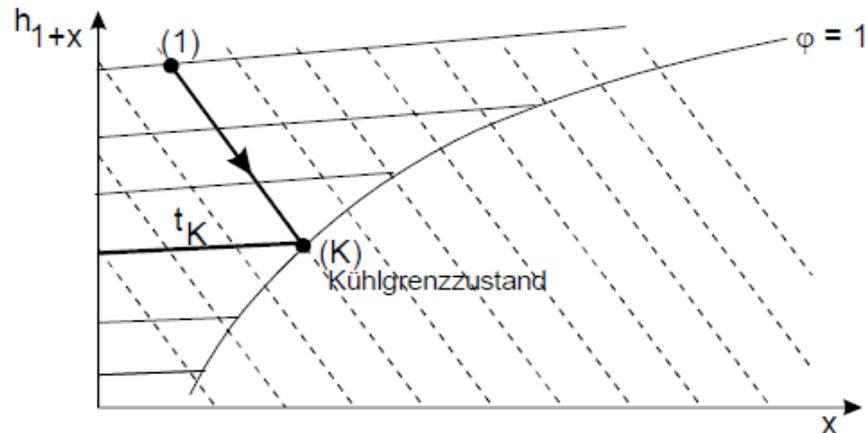
**Erklärung** Das flüssige Wasser muss für die Aufnahme durch die Luft verdampft werden. Als Energiereservoir für die Bereitstellung der Verdampfungswärme dient die feuchte Luft. Durch die Abgabe der Verdampfungswärme kühlt sich die feuchte Luft dabei ab (Verdunstungskälte).

**Definition** Die Kühlgrenztemperatur (**Feuchtkugeltemperatur**) ist nun diejenige Temperatur, die sich einstellt, wenn ungesättigte feuchte Luft von einem Zustand (z. B.  $\phi = 0,5$ ) bis  $\phi = 1$  mit flüssigem Wasser befeuchtet wird.



# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Ausbildung der Kühlgrenztemperatur mit Ausschnitt aus dem h,x-Diagramm



Formel zur Berechnung

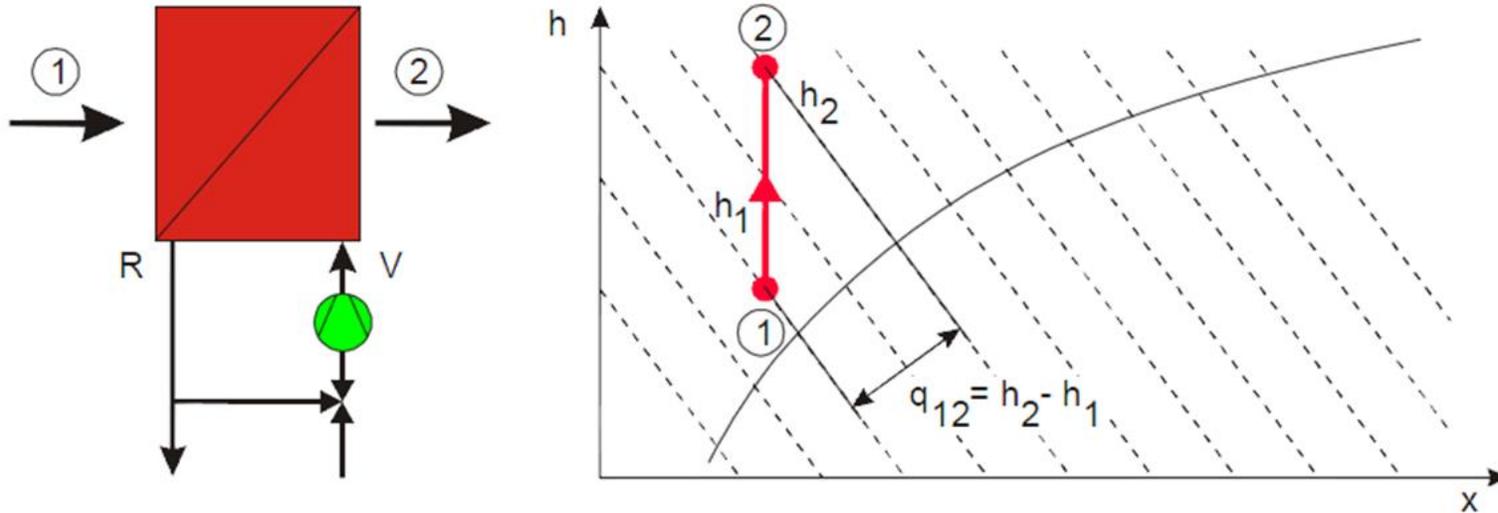
$$t_K = \frac{1,006 \cdot t_1 + x_1 \cdot (2502 + 1,86 \cdot t_1) - 2502 \cdot x_K}{1,006 + 1,86 \cdot x_K}$$

Anwendungsbeispiele

- adiabate Kühlung (DEC)
- Messung der relativen Feuchte (Psychrometer)

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Luftherhitzer



übertragener Wärmestrom:  $\dot{Q}_{12} = \dot{m}_L \cdot (h_2 - h_1)$

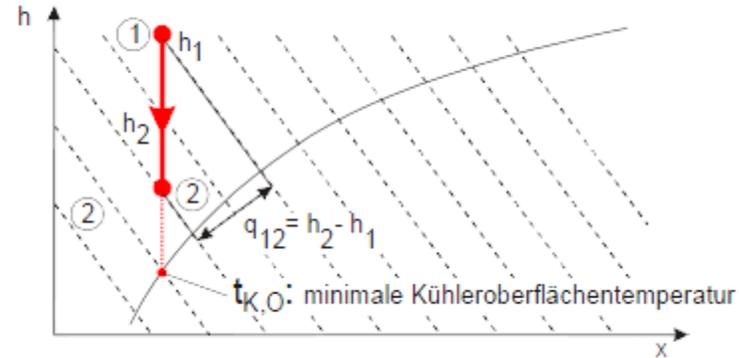
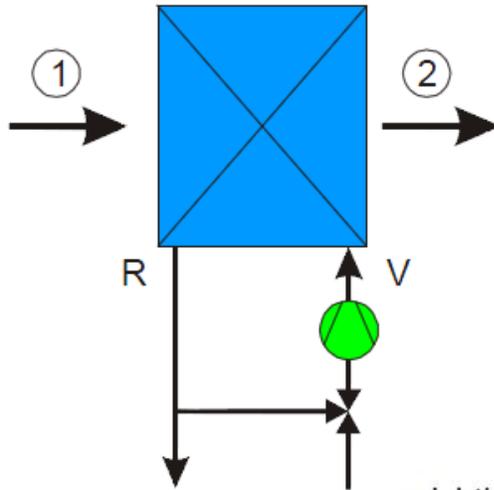
$\dot{Q}_{12}$ : Übertragener Wärmestrom auf die Luft [W]

$\dot{m}_L$ : Massestrom der Luft [kg/s]

h: Spezifische Enthalpie der Luft (Energieinhalt) [J/kg]

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Luftkühler ohne Kondensation



wichtig:

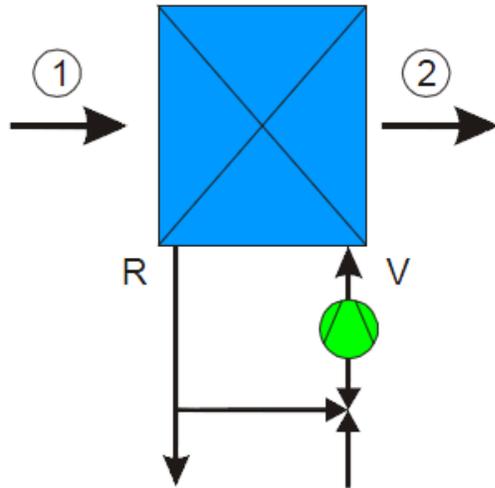
- damit kein Wasserausfall am Kühler, d.h.  $\Delta x = x_2 - x_1 = 0$ , muss gelten, dass die minimale Kühleroberflächentemperatur  $t_{k,O}$  größer oder gleich Taupunkttemperatur der Luft  $t_{\tau_{au}}$  ist:

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_L \cdot \Delta h$$

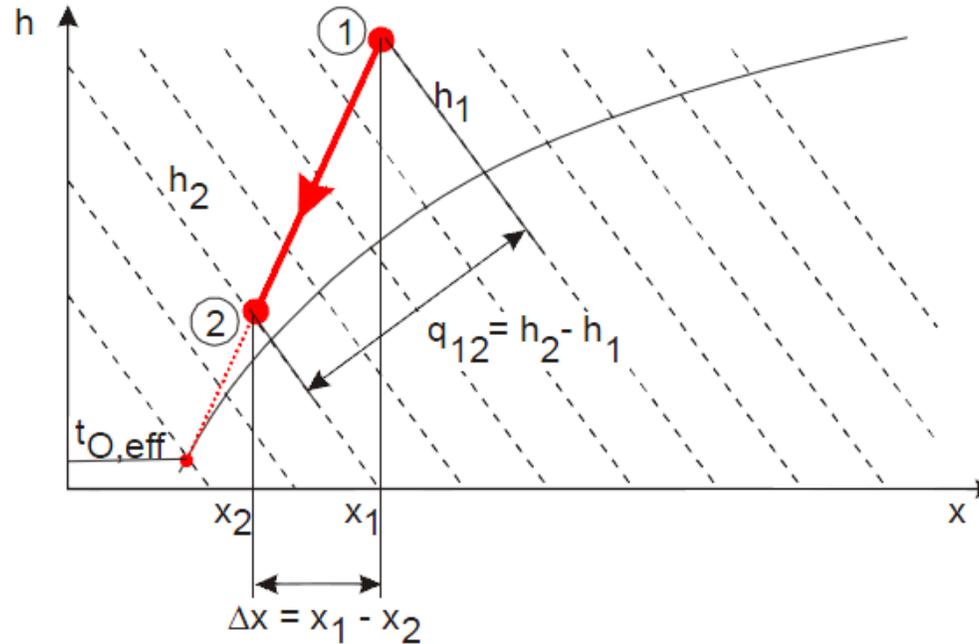
- $\dot{Q}_K$ : abgegebener Wärmestrom der Luft auf Kühlwasser [W]
- $\dot{m}_L$ : Massestrom der Luft [kg/s]
- $\Delta h$ : Spezifische Enthalpieänderung der Luft (Energieinhalt) [J/kg]

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Luftkühler mit Kondensation



$$\dot{Q}_K = \dot{m}_L \cdot \Delta h$$



- Prinzip An kalter Kühloberfläche kondensiert Feuchtigkeit.
- Die Wassermenge  $m_L = x_1 - x_2$  fällt aus.
  - Die Luft wird entfeuchtet.

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Fiktive Oberflächentemperatur $t_{O,eff}$

Die fiktive Oberflächentemperatur ist näherungsweise, der Mittelwert zwischen Vorlauf- und Rücklauf-temperatur.

Beispiel

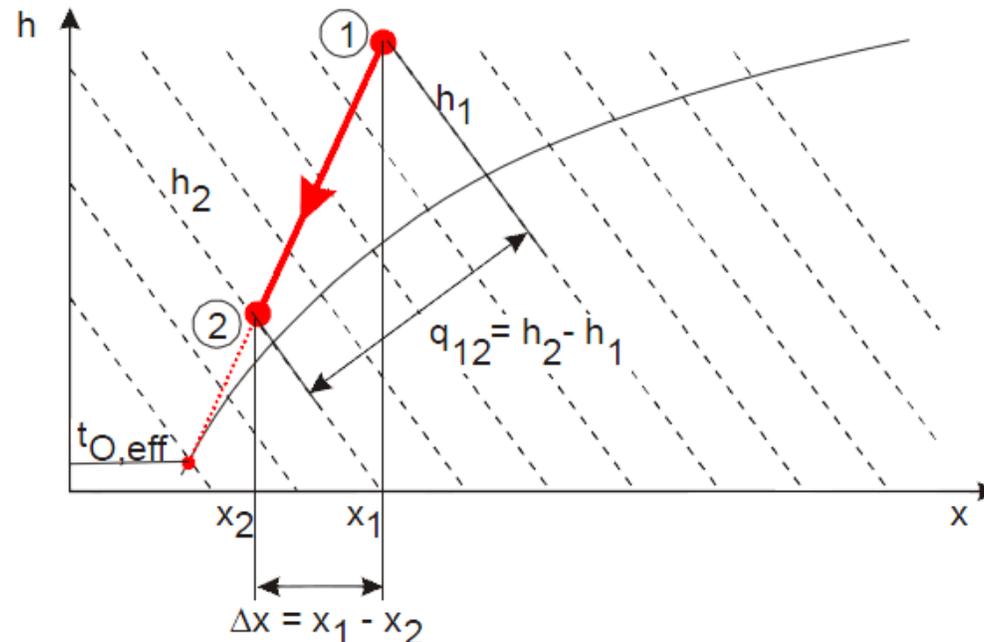
VL 10 °C

RL 16 °C

$$t_{O,eff} = \frac{\vartheta_{VL} + \vartheta_{RL}}{2}$$

$$t_{O,eff} = \frac{10\text{ °C} + 16\text{ °C}}{2} = 13\text{ °C}$$

- $t_{O,eff}$ : Fiktive Oberflächentemperatur des Wärmetauschers [°C]
- $\vartheta_{VL}$ : Vorlauf-temperatur in den Wärmetauscher [°C]
- $\vartheta_{RL}$ : Rücklauf-temperatur in den Wärmetauscher [°C]

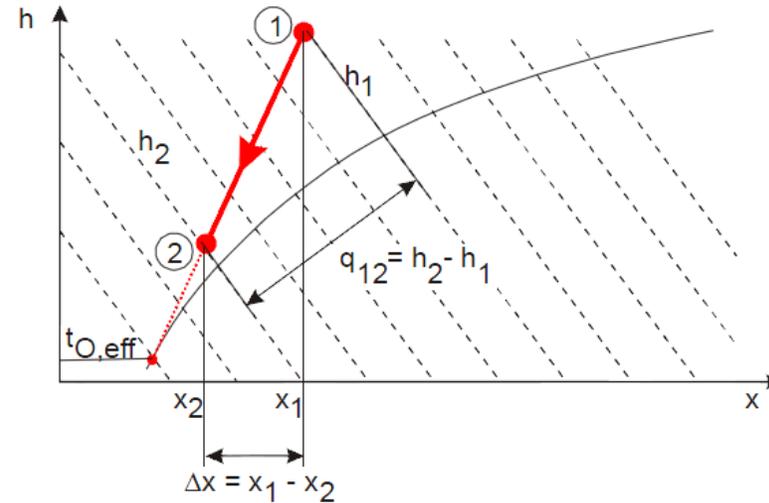


# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Berechnung Wasserausfall

$$\dot{m}_W = \dot{m}_L \cdot (x_1 - x_2) = \dot{m}_L \cdot \Delta x$$

$\dot{m}_W$ : Wasserausfall [g/s]  
 $\dot{m}_L$ : Massestrom der Luft [kg/s]  
 $\Delta x$ : Änderung der absoluten Feuchte von 1 zu 2 [g/kg]

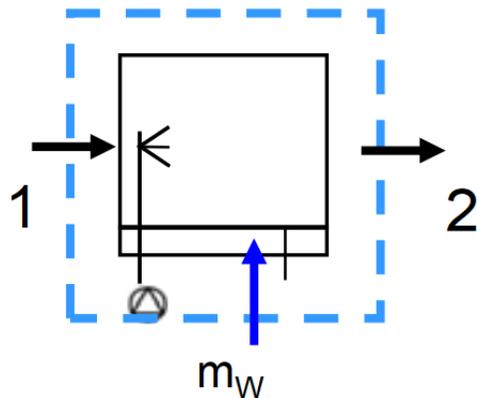


Prinzip An kalter Kühloberfläche kondensiert Feuchtigkeit.  
 → Die Wassermenge  $\dot{m}_W$  fällt aus.  
 → Die Luft wird entfeuchtet.

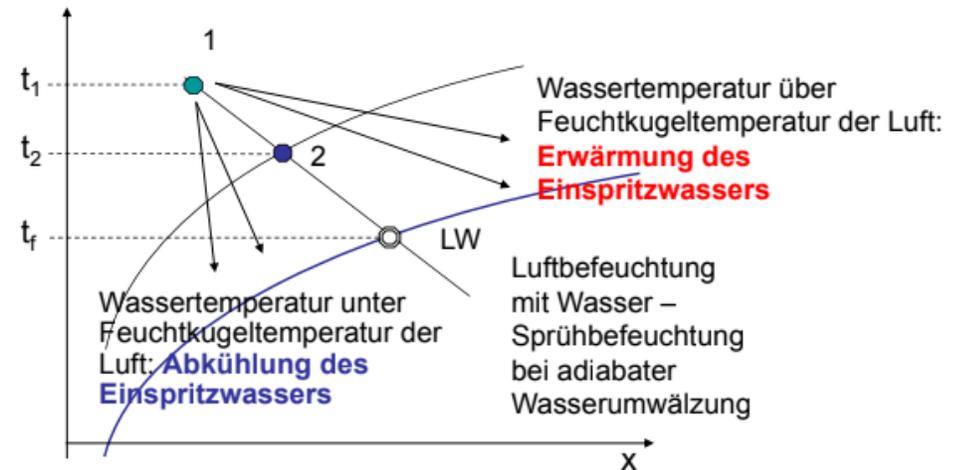
# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Sprühbefeuchter

Der Sprühbefeuchter nutzt flüssiges Wasser zur Befeuchtung der Luft. Wenn die Wassertemperatur gleich der Lufttemperatur ist, folgt der Prozessverlauf der Isenthalpen.



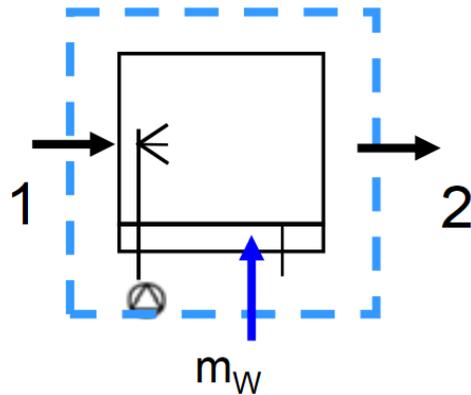
- + geringer Energieverbrauch
- + Reinigungswirkung
- + Energieeinsparung wenn gleichzeitig Kältebedarf
- + keine Überfeuchtung möglich



- Überwachen der Hygiene
- hohe Wartungskosten
- großer Platzbedarf
- Wasserbedarf (Wasser- und Abwassergebühren)

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Sprühbefeuchter



Massenerhaltungssatz:

$$\dot{m}_L \cdot x_1 + \dot{m}_W = \dot{m}_L \cdot x_2$$

$$\Delta x = x_2 - x_1 = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_L}$$

Energieerhaltungssatz:

$$h_W = c_W \cdot t_W$$

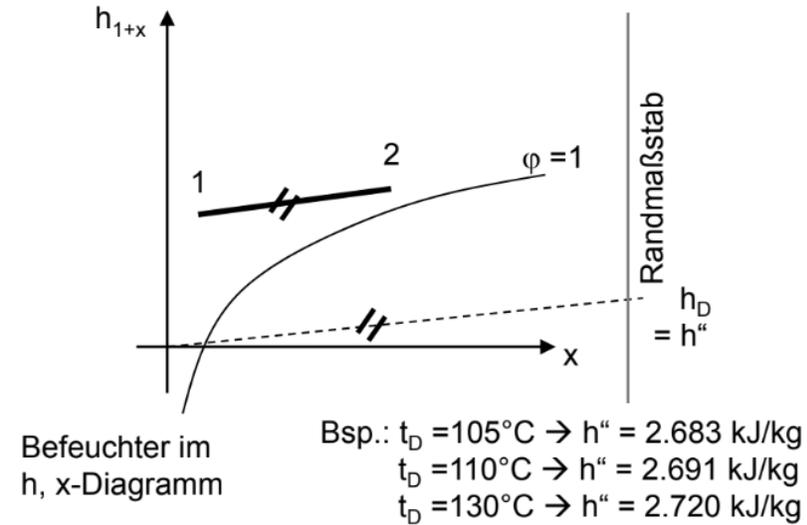
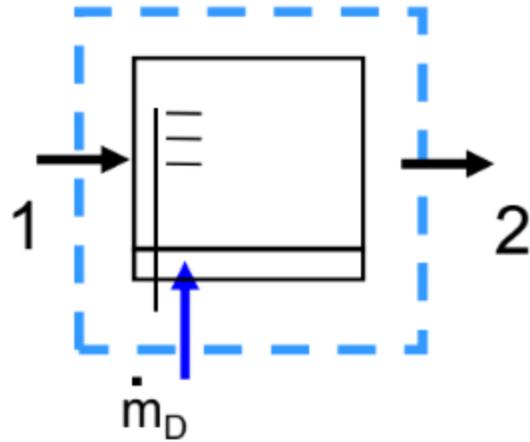
$$\Delta h = h_{L2} - h_{L1} = \frac{\dot{m}_W \cdot c_W \cdot t_W}{\dot{m}_L}$$

- $\dot{m}_L$ : Massestrom der Luft durch den Befeuchter [kg/s]
- $\dot{m}_W$ : Zugeführtes Wasser durch den Befeuchter [kg/s]
- $x$ : Absolute Feuchte der Luft [g/g]
- $h_L$ : Spez. Enthalpie der Luft [kJ/kg]
- $c_W$ : Spez. Wärmekapazität Wasser [kJ/(kg·K)]
- $t_W$ : Temperatur Wasser [K]

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Dampfbefeuchter

Der Zuluft wird Wasser in Form von Dampf zugeführt. Es gibt keine Aerosolbildung.



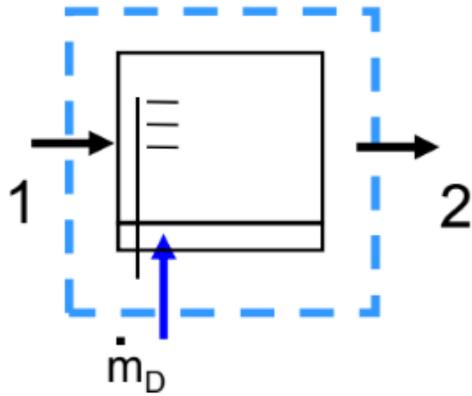
Befeuchter im h, x-Diagramm

- + optimale Hygiene
- + keine Kalkablagerungen
- + einfache Nachrüstung
- + geringer Wartungsaufwand
- + geringer Platzbedarf

- evtl. höhere Verbrauchskosten
- Gefahr der Überfeuchtung bei schwankendem Volumenstrom

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Dampfbefeuchter



Massenerhaltungssatz:

$$\dot{m}_L \cdot x_1 + \dot{m}_D = \dot{m}_L \cdot x_2$$

$$\Delta x = x_2 - x_1 = \frac{\dot{m}_D}{\dot{m}_L}$$

Energieerhaltungssatz:

$$\Delta h = h_{L2} - h_{L1} = \frac{\dot{m}_D \cdot h_D}{\dot{m}_L}$$

- $\dot{m}_L$ : Massestrom der Luft durch den Befeuchter [kg/s]
- $\dot{m}_D$ : Zugeführter Dampf durch den Befeuchter [kg/s]
- $x$ : Absolute Feuchte der Luft [g/g]
- $h_L$ : Spez. Enthalpie der Luft [kJ/kg]
- $h_D$ : Spez. Enthalpie des Dampfes [kJ/kg]

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

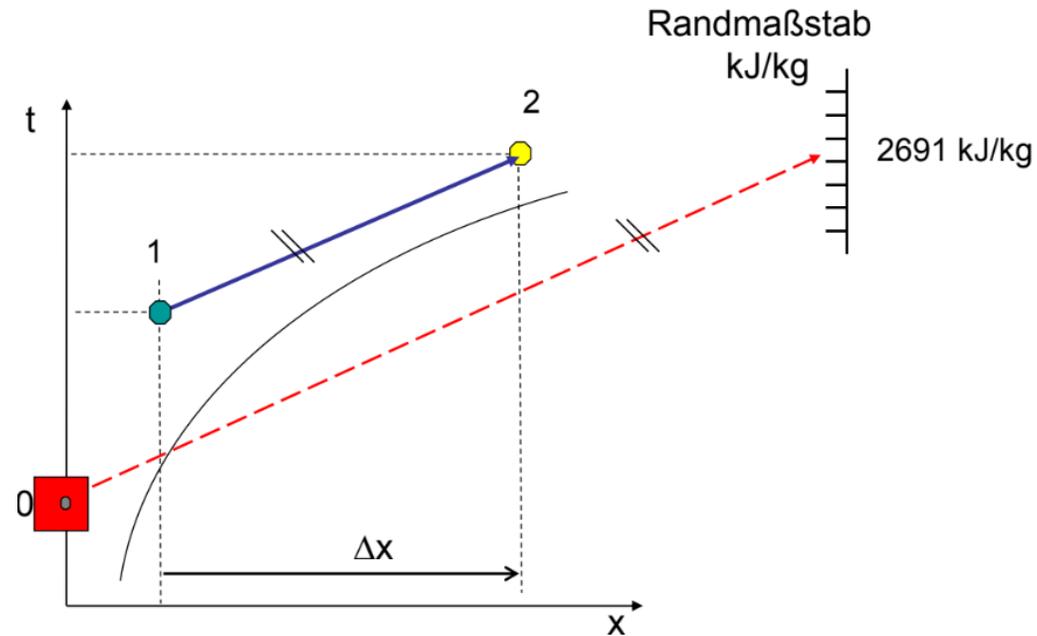
## Dampfbefeuchter

Beispiel:

Temperatur Dampf: 110 °C

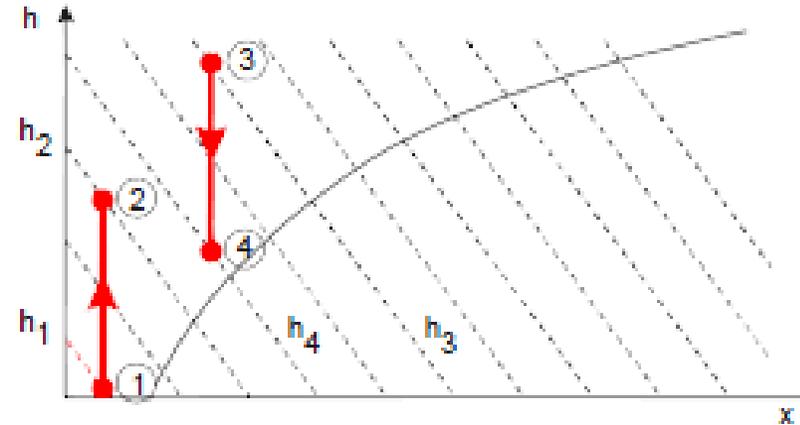
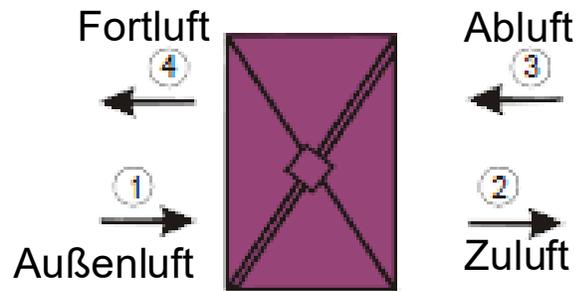
$\Delta x$ : 6 g/kg

Wärmeinhalt Dampf ( $h_D$ ): 2691 kJ/kg



# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Wärmerückgewinnung (WRG)



allgemein gilt:

$$\Phi = \frac{\dot{m}_{ZU} \cdot (h_2 - h_1)}{\dot{m}_{AB} \cdot h_3 - \dot{m}_{ZU} \cdot h_1}$$

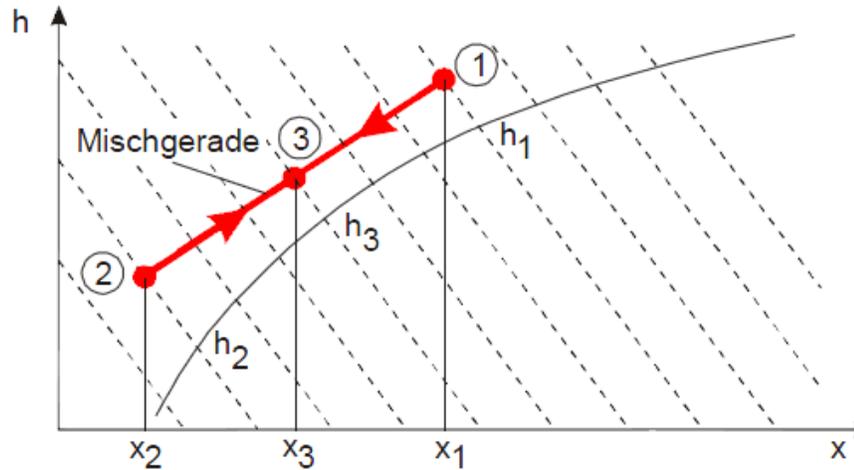
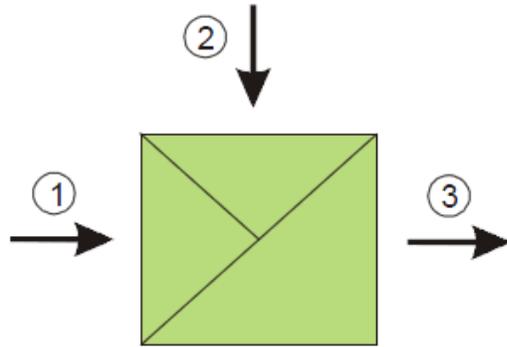
bei  $\dot{m}_{ZU} = \dot{m}_{AB}$  gilt:

$$\Phi = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_1}$$

$\Phi$ : Rückwärmzahl WRG [dimensionslos]

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Luftmischer



### Formeln

$$x_3 = \frac{\dot{m}_{L1} \cdot x_1 + \dot{m}_{L2} \cdot x_2}{\dot{m}_{L1} + \dot{m}_{L2}}$$

→

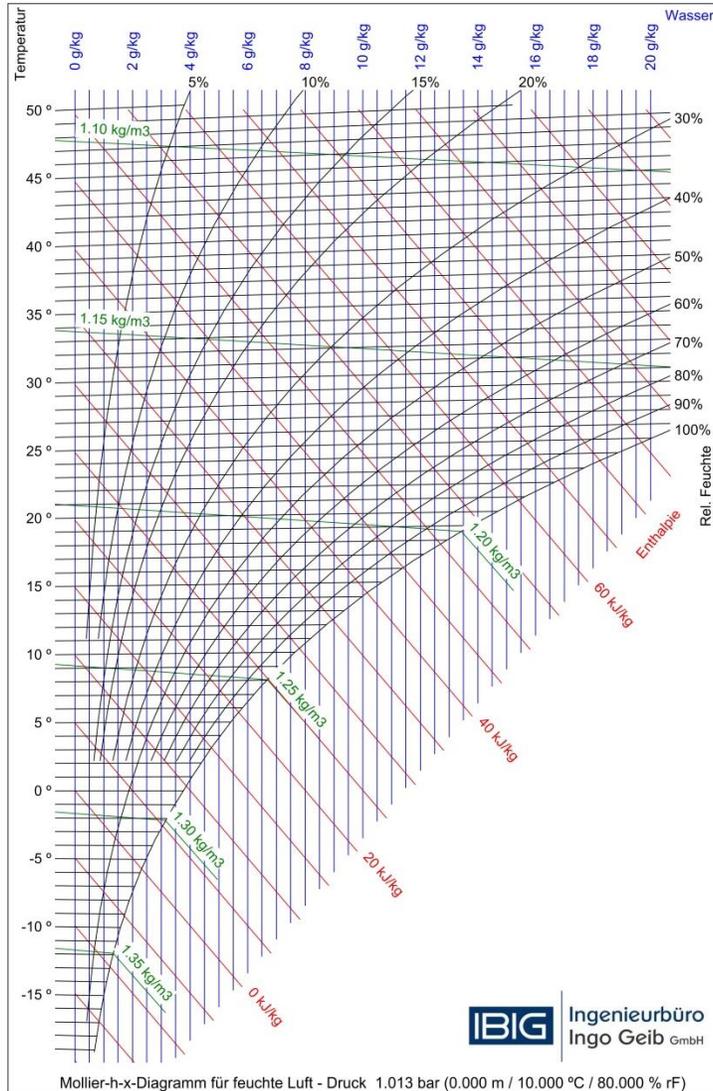
$$t_3 = \frac{h_3 - 2502 \cdot x_3}{1,006 + 1,86 \cdot x_3}$$

$$h_1 = 1,006 \cdot t_1 + x_1 \cdot (2502 + 1,86 \cdot t_1)$$

$$h_2 = 1,006 \cdot t_2 + x_2 \cdot (2502 + 1,86 \cdot t_2)$$

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{L1} \cdot h_1 + \dot{m}_{L2} \cdot h_2}{\dot{m}_{L1} + \dot{m}_{L2}}$$

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

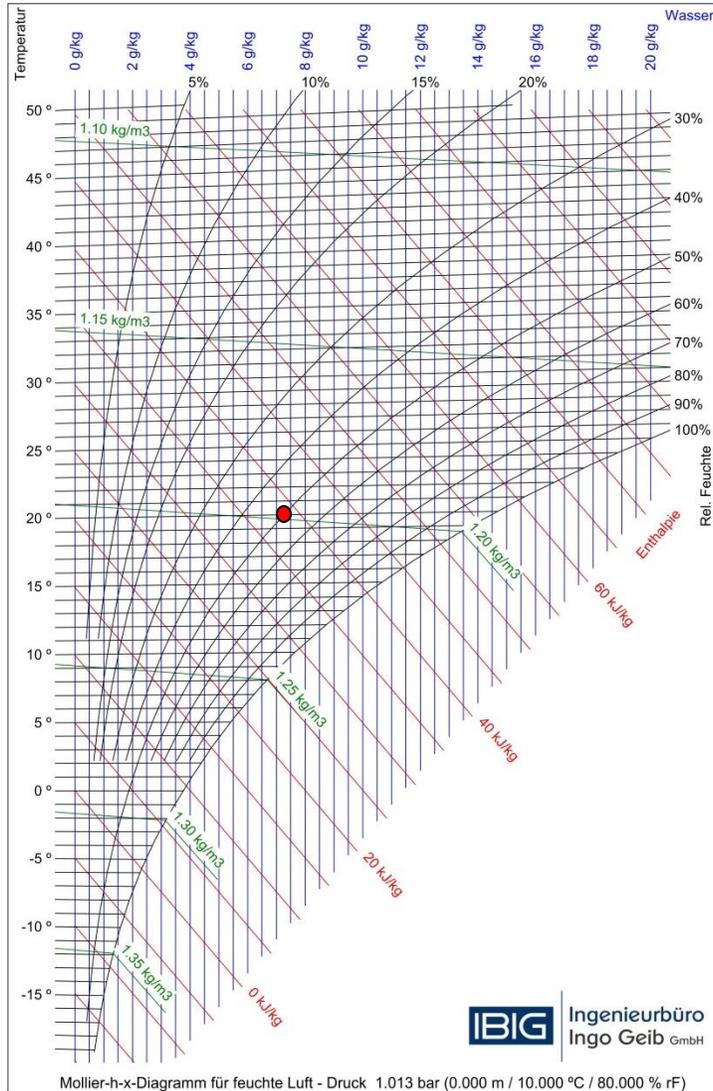
Tragen Sie die gegebenen Werte in das h,x-Diagramm ein und zeichnen Sie dann entlang den Zustandslinien die gesuchten Größen ein. Achtung: Jeder Zustand lässt sich immer nur in einer bestimmten Richtung abtragen. Hierfür benötigen sie Lineal und Bleistift.

Gegeben            Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
                           relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
                           Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
                           Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
                           Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_f$   
                           (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung             $x$  =  
                            $h$  =  
                            $\vartheta_{TP}$  =  
                            $\vartheta_f$  =

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Lösung zu Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

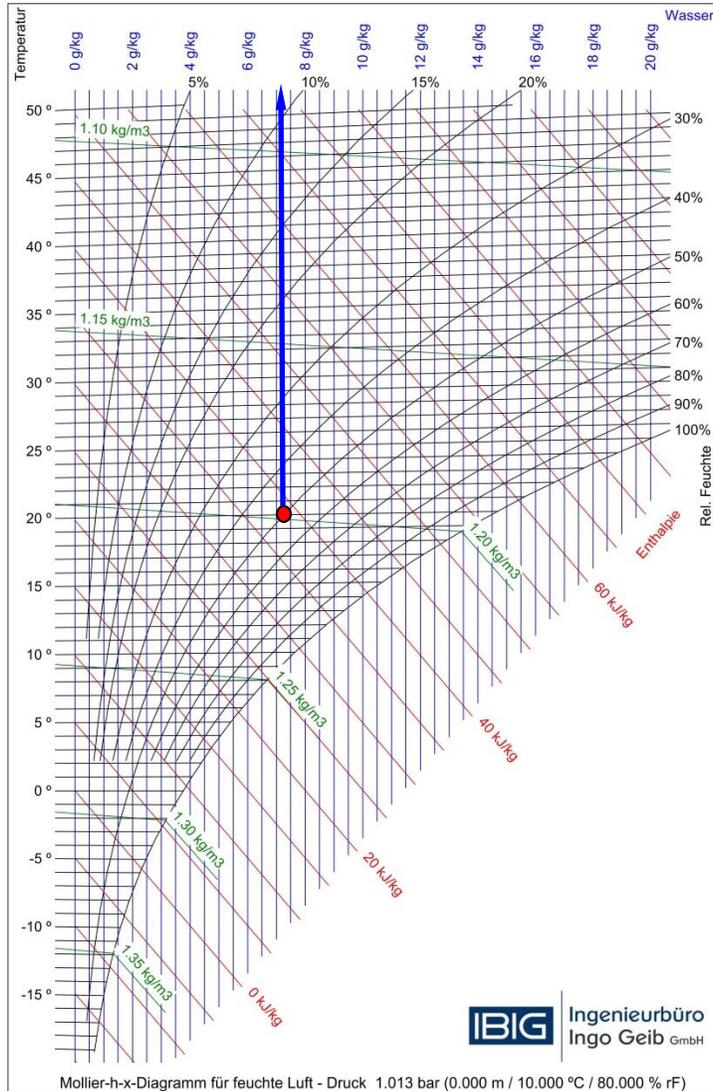
Gegeben      Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
 relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
 Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
 Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
 Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_f$   
 (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung

$x =$   
 $h =$   
 $\vartheta_{TP} =$   
 $\vartheta_f =$

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Lösung zu Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

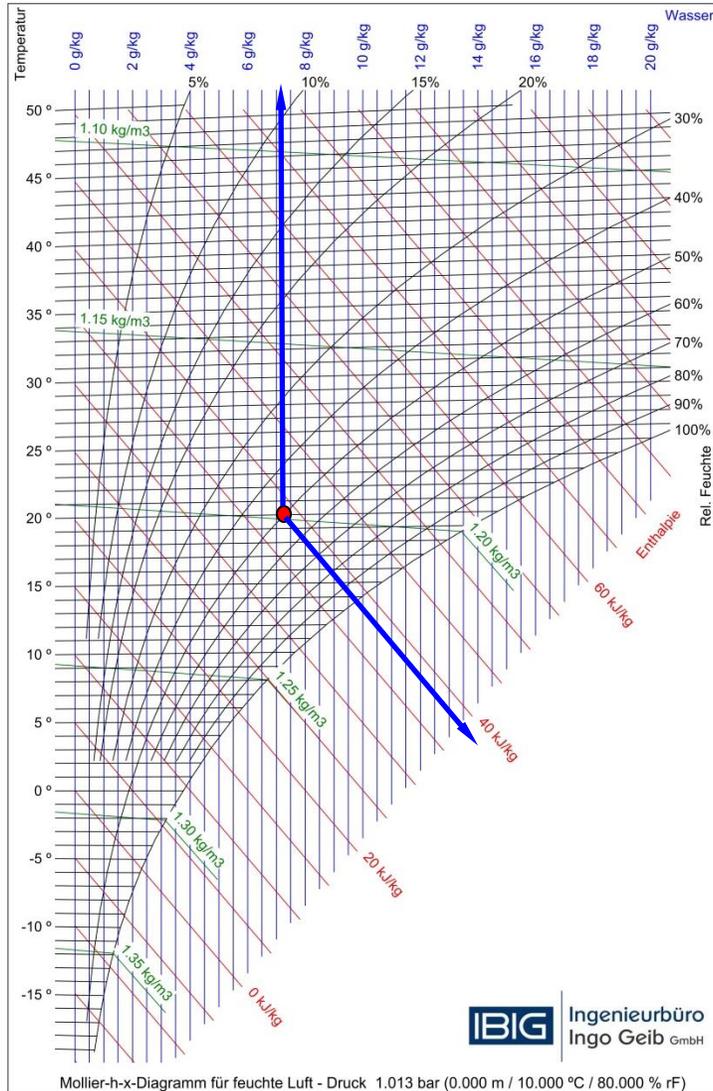
Gegeben      Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
 relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
 Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
 Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
 Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_f$   
 (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung       $x = 7,3 \text{ g/kg}$   
 $h =$   
 $\vartheta_{TP} =$   
 $\vartheta_f =$



# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



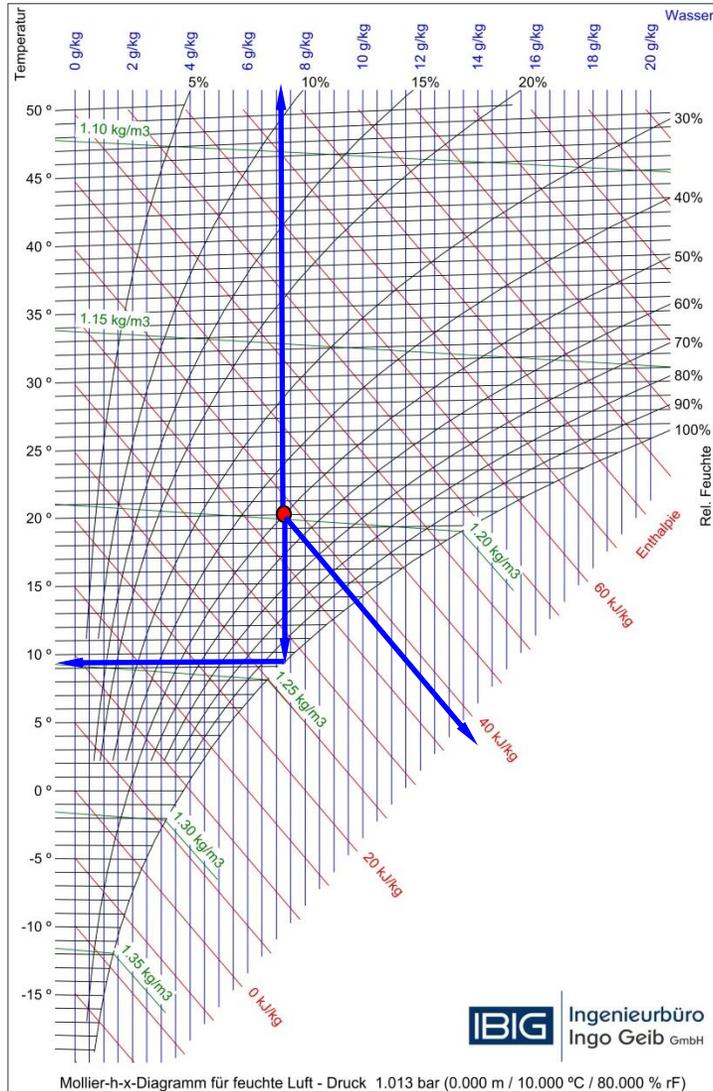
## Lösung zu Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

Gegeben      Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
 relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
 Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
 Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
 Feuchtkugelttemperatur  $\vartheta_f$   
 (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung       $x = 7,3 \text{ g/kg}$   
 $h = 38,5 \text{ kJ/kg Luft}$   
 $\vartheta_{TP} =$   
 $\vartheta_f =$

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Lösung zu Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

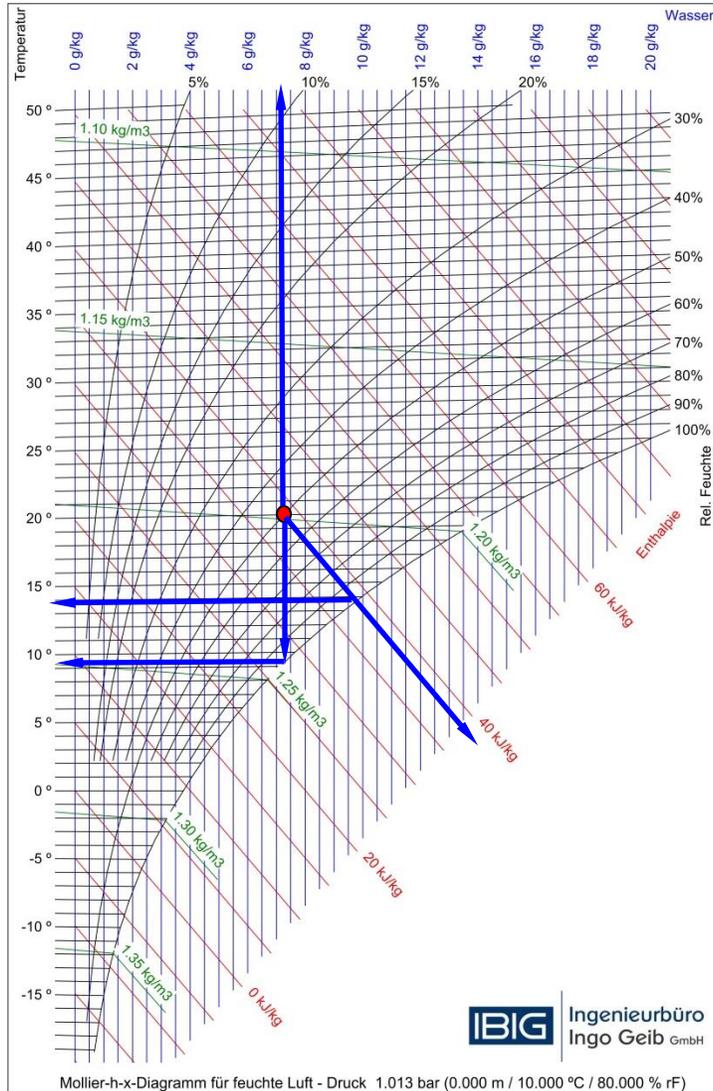
Gegeben      Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
 relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
 Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
 Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
 Feuchtkugelttemperatur  $\vartheta_f$   
 (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung       $x = 7,3 \text{ g/kg}$   
 $h = 38,5 \text{ kJ/kg Luft}$   
 $\vartheta_{TP} = 9,2 \text{ °C}$   
 $\vartheta_f =$



# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Lösung zu Übung 9: Zustände h,x-Diagramm

Gegeben      Temperatur  $\vartheta$  mit 20 °C  
 relative Feuchte  $\phi$  mit 50 %

Gesucht Absolute Feuchte  $x$   
 Enthalpie (Wärmeinhalt)  $h$   
 Taupunkttemperatur  $\vartheta_{TP}$   
 Feuchtkugeltemperatur  $\vartheta_f$   
 (tiefste erreichbare Lufttemperatur durch Luftbefeuchtung  $h$ )

Lösung       $x = 7,3 \text{ g/kg}$   
 $h = 38,5 \text{ kJ/kg Luft}$   
 $\vartheta_{TP} = 9,2 \text{ °C}$   
 $\vartheta_f = 13,8 \text{ °C}$

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm

## Übung 10: Kühlen im h,x-Diagramm

Rechenzentren müssen wegen Ihrer hohen Wärmelasten ständig gekühlt werden. Ein Beispiel soll zeigen wie dieser Kühlprozess abläuft:

Die Luft, welche von außen in das Rechenzentrum eingebracht werden muss, besitzt eine Temperatur von 31 °C und eine absolute Feuchte von 13 g/kg. Diese wird zur Kühlung über einen Wärmetauscher geführt. Der Wärmetauscher wird von einem Kaltwasser mit Systemtemperaturen von 10 °C Vorlauf und 16 °C Rücklauf versorgt. Die Luft wird auf 24 °C gekühlt.

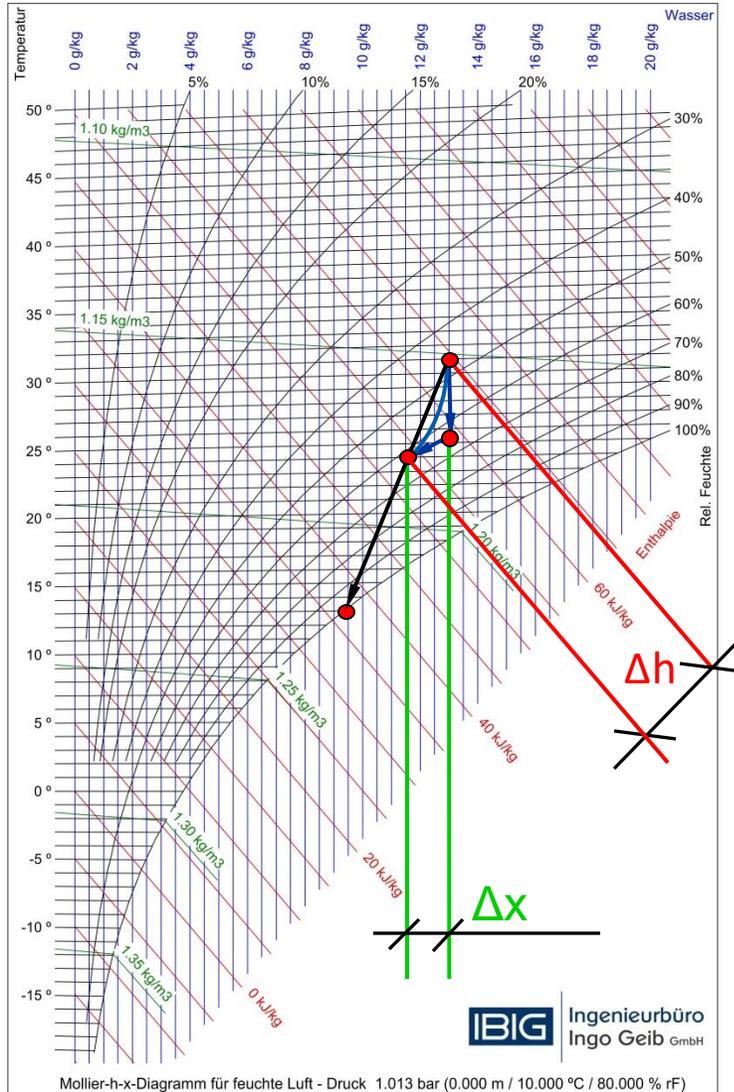
Bei diesem Vorgang wird die Luft entfeuchtet. Die ausgefallene Feuchte muss abgeführt werden.

Gegeben            Temperatur  $\vartheta$  mit 31 °C  
                      Absolute Feuchte  $x$  mit 13 g/kg  
                      Temperatursoll 24 °C

Gesucht absolute Feuchte  $x$  (Wasserausfall)  
                      Enthalpiedifferenz  $\Delta h$

Diagramm auf der nächsten Folie

# Prozessverläufe von Temperatur und Feuchte im h,x-Diagramm



## Lösung zu Übung 10: Kühlen im h,x-Diagramm

So läuft der Prozess im Kühlfall ab:

$$t_{0\text{ eff}} = \frac{16\text{ °C} + 10\text{ °C}}{2} = 13\text{ °C}$$

Außenluft:  $t = 31\text{ °C} / x = 13\text{ g/kg}$

Gewünschte Temperatur nach Kühlung:  $t = 24\text{ °C}$

Theoretischer Verlauf

Realer Verlauf

→ ca. 1,5 g/kg feuchte Luft

→ ca. 10 kJ/kg

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Kältekreisprozess

### Wirkungsgrad

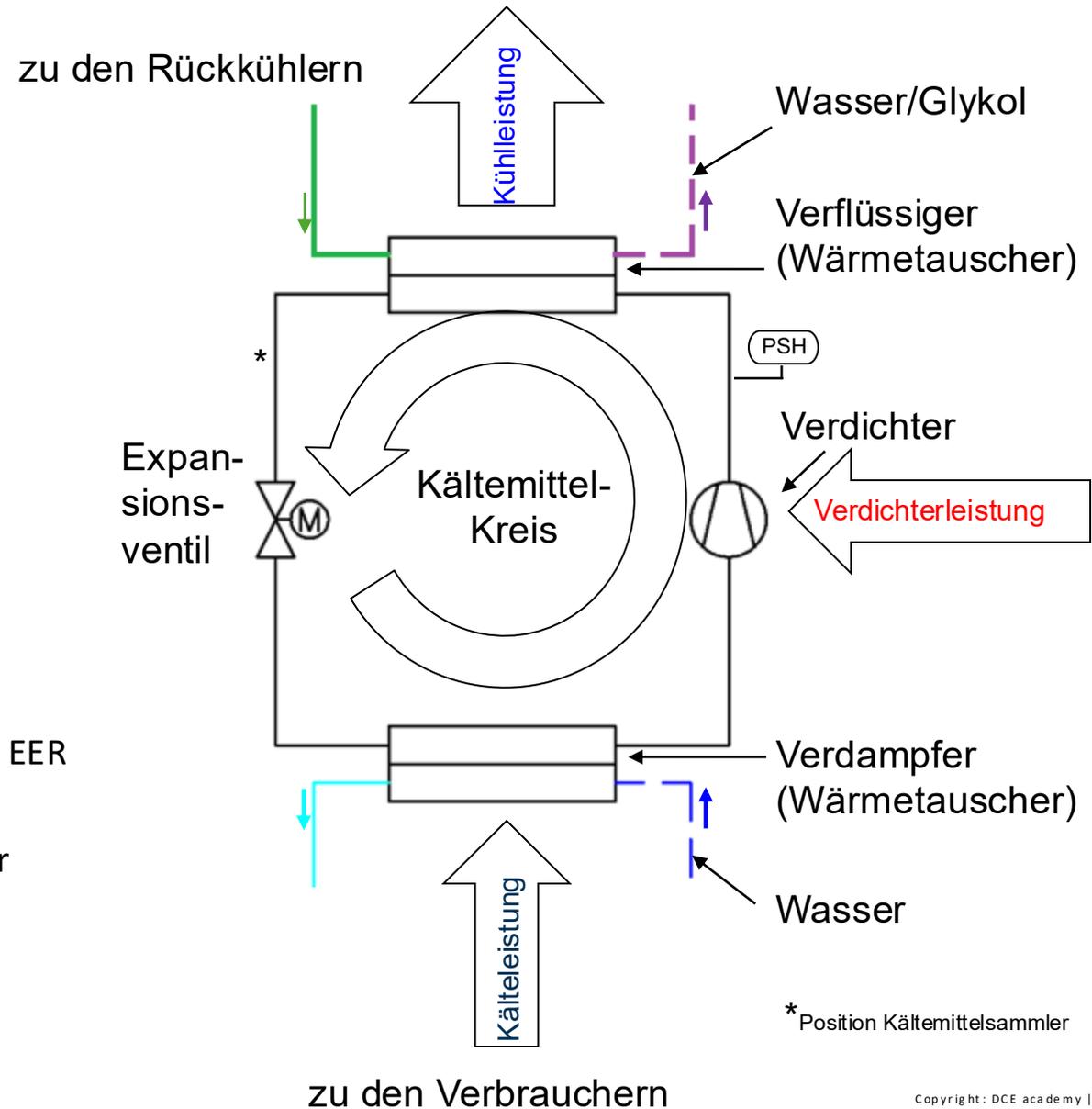
$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}}$$

$$EER = \varepsilon_k = \frac{\text{Kälteleistung}}{\text{Verdichterleistung}}$$

### Hinweis:

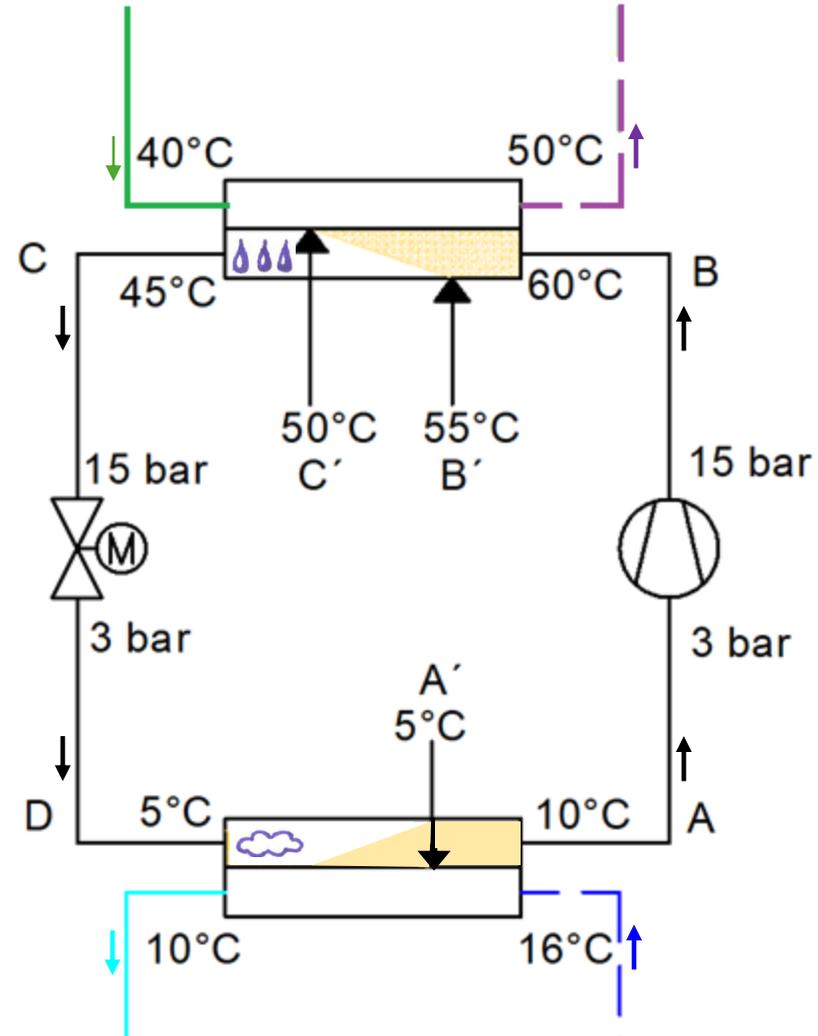
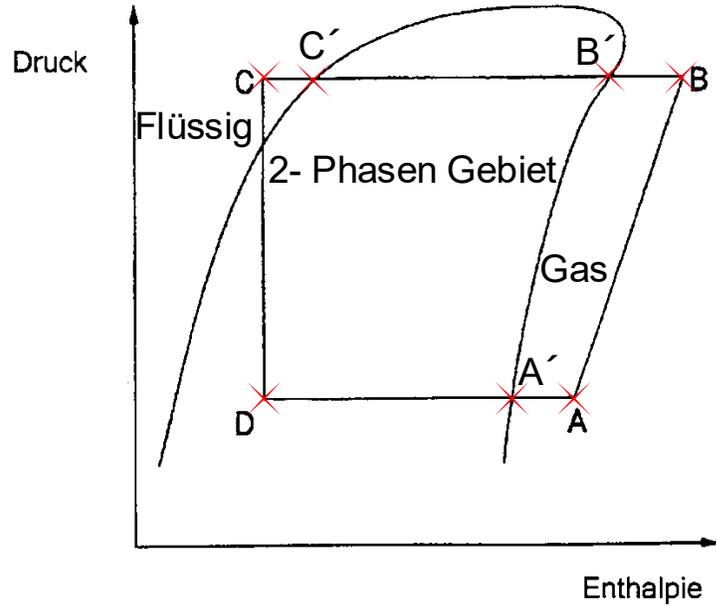
Durch Anheben der Verdampfertemperatur kann der EER gesteigert werden.

1 K höhere Verdampfertemperatur entsprechen einer Wirkungsgrad-verbesserung von ca. 3 %.



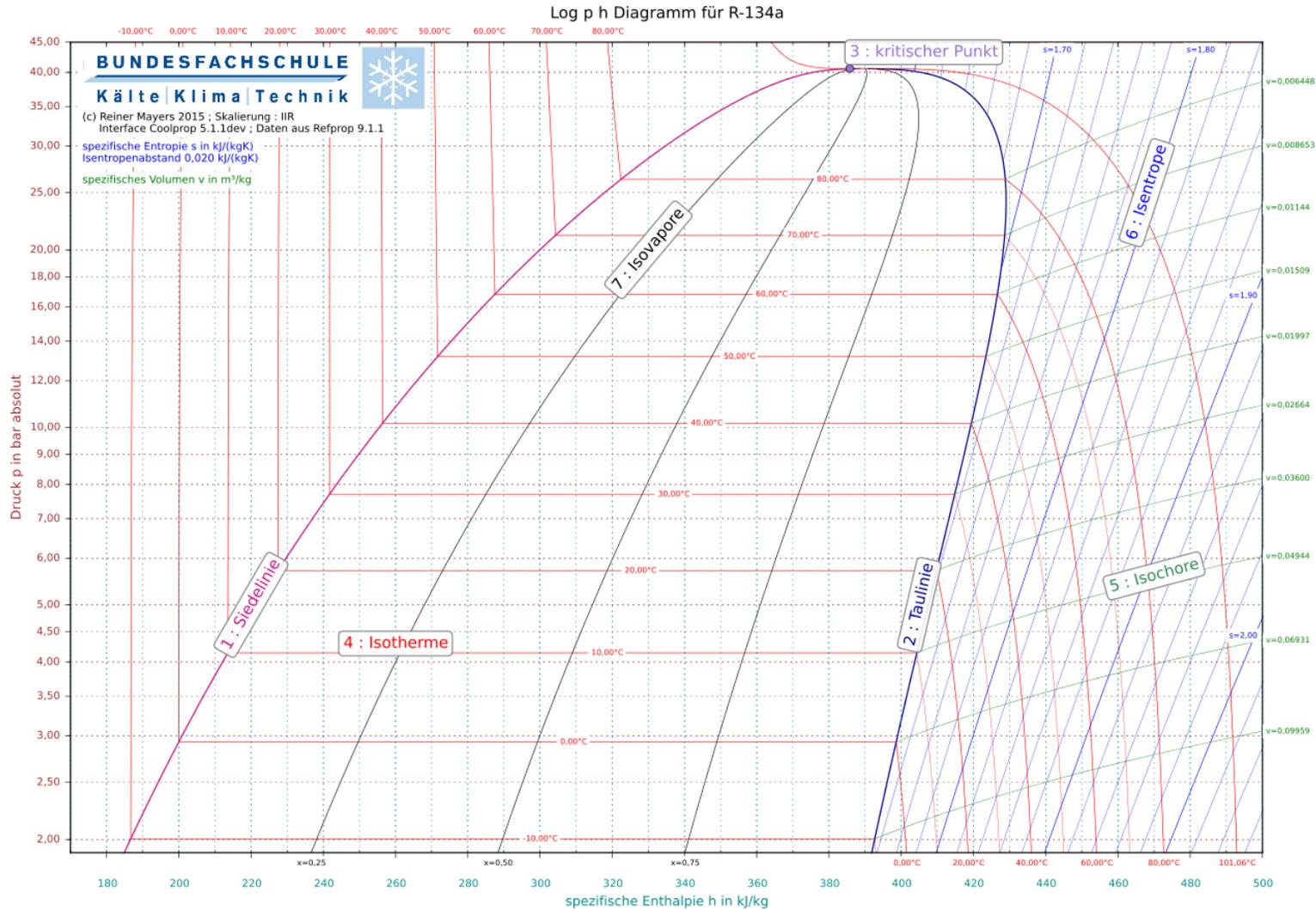
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Kältekreisprozess



Quelle: Bundesfachschule Kälte/Klima/Technik Reiner Mayers

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

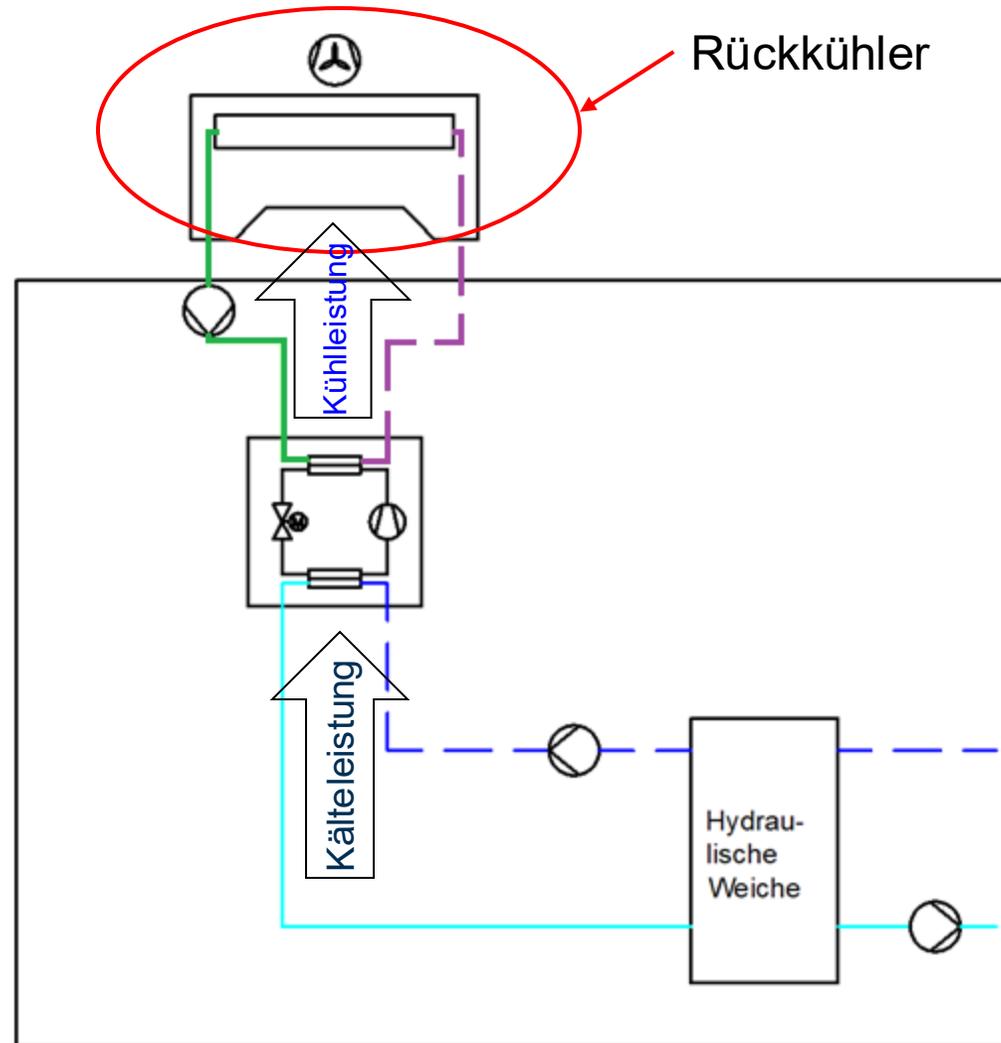


Quelle: Bundesfachschule Kälte/Klima/Technik Reiner Mayers

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Rückkühlsysteme

Für die Wärmeabfuhr aus dem Rechenzentrum werden Rückkühlsysteme benötigt. Durch sie kann die Kühlleistung der Kältemaschine an die Außenluft abgegeben werden. Richtig hydraulisch eingebunden, können Rückkühlsysteme auch zur indirekten freien Kühlung verwendet werden. Auf die indirekte freie Kühlung wird in den folgenden Kapiteln näher eingegangen.



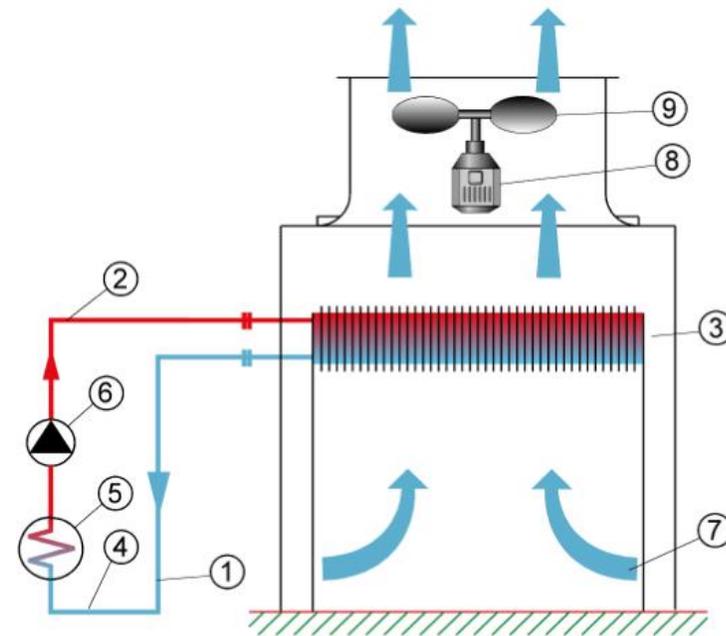
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Trockenrückkühler

Das Kühlmedium (Wasser/Glykol) durchströmt einen Wärmetauscher. Die Umgebungsluft wird mittels Ventilator im Gegenstrom am Wärmetauscher vorbeigeführt und nimmt die Wärme des Kühlmediums auf.

Leistungsdichte bez. auf Aufstellfläche: 30 kW/m<sup>2</sup>

- + Geringe Wartung erforderlich
- + Geringe Investitionskosten
- + Geringes Gewicht
  
- Hoher Platzbedarf
- Hohe Verflüssigungstemperaturen
- Relativ hoher Stromverbrauch



1 Kühlkreislauf  
2 Vorlauf  
3 Kühlelement  
4 Rücklauf  
5 Wärmequelle

6 Kühlkreislaufpumpe  
7 Kühlluft  
8 Ventilator  
9 Ventilatorantrieb

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

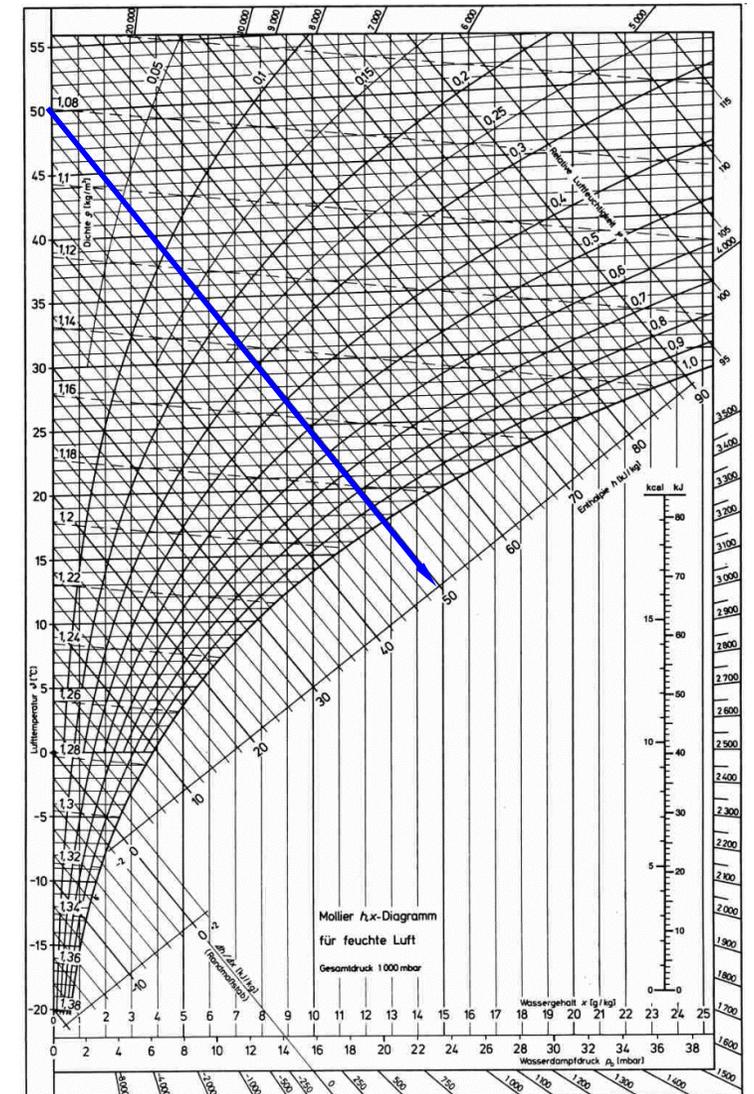
## Praktische Anwendung zur Rückkühlung

Das Rückkühlverhalten kann durch die Nutzung von Adiabatik gesteigert werden. Das flüssige Wasser muss für die Aufnahme durch die Luft verdampft werden.

Als Energiereservoir für die Bereitstellung der Verdampfungswärme dient die feuchte Luft.

Durch die Abgabe der Verdampfungswärme kühlt sich die feuchte Luft ab (Verdunstungskälte).

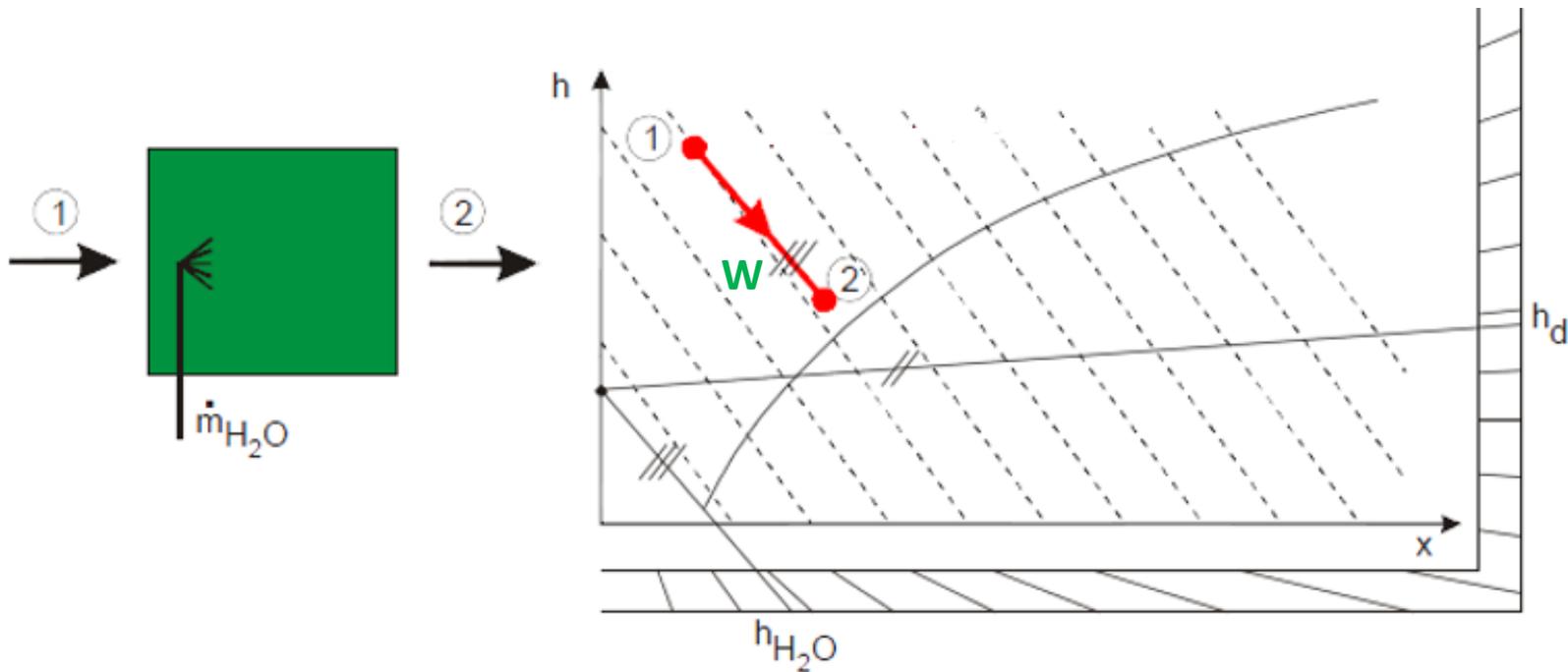
Die Enthalpie der feuchten Luft ändert sich allerdings nicht, da die Wärmeenergie nun im Phasenwechsel des Wassers gebunden ist.



# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Praktische Anwendung zur Rückkühlung

Dieser Effekt wird zum Beispiel zur Kühlung über die Lüftung genutzt, indem die Abluft im Sommerfall befeuchtet wird ( $W$ ). Durch die Sprühbefeuchtung kühlt die Abluft ab und wird über die Wärmerückgewinnung an der warmen Außenluft vorbei geführt.



# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Praktische Anwendung zur Rückkühlung

### Vorsicht

In Wässern, welche als Verdunstungswasser zur Rückkühlung verwendet werden, können für den Menschen gefährliche chemische, physikalische oder mikrobiologische Stoffe entstehen.

Aus diesem Grund sind Rückkühlwerke mit Adiabatik nach der „Verordnung über Verdunstungskühlanlagen, Kühltürme und Nassabscheider – 42. BImSchV“ zu betreiben und zu prüfen.

Die nach der Verordnung geforderten Prüfungen sind zeit- und kostenintensiv, weswegen der Betrieb von Verdunstungskühlwerken häufig unwirtschaftlich wird.



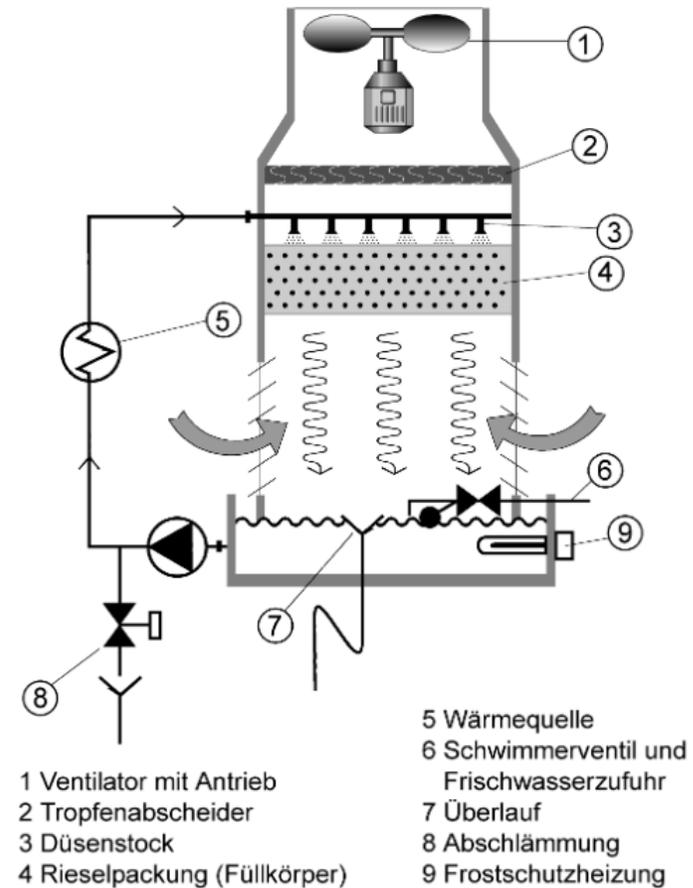
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Offener Verdunstungskühlturm

Das Kühlwasser wird über einen großflächigen Rippen-wärmetauscher versprüht, welcher im Gegenstrom mit Luft durchströmt wird. Luft und Kühlmedium sind in direktem Kontakt.

Leistungsdichte bez. auf Aufstellfläche: 60-80 kW/m<sup>2</sup>

- + Geringer Platzbedarf
- + Tiefe Verflüssigertemperaturen
- Dampfschwaden
- evtl. Verschmutzungen im Kühlkreislauf
- Hoher Kühlwasserverbrauch
- Wasseraufbereitung erforderlich
- Gefahr der Eisbildung
- im Anwendungsbereich der 42. BImSchV



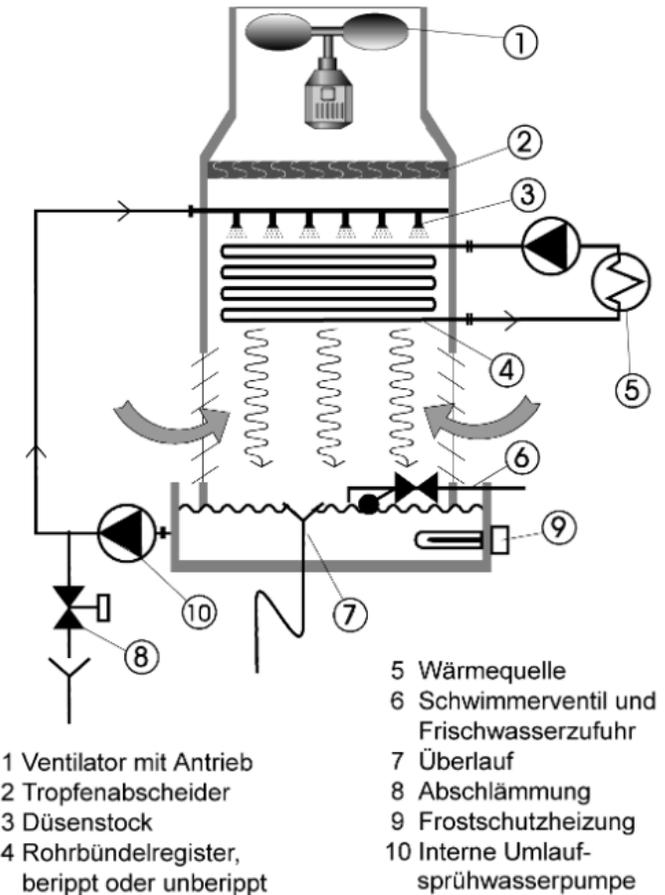
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Geschlossener Verdunstungskühlturm

Das Kühlwasser durchströmt einen Wärmetauscher und kommt mit der Umgebungsluft nicht in Kontakt (vgl. Trockenrückkühler). Der Wärmeübertrager wird mit Wasser besprüht, um mittels der Verdunstungsenergie die Lufttemperatur abzusenken.

Leistungsdichte bez. Aufstellfläche: 60-80 kW/m<sup>2</sup>

- + Geringer Platzbedarf
- + Tiefe Verflüssigertemperaturen
- + Keine Verschmutzungen im Kühlkreislauf
- Dampfschwaden
- Hoher Wasserverbrauch
- Wasseraufbereitung erforderlich
- im Anwendungsbereich der 42. BImSchV



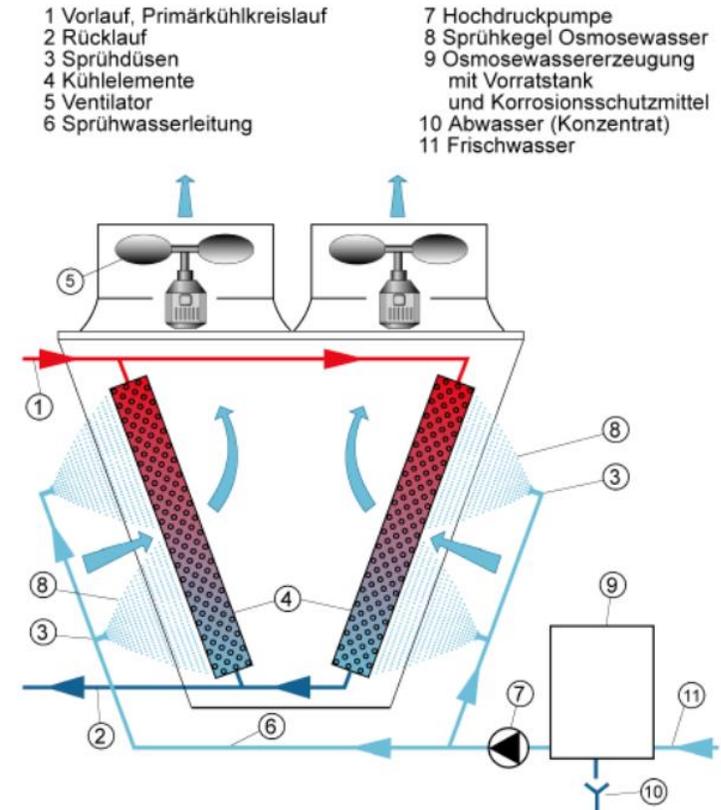
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Trockenrückkühler mit Besprühung

Durch die zusätzliche Besprühung der Ansaugluft mit Wasser wird die Rückkühlleistung des Trockenrückkühlers erhöht.

Leistungsdichte bez. auf Aufstellfläche: 40 kW/m<sup>2</sup>

- + Geringes Gewicht
- Osmosewasser erforderlich
- Hoher Wasserverbrauch
- Hoher Strombedarf
- Großer Platzbedarf
- Wasseraufbereitung erforderlich
- im Anwendungsbereich der 42. BImSchV



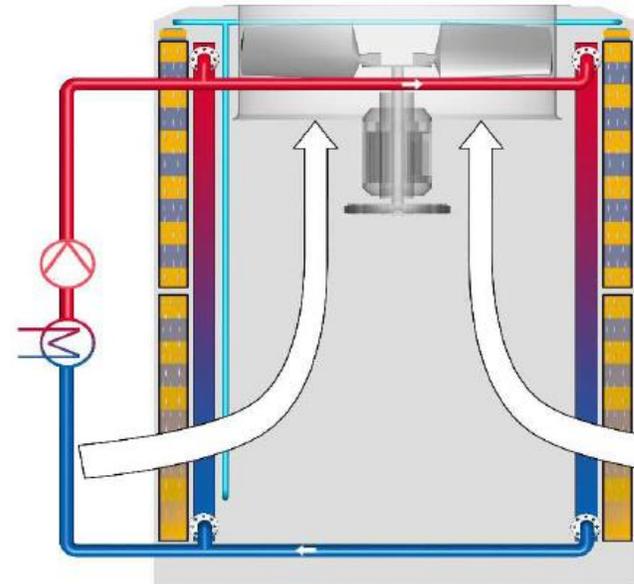
# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Trockenrückkühler mit vorgeschalteter Befeuchtereinheit

Bei Trockenkühler mit vorgeschalteter Befeuchtereinheit wird die Luft zunächst über eine vor dem Wärmetauscher liegende Matte adiabatisch befeuchtet und somit gekühlt. Dabei entstehen keine Aerosole.

Leistungsdichte bez. auf Aufstellfläche:  $40 \text{ kW/m}^2$

- + Geringes Gewicht
  - + Geringer Wasserverbrauch
  - + Keine Wasseraufbereitung erforderlich
  - + **(Noch)** nicht im Anwendungsbereich der 42. BImSchV
- 
- Enthärtetes Wasser erforderlich
  - Hohe Investitionskosten
  - Hoher Strombedarf



# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Freie Kühlung Allgemein

Unter Freier Kühlung versteht man die Einbringung von Umgebungskälte in ein Gebäude. Dies kann entweder über direkte Freie Kühlung geschehen (Fenster auf) oder über ein Kaltwassernetz (indirekte freie Kühlung), welches die Kälte der Außenluft aufnimmt und im Gebäude wieder abgibt.

Da in einem Rechenzentrum sommers wie winters Wärme anfällt, können bei Außentemperaturen niedriger der Kühllufttemperaturen im Rechenzentrum, die Kältemaschinen durch freie Kühlung unterstützt werden. Bei sehr niedrigen Außentemperaturen können die Kältemaschinen sogar komplett abgeschaltet werden.

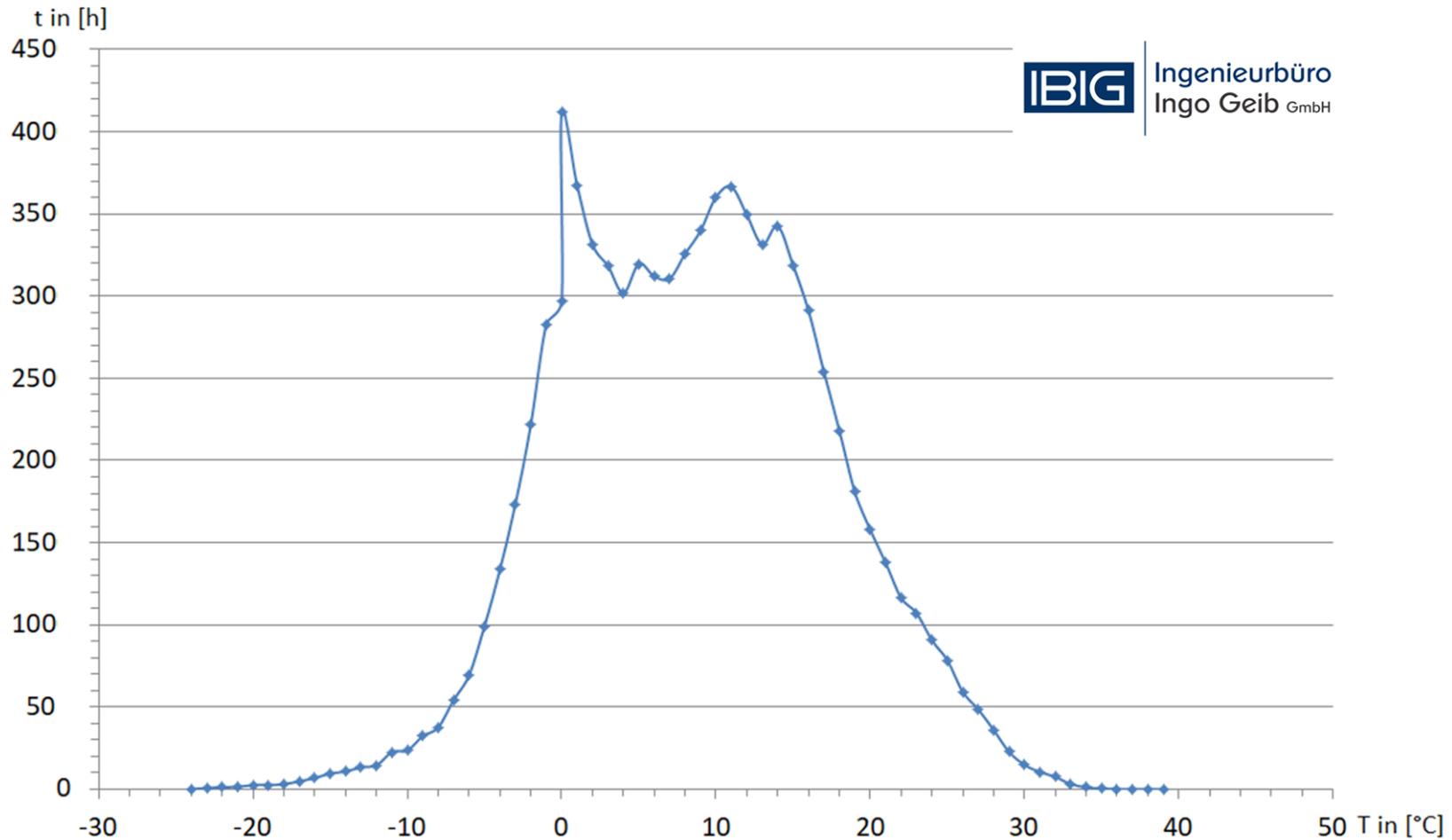
### Allgemein gilt:

Je höher die gewählte Kühllufttemperatur ist, desto mehr Stunden freie Kühlung lassen sich pro Jahr erzielen.



# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Freie Kühlung Allgemein



**IBIG** Ingenieurbüro  
Ingo Geib GmbH



VDI 4710, Blatt 3 März 2011  
 Tabelle A31 24-Stundenwerte für München/Gen  
 Mittlere jährliche Anzahl der Fälle, 24 stündliche Messwerte je Tag  
 Zeitraum 1991 bis 2020 (n = 3004 Tage)

°K	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	Summe	Kumuliert
39																					0	0
38																					0	0
37																					0	0
36							1														1	1
35							1	1	1	1											4	5
34							1	4	5	7											17	22
33							1	5	9	15	19	25	30	35	41						211	236
32							2	7	15	25	35	45	55	65	75	85	95				776	1212
31							3	7	15	25	35	45	55	65	75	85	95				1095	2307
30							4	7	15	25	35	45	55	65	75	85	95				1444	3751
29							3	6	11	20	30	40	50	60	70	80	90				2017	5768
28							1	11	19	27	35	43	50	57	64	71	78				2640	8408
27							1	5	12	20	29	37	45	52	59	66	73				4390	12898
26							1	5	10	18	26	34	42	50	58	66	74				599	13497
25							3	12	21	30	39	48	57	66	75	84	93				784	14281
24							1	5	10	16	23	30	37	44	51	58	65				906	15187
23							1	17	30	43	56	69	82	95	108	121	134				1272	16459
22							1	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100				1705	18164
21							1	11	20	30	40	50	60	70	80	90	100				1372	19536
20							4	14	24	34	44	54	64	74	84	94	104				1870	21406
19							3	17	27	37	47	57	67	77	87	97	107				1809	23215
18							3	14	24	34	44	54	64	74	84	94	104				2360	25575
17							1	11	20	30	40	50	60	70	80	90	100				2620	28195
16							1	10	19	28	37	46	55	64	73	82	91				2911	31106
15							3	11	20	29	38	47	56	65	74	83	92				3160	34266
14							5	14	23	32	41	50	59	68	77	86	95				3477	37743
13							7	17	26	35	44	53	62	71	80	89	98				3914	41657
12							7	16	25	34	43	52	61	70	79	88	97				4400	46057
11							1	14	23	32	41	50	59	68	77	86	95				5005	51062
10							1	13	22	31	40	49	58	67	76	85	94				5607	56669
9							3	12	21	30	39	48	57	66	75	84	93				6300	62969
8							1	10	19	28	37	46	55	64	73	82	91				7080	70049
7							3	10	19	28	37	46	55	64	73	82	91				7997	78046
6							1	9	18	27	36	45	54	63	72	81	90				8941	86987
5							1	8	17	26	35	44	53	62	71	80	89				9923	96910
4							3	8	17	26	35	44	53	62	71	80	89				10940	107850
3							3	7	16	25	34	43	52	61	70	79	88				12000	119850
2							3	7	16	25	34	43	52	61	70	79	88				13100	132950
1							3	7	16	25	34	43	52	61	70	79	88				14240	147190
0							3	7	16	25	34	43	52	61	70	79	88				15420	162610
-1							3	7	16	25	34	43	52	61	70	79	88				16640	179250
-2							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				17900	197150
-3							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				19200	216350
-4							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				20540	236890
-5							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				21920	258790
-6							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				23340	282030
-7							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				24800	306730
-8							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				26300	332930
-9							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				27840	360670
-10							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				29420	390070
-11							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				31040	421210
-12							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				32700	454210
-13							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				34400	489110
-14							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				36140	525950
-15							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				37920	564770
-16							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				39740	605590
-17							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				41600	649410
-18							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				43500	696310
-19							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				45440	746350
-20							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				47420	800570
-21							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				49440	859010
-22							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				51500	921710
-23							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				53600	987710
-24							1	6	15	24	33	42	51	60	69	78	87				55740	1057450

3499	3419	21863	132327	120489	96621	82034	82093	76809	83041	81022	36293	29073	9447	2488	96	14	2	0	0	0		
------	------	-------	--------	--------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	-------	------	------	----	----	---	---	---	---	--	--

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Auswirkung der Kühllufttemperatur auf den Energieverbrauch

Wie schon beschrieben, wirken sich höhere Kühllufttemperaturen positiv auf den Energieaufwand für die Kühlung im Rechenzentrum aus. Kältemaschinen arbeiten bei hohen Verdampfertemperaturen effizienter und die freie Kühlung kann besser ausgenutzt werden.

Das Schweizer Bundesamt für Energie schreibt 2004 in dem Merkblatt „26 °C in EDV-Räumen – eine Temperatur ohne Risiko“, dass bei einer mittleren Raumlufttemperatur von 26 °C gegenüber 22 °C der Stromverbrauchsanteil für die Klimatisierung von ca. 35 % auf unter 20 % reduziert, also beinahe halbiert werden kann.

Deshalb gelten neue Regelungen nach dem EnEFG:

- Rechenzentren, die bereits laufen, dürfen mit minimal einer Eintrittstemperatur von 24 °C kühlen, ab 2028 sogar mit 27 °C
- Rechenzentren, welche ihren Betrieb, nach dem 01.01.2024, aufnehmen müssen sich direkt an die 27 °C halten

Eine niedrige Eintrittstemperatur ist dann zulässig, wenn sie ohne eine Kälteanlage erreicht wird

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## Auswirkung der Kühllufttemperatur auf den Energieverbrauch.

Anzumerken ist, dass der Stromverbrauch der Server durch höhere Temperaturen steigt. Dieser erhöhte Stromverbrauch steht allerdings nicht im Verhältnis zu der eingesparten Energie für Kälteerzeugung, was die folgenden Messungen zeigen.

### Beispiel Rechenzentrum (RZ) Messe Basel

Das RZ der Messe Basel mit einer Systemraumfläche von 80 m<sup>2</sup> (neu 89 m<sup>2</sup>) und einer spezifischen Wärmelast von 160 W/m<sup>2</sup> wurde per Ende 2003 saniert. Die mittlere Raumlufttemperatur wurde von 22°C auf 26°C erhöht und der Stromverbrauch für HLK um ca. 42% reduziert.

Relevante Daten vor der Sanierung:

Stromverbrauch IT-Prozess: 305 kWh/Tag <sup>1)</sup>  
 Stromverbrauch HLK-Prozess: 358 kWh/Tag  
 Extrapolierte Stromkosten: 36'300.-- Fr./Jahr

Relevante Daten nach der Sanierung:

Stromverbrauch IT-Prozess: 313 kWh/Tag <sup>1)</sup>  
 Stromverbrauch HLK-Prozess: 210 kWh/Tag  
 Extrapolierte Stromkosten: 28'600.-- Fr./Jahr

<sup>1)</sup> Differenz durch zusätzliche IT-Geräte

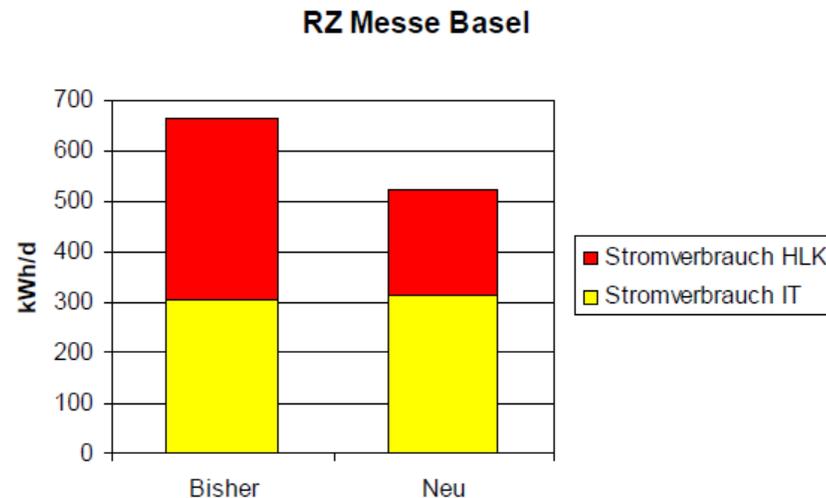


Fig 3 Stromverbrauch RZ Messe Basel vor und nach der Sanierung (flächenbereinigt)

Quelle: Bundesamt für Energie Schweiz

# Kälteerzeugung im Rechenzentrum

## PUE-Wert

Der PUE-Wert („Power Usage Effectiveness“) ist eine Kennzahl, mit der sich die Energie-Effizienz eines Rechenzentrums darstellen lässt. Er setzt die insgesamt in einem Rechenzentrum verbrauchte Energie ins Verhältnis mit der Energieaufnahme der IT-Infrastruktur.

Der PUE-Wert ist der Wirkungsgrad eines Rechenzentrums.

$$\text{PUE} = \frac{\text{Gesamtenergieverbrauch des RZ}}{\text{Energieverbrauch IT}} \geq 1,0$$

PUE-Wert	Energetische Bewertung
$\leq 1,2$	sehr effizient
$\leq 1,5$	effizient
$\leq 2,0$	durchschnitt
$\geq 2,1$	ineffizient
$\geq 3,0$	sehr ineffizient

Quelle: Vogel IT-Medien GmbH



# Kälteerzeugung im Rahmen des EnEfg

Auch hier gelten neuerdings Vorschriften

Rechenzentren, die vor dem 01.07.2026 in Betrieb gehen oder bereits gegangen sind, müssen bis:

- 01.07.2027 einen PUE von  $\leq 1,5$  erreichen
- 01.07.2030 einen PUE von  $\leq 1,3$  erreichen

Rechenzentren, welche nach dem 01.07.2026, in Betrieb gehen, brauchen mit der Betriebsaufnahme einen PUE  $\leq 1,3$

Diese Anforderungen müssen spätestens zwei Jahre nach Inbetriebnahme im Jahresdurchschnitt erreicht werden.

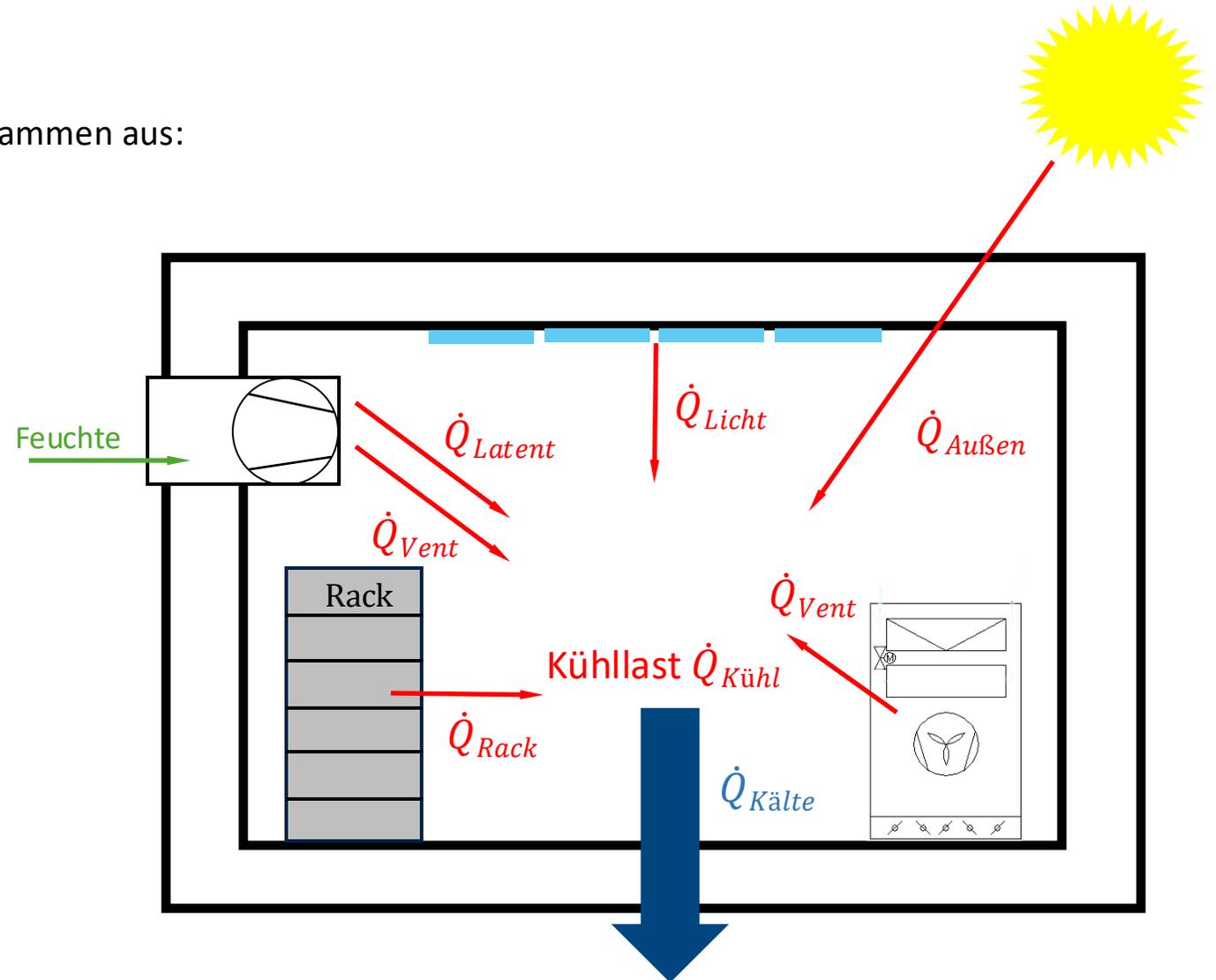
Anmerkung IBIG:

Hier ist darauf zu achten, wie sich der PUE bei Teilauslastung verhält.

# Kältebilanz

Die Kälteleistung im Rechenzentrum setzt sich zusammen aus:

1. Latente Last aus Außenlufteintrag
2. Last aus Motorabwärme der Ventilatoren
3. Äußere Kältelast
4. Innere Kältelasten
  - **Rechner (Racks)**
  - Beleuchtung
  - Personen



# Kältebilanz

Rechenzentrum	500 m <sup>2</sup>
Wärmelast Racks	1.500 W/m <sup>2</sup>
Personen	2 (100 W/Person)
Beleuchtung	5 W/m <sup>2</sup>
Abwärme Ventilatoren	5 % der Kühllast (11 Klimaschränke, davon einer redundant)
Äußere Wärmelast	30 W/m <sup>2</sup>

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{Kühl}} &= \dot{Q}_{\text{Licht}} + \dot{Q}_{\text{Rack}} + \dot{Q}_{\text{Außen}} + \dot{Q}_{\text{Person}} + \dot{Q}_{\text{Vent}} \\ &= \left( \left( 5 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} + 1500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} + 30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right) \cdot 500 \text{ m}^2 + 200 \text{ W} \right) \cdot 1,05 \\ &= 895,65 \text{ kW}\end{aligned}$$



# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

Behaglichkeitskriterien spielen in Rechenzentren eine untergeordnete Rolle.

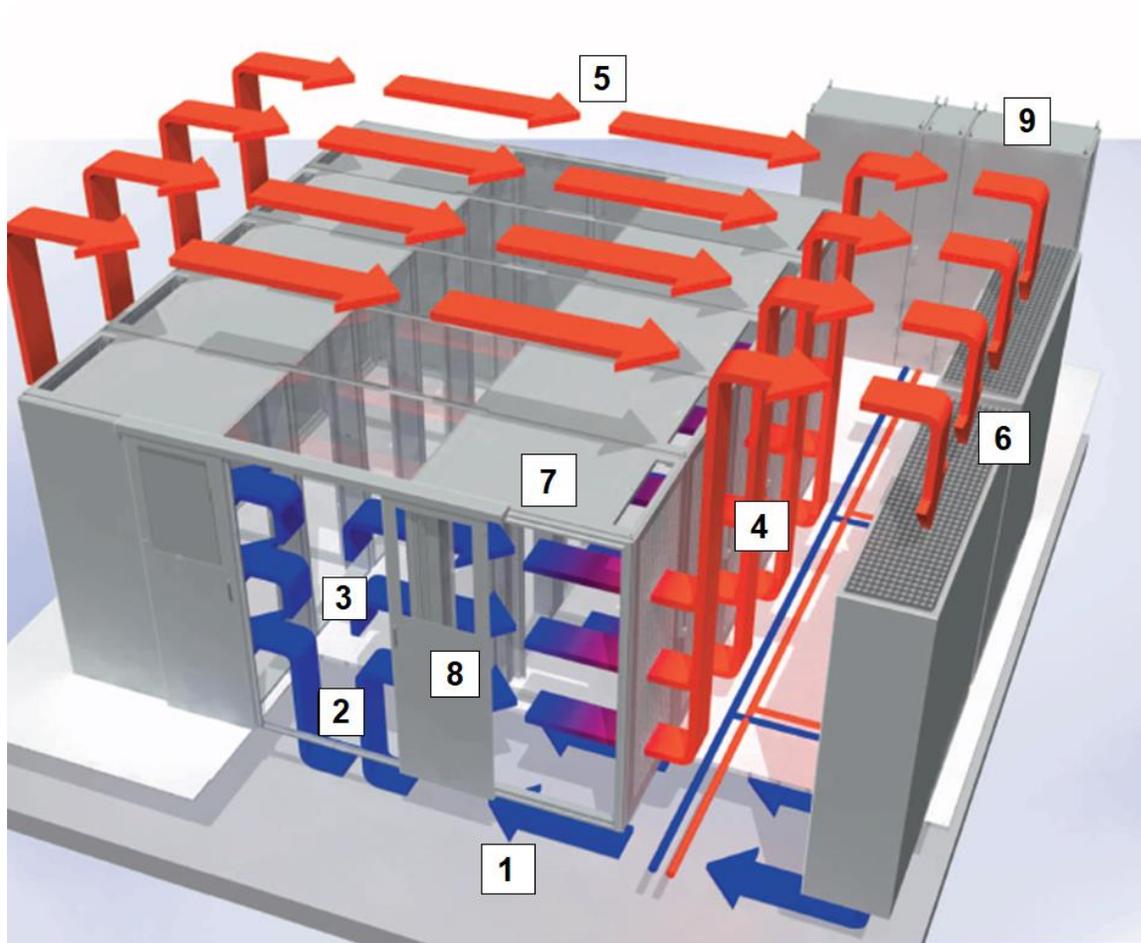
Die Luftqualität wird durch die Anforderungen der Racks bestimmt. Da sich die meisten Hersteller an der ASHRAE TC 9.9 orientieren, bietet diese eine gute Planungsgrundlage für die Luftzustände.

In herkömmlichen Rechenzentren wird Luft als Kühlmedium verwendet. Die gebräuchlichste Lösung für diese Raumkühlung mit Luft ist die Anordnung von abwechselnden Warm- und Kaltgängen mit Kühlluftzuführung über einen Doppelboden. Die warme Abluft wird unter der Decke abgesaugt.



# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Klimaschränke mit Doppelboden



1. Zufuhr gekühlter Luft über Doppelboden
2. Einbringung Zuluft in Kaltgang
3. Kaltluftsee
4. Abgabe der erwärmten Luft
5. Bildung Warmluftpolster unterer der Decke
6. Freies Ansaugen der Abluft
7. Server-Racks
8. Schiebetür zum Kaltgang
9. Elektrounterverteilung

# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Klimaschränke mit Doppelboden



Quelle: Econdition GmbH

# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Übersicht der Lüftungssysteme nach VDI 2054

	<b>Ungeführte Lufteinbringung</b>	<b>Freie Strömung durch Doppelboden</b>	<b>Offene Kalt-/Warmgangklimatisierung</b>	<b>Kalt-/Warmgangklimatisierung mit Einhausung</b>	<b>Klimatisierung über wassergekühlte Racks</b>
Maximal erreichbare Kühllast	$\leq 500 \text{ W/m}^2$ $\leq 2 \text{ kW/Rack}$	$\leq 1000 \text{ W/m}^2$ $\leq 4 \text{ kW/Rack}$	$\leq 1500 \text{ W/m}^2$ $\leq 6 \text{ kW/Rack}$	$< 4000 \text{ W/m}^2$ $< 12 \text{ kW/Rack}$	(8...25) kW/Rack
Energetische Bewertung	schlecht	schlecht	gut	sehr gut	sehr gut
Investition	gering	mittel	mittel	hoch	hoch
Einsatzbereich	(5...10) m <sup>2</sup> Etagenpatchraum  Mobilfunkbasisstation dezentraler Serverraum	bis 400 m <sup>2</sup> Bestandsrechenzentrum dezentraler Serverraum	Rechenzentrum  dezentraler Serverraum	Rechenzentrum	Rechenzentrum  dezentraler Serverraum Etagenpatchraum
Zulufttemperatur	ca. (12...20) °C	ca. 16 °C	ca. 20 °C	ca. 24 °C	Daten systemabhängig
Ablufttemperatur	22 °C	22 °C	30 °C	> 35 °C	
Temperaturdifferenz zwischen Abluft- und Zulufttemperatur	(2...10) K	max. 6 K	max. 10 K	> 10 K	

Quelle: VDI 2054 März 2018

Copyright: DCE academy | www.dce-academy.com

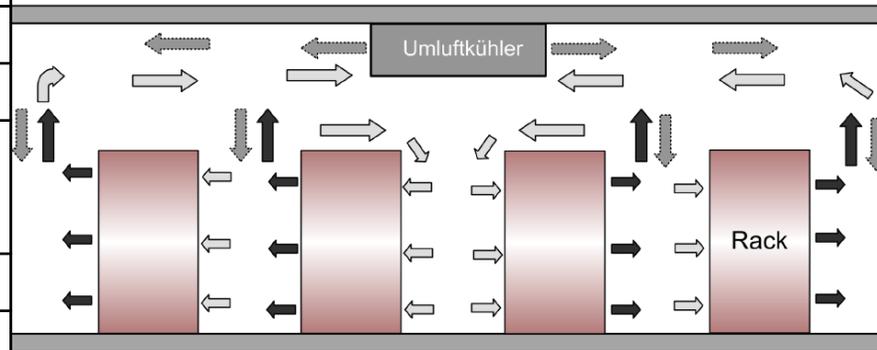


# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Ungeführte Lufteinbringung mittels Umluftkühler

Bei der ungeführten Lufteinbringung wird die benötigte Kühlleistung über Umluftkühlgeräte ohne eine speziell geplante Luftführung in den Raum eingebracht. Die mittlere Raumtemperatur ist bei dieser Anordnung Regelgröße. Durch die große Vermischung der warmen Abluft und der Kühlluft ist diese Anordnung energetisch sehr ungünstig und nur für sehr kleine Räume geeignet.

Kühllast max.	$\leq 500 \text{ W/m}^2$ $\leq 2 \text{ kW/Rack}$
Energet. Bewertung	schlecht
Investition	gering
Einsatzbereich	$5 - 10 \text{ m}^2$ - Dezentraler Serverraum - Mobilfunkbasisstation
Zulufttemperatur	ca. $12 - 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Ablufttemperatur	$22 \text{ }^\circ\text{C}$
$\Delta T$ zwischen Abluft und Zuluft	$2 - 10 \text{ K}$



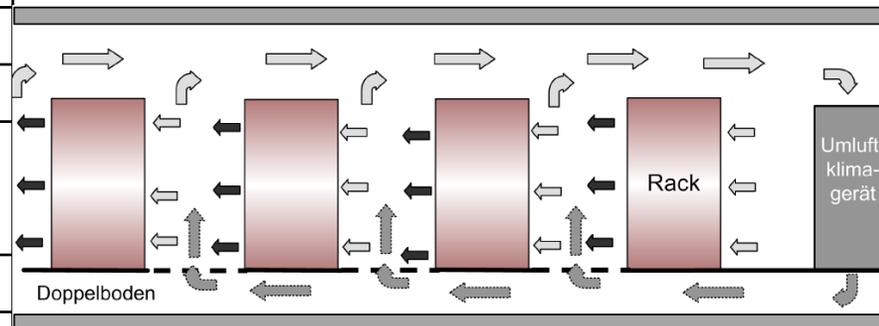
# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Freie Strömung durch Doppelboden

Bei dieser Art der Rechenzentrumsklimatisierung wird Kühlluft über Klimaschränke in den Doppelboden eingeblasen und über Lüftungsplatten (Luftöffnungen) verteilt. Die Abluft wird über den Klimageräten frei angesaugt.

Nachteilig ist, dass sich die warme Rack-Austrittstemperatur mit der Kühlluft vermischt. Um Hotspots zu vermeiden, muss deshalb die Zulufttemperatur abgesenkt werden oder die Temperaturdifferenz zwischen Zu- und Abluft klein gewählt werden.

Kühllast max.	$\leq 1000 \text{ W/m}^2$ $\leq 4 \text{ kW/Rack}$
Energet. Bewertung	schlecht
Investition	mittel
Einsatzbereich	Bis 400 m <sup>2</sup> - Bestandsrechenzentren - Dezentraler Serverraum
Zulufttemperatur	ca. 16°C
Ablufttemperatur	22 °C
$\Delta T$ zwischen Abluft und Zuluft	max. 6 K

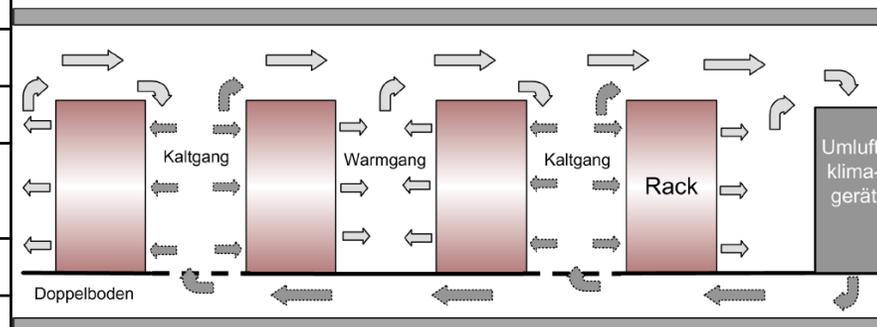


# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Offene Kalt-/ Warmgangklimatisierung

Durch eine entsprechende Anordnung der Server und der Luftöffnungen im Doppelboden, wird die Luftführung mit einem vergleichbar geringen Aufwand wesentlich gezielter. Eine Durchmischung der Warm- und der Kühlluft ist nun weniger wahrscheinlich. So können höhere Zulufttemperaturen und Temperaturdifferenzen zwischen Rack-Eingang und Rack-Ausgang gewählt werden, was energetisch günstiger ist. Die Ausbildung eines Warm- und Kaltganges ist in neukonzipierten Rechenzentren Mindestanforderung.

Kühllast max.	$\leq 1500 \text{ W/m}^2$ $\leq 6 \text{ kW/Rack}$
Energet. Bewertung	gut
Investition	mittel
Einsatzbereich	- Rechenzentrum - Dezentraler Serverraum
Zulufttemperatur	ca. 20 °C
Ablufttemperatur	30 °C
$\Delta T$ zwischen Abluft und Zuluft	max. 10 K



Quelle: VDI 2054 März 2018

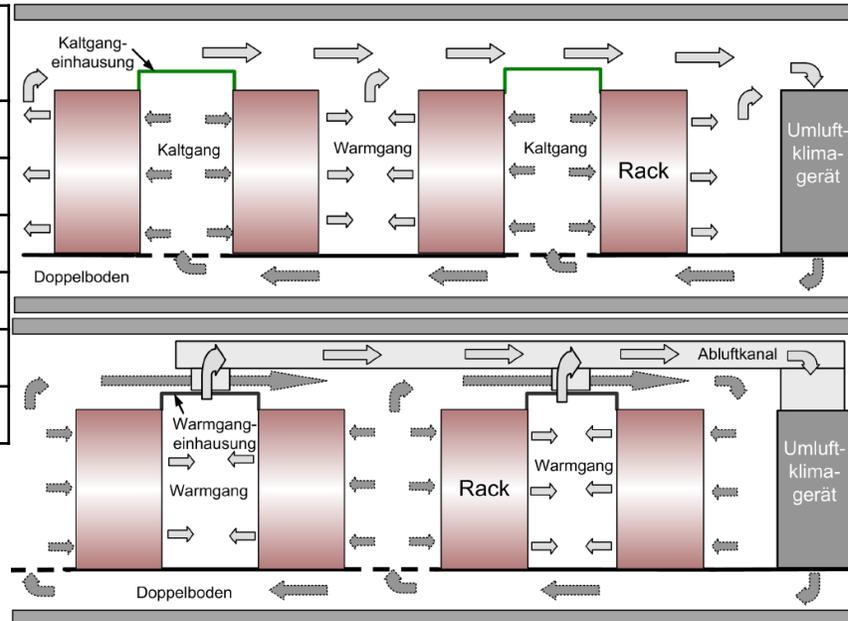
Copyright: DCE academy | www.dce-academy.com

# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Kalt-/ Warmgangklimatisierung mit Einhausung

Gerade bei hohen Lasten der Racks und damit bei hohen Luftgeschwindigkeiten entstehen bei der offenen Kalt-/ Warmgangklimatisierung Bypässe und Rezirkulationen von Kühlluft. Um das zu vermeiden, kann der Kalt- oder der Warmgang eingehaust werden. Aufgrund der effizienteren Kühlung kann die Zulufttemperatur und die Temperaturdifferenz weiter angehoben werden. Einen relevanten energetischen Unterschied zwischen den beiden Einhausungsvarianten konnte laut VDI 2054 bisher nicht nachgewiesen werden. Durch das zusätzliche Abluftsystem verursacht die Warmgangeinhausung höhere Investitionskosten.

Kühllast max.	$\leq 4000 \text{ W/m}^2$ $\leq 12 \text{ kW/Rack}$
Energet. Bewertung	sehr gut
Investition	hoch
Einsatzbereich	Rechenzentren
Zulufttemperatur	ca. 24 °C
Ablufttemperatur.	> 35 °C
$\Delta T$ zwischen Abluft und Zuluft	> 10 K



Quelle: VDI 2054 März 2018

Copyright: DCE academy | www.dce-academy.com



# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Klimaschränke als Inrow-System

Durch die Ausbildung eines Warm- und eines Kaltganges können, statt Klimaschränke und Doppelboden auch Inrow-Kühler verwendet werden. Inrow-Kühler sind schmale Klimaschränke, welche zwischen die Rack-Einheiten gestellt werden. Der Inrow-Kühler kühlt die Luft aus dem Warmgang ab und bläst sie in den Kaltgang. Die Effizienz dieser beiden Systeme ist bezogen auf die Kühlleistung nahezu identisch.

### Vorteile:

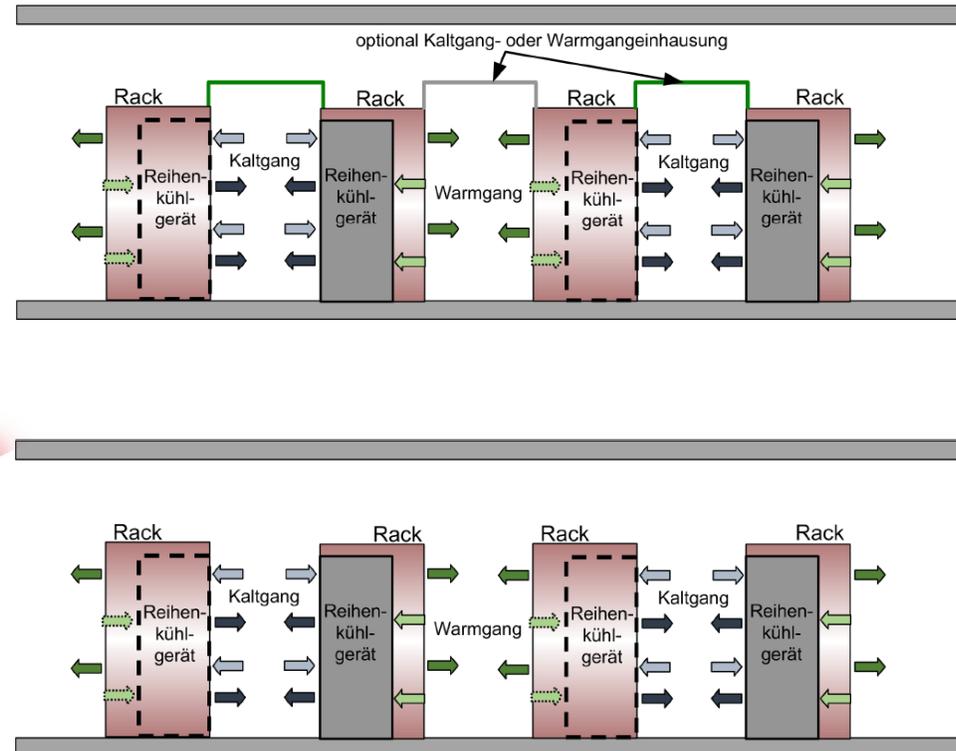
+ Kein Doppelboden

### Nachteile:

- Durch die kleineren Wärmetauscher in den Inrow-Einheiten ergibt sich ein höherer Druckverlust und damit ein erhöhter Stromverbrauch für die Ventilatoren.
- Eine Trennung von EDV- und Klimapersonal ist nicht möglich
- Kühlwasser nahe der Racks

# Klassische Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

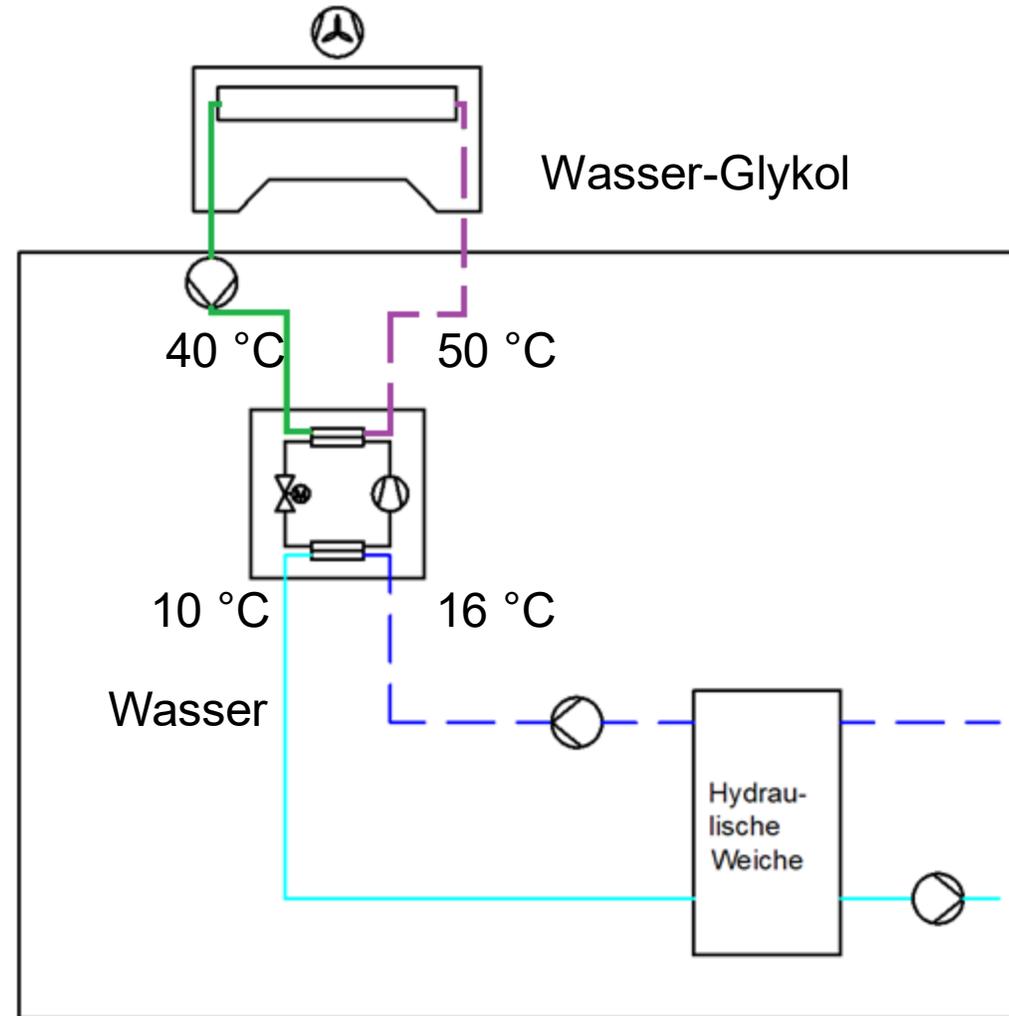
## Klimaschränke als Inrow-System



Quelle: BAS GmbH / VDI 2054 März 2018

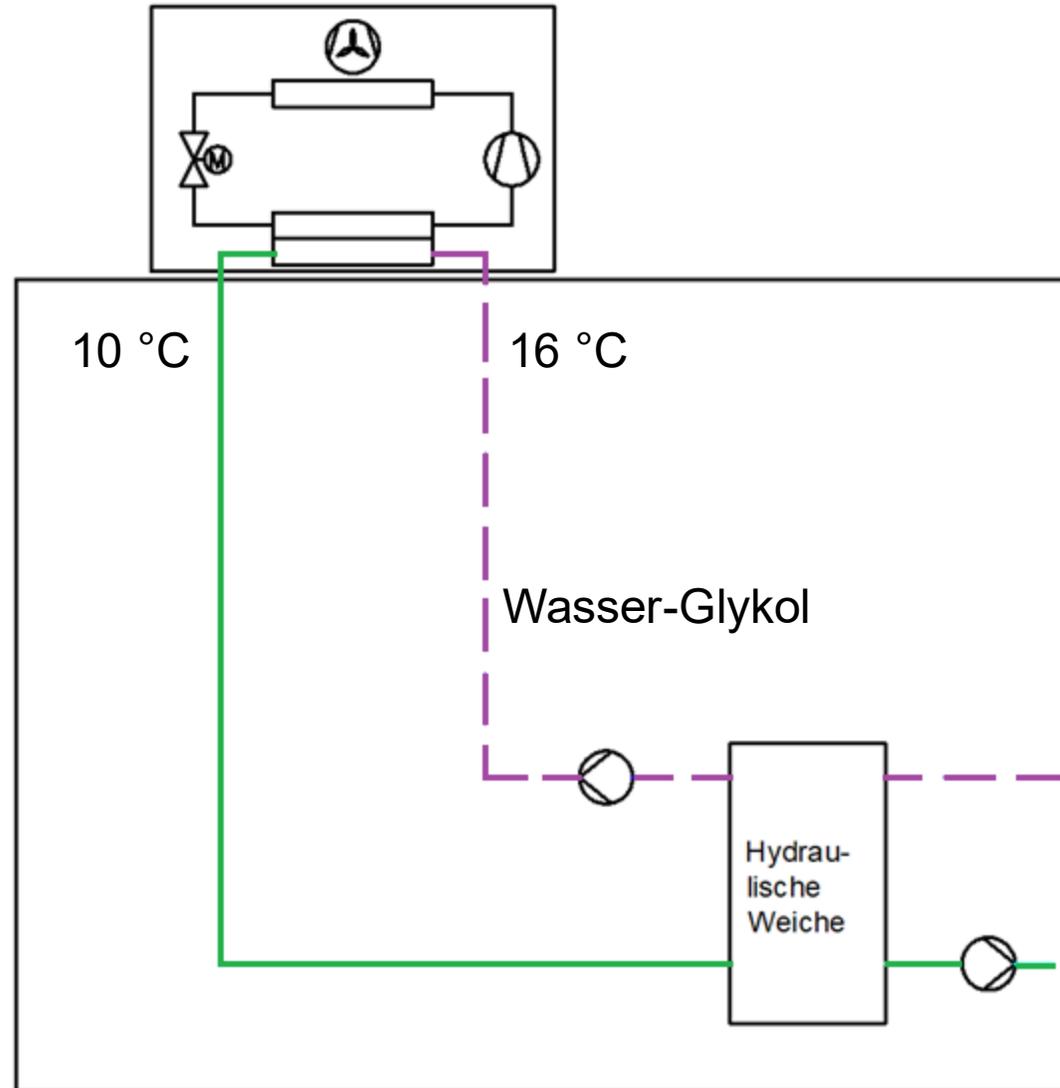
# Varianten Kaltwassererzeuger

## Flüssigkeitsgekühlter Kaltwassererzeuger



# Varianten Kaltwassererzeuger

## Kaltwassersatz luftgekühlt (Außenaufstellung)



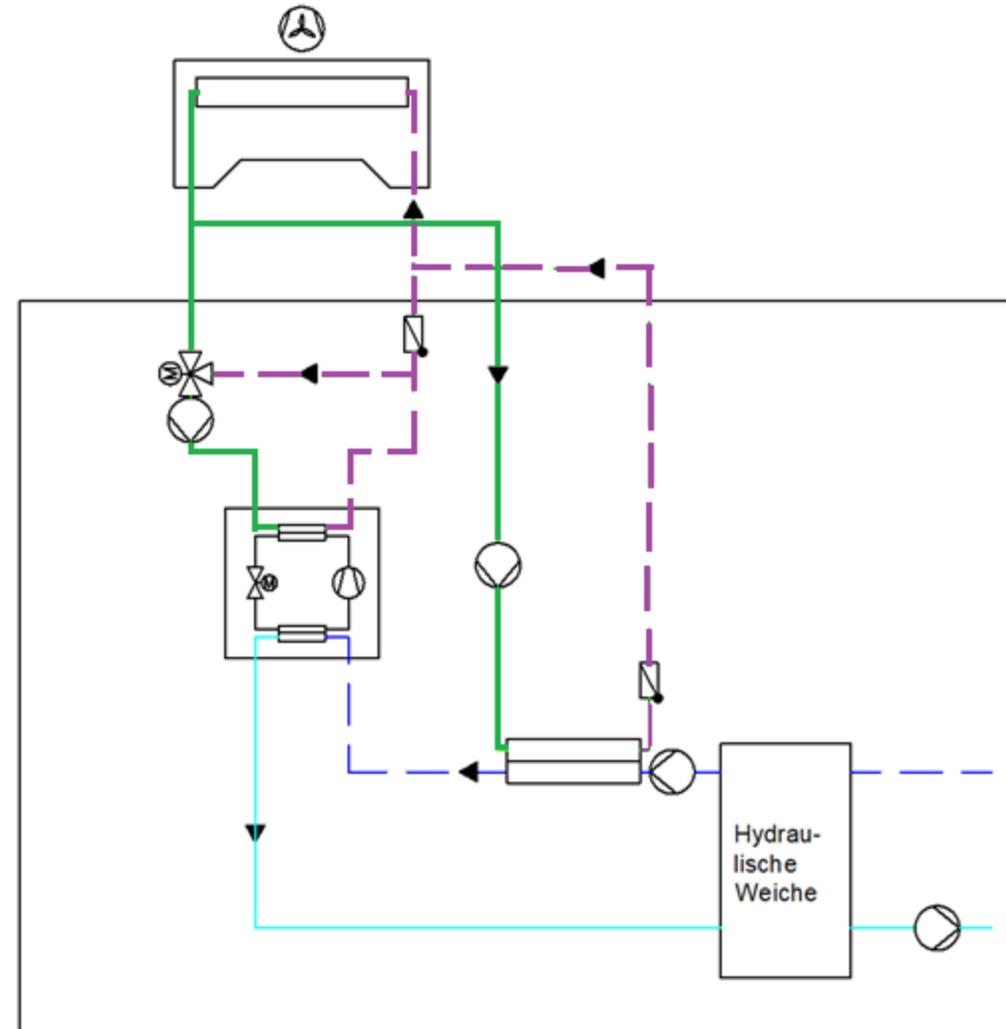
# Varianten Kaltwassererzeuger

## Systeme Kaltwassererzeugung

### Flüssigkeitsgekühlter Kaltwassererzeuger mit freier Kühlung (Innenaufstellung)

Sobald die Außentemperatur 2 K unter der Rücklauftemperatur liegt, kann der Rücklauf vor der Kältemaschine abgekühlt werden.

Falls das treibende Temperaturgefälle groß genug ist, kann die Kältemaschine abgeschaltet werden.

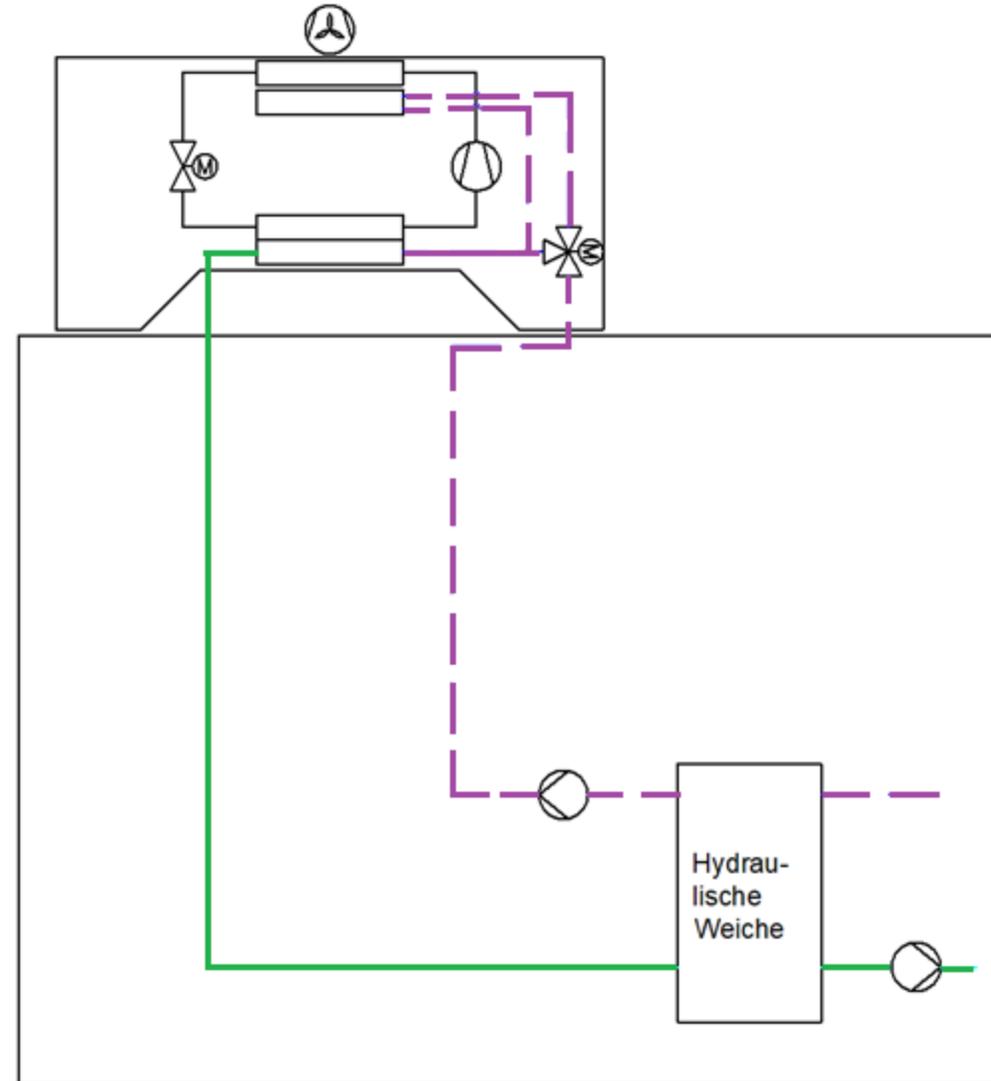


# Varianten Kaltwassererzeuger

## Systeme Kaltwassererzeugung

### Kaltwassersatz luftgekühlt mit freier Kühlung / Chiller (Außenaufstellung)

- + preiswert in der Anschaffung
- Eingeschränkte Freikühlleistung, weil im Übergangsbetrieb der Kondensationsdruck die Ventilator Drehzahl bestimmt.

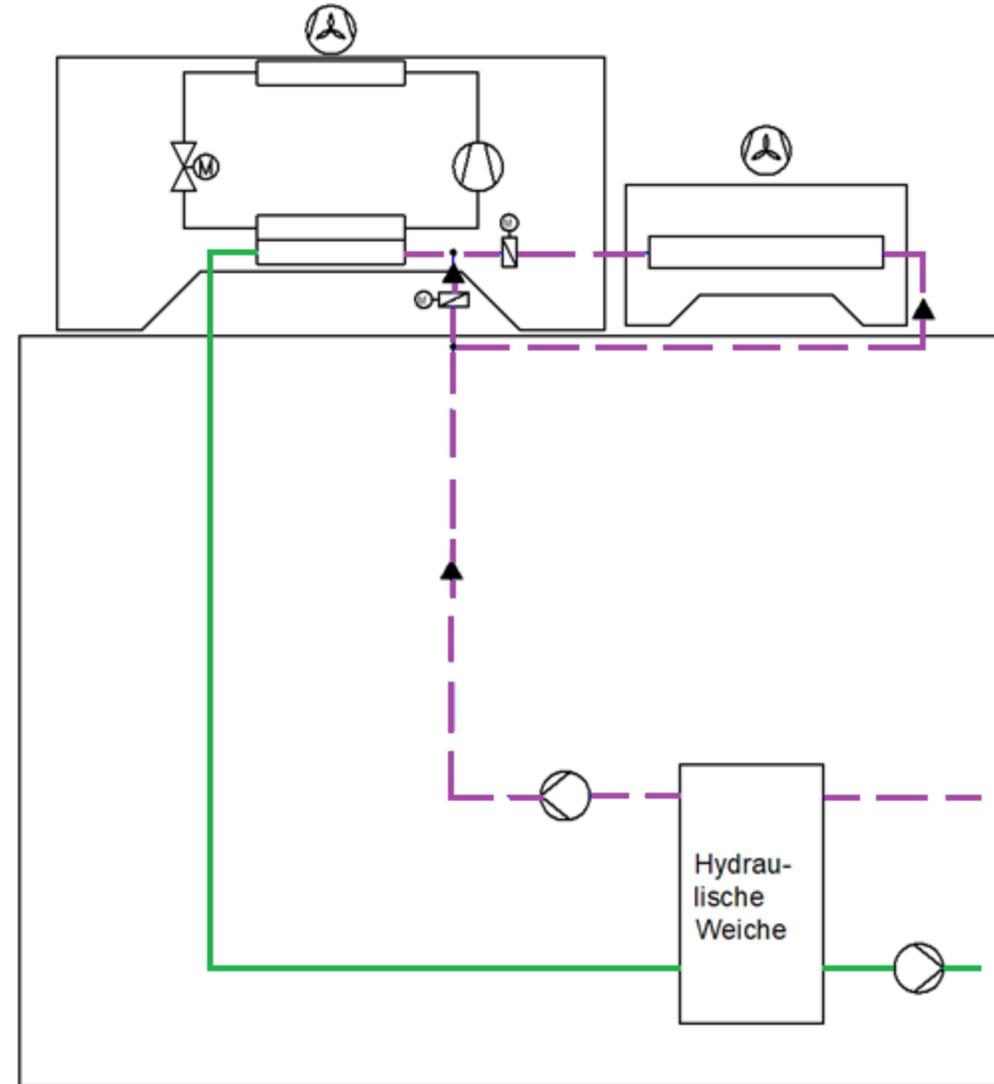


# Varianten Kaltwassererzeuger

## Systeme Kaltwassererzeugung

### Kaltwassersatz luftgekühlt mit externer freier Kühlung (Außenaufstellung)

- + Gleicht den Nachteil der Kältemaschine mit integrierter freier Kühlung aus, da der Ventilator der freien Kühlung nun nicht mehr nach der Kondensationstemperatur geregelt werden muss.



# Feuchteregelung

## Bedarfsgerechte Be- und Entfeuchtung

In den wenigsten Fällen versorgt ein zentrales Lüftungsgerät nur einen Serverraum oder -bereich.

Meist versorgt es mehrere Räume mit unterschiedlichen Feuchtelasten und unterschiedlichen Feuchteanforderungen.

Unterschiedliche Feuchtelasten können z. B. durch unterschiedliche Lage der Räume im Gebäude verursacht werden. Räume, welche an der Außenwand liegen, benötigen im Winter mehr Feuchtenachschub, weil der Wasserdampf durch die Außenwand diffundiert.

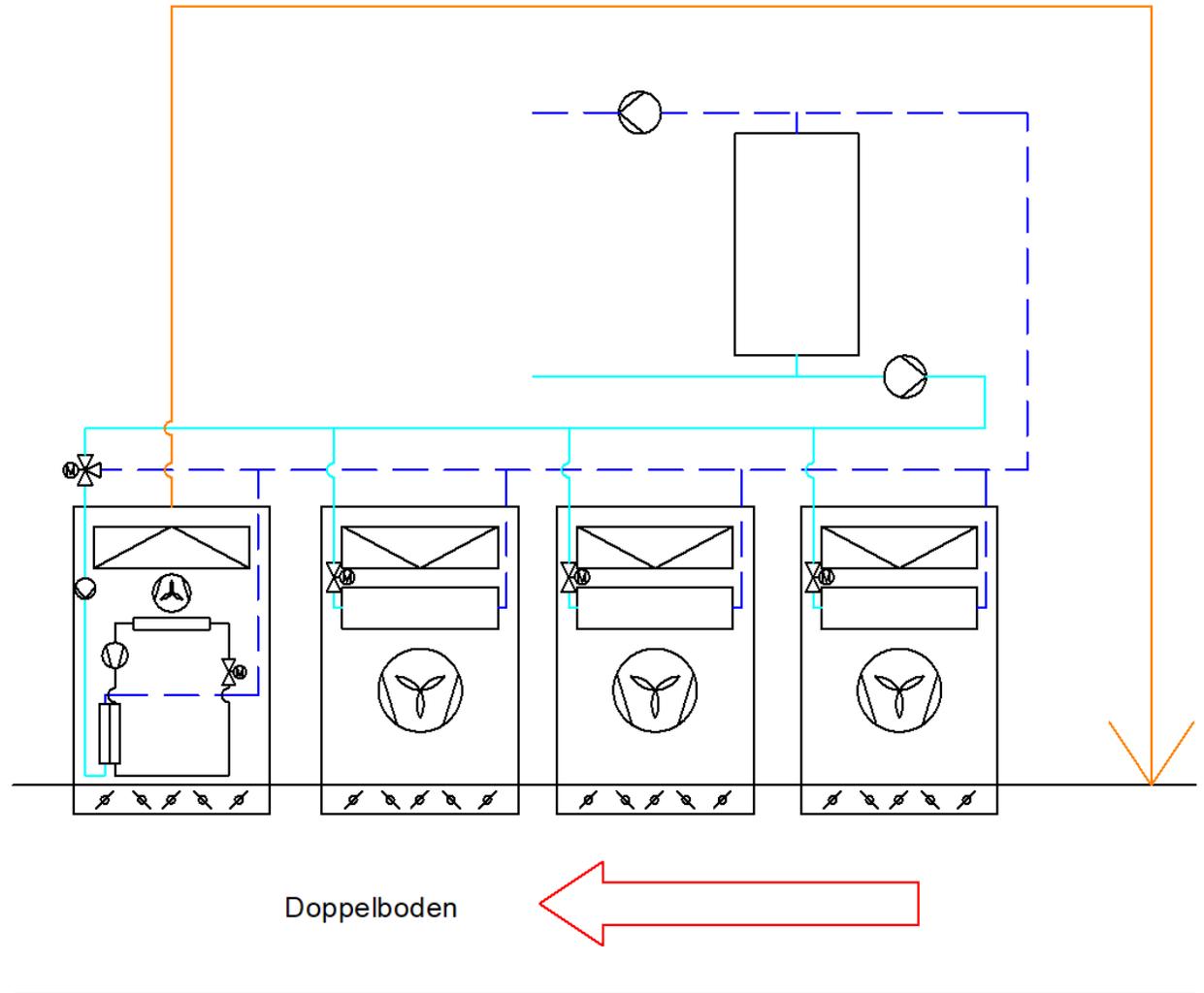
Unter Umständen ist es sinnvoll, die Feuchte bedarfsgerecht und bereichsweise zu regeln.



# Feuchteregelung

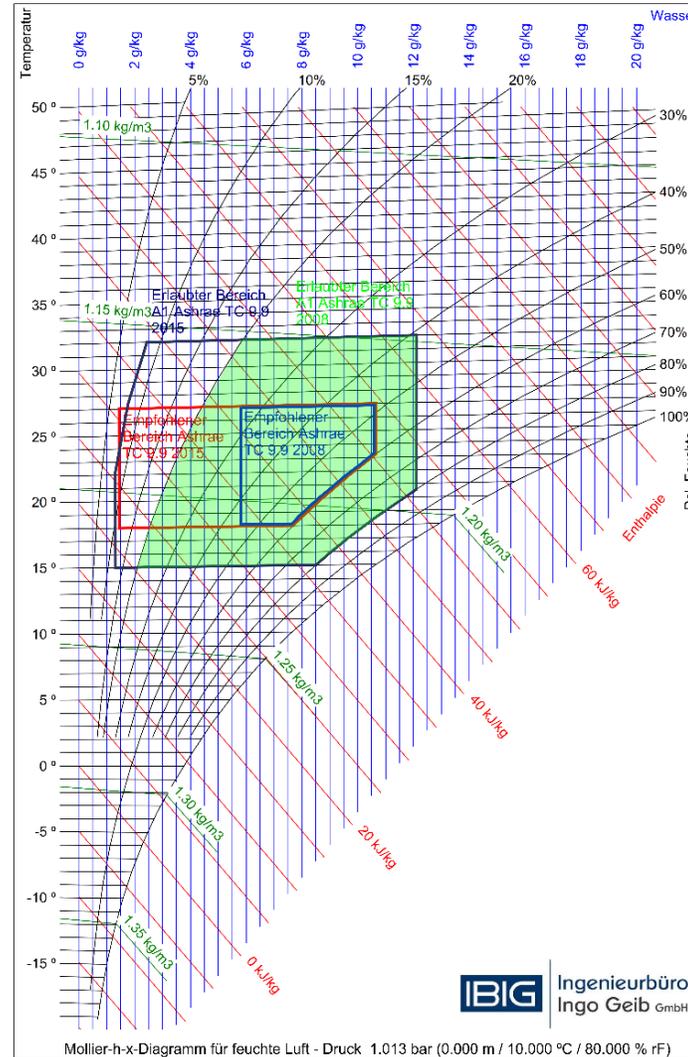
## Bedarfsgerechte Be- und Entfeuchtung

Die kalte Luft aus dem Doppelboden wird entfeuchtet und dem Doppelboden wieder zugeführt. Die Raumluft direkt zu entfeuchten macht weniger Sinn, da sie zuerst gekühlt werden müsste, um dann entfeuchtet werden zu können.



# Feuchteregelung

## Bedarfsgerechte Entfeuchtung

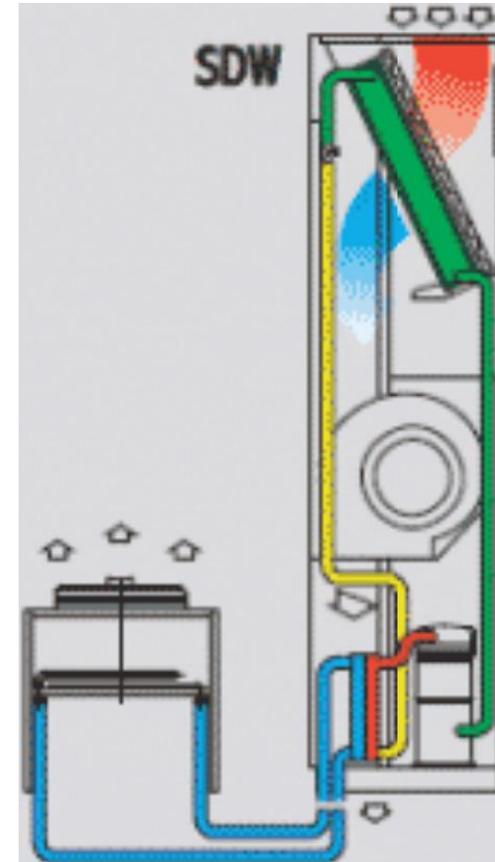


# Direktverdampfersysteme

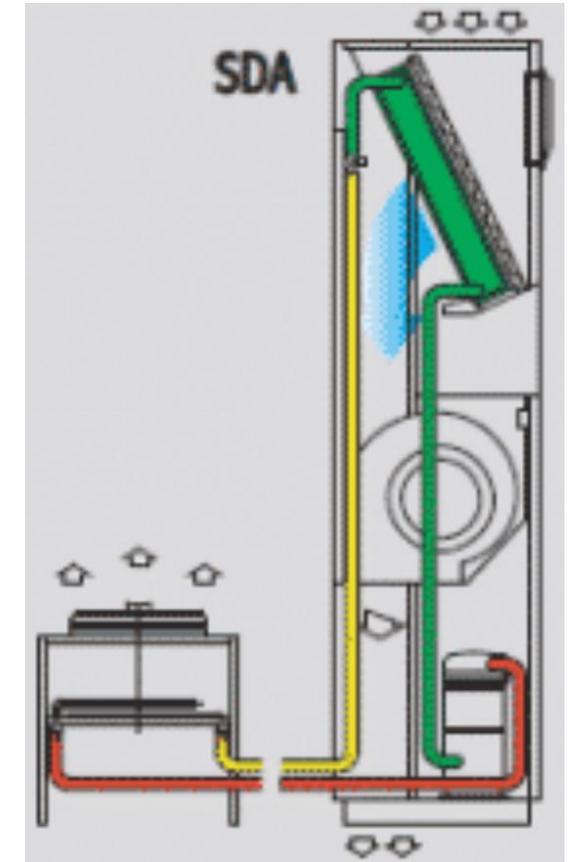
## Klimaschränke als Direktverdampfer

- + Weniger Wärmetauscher
- + In kleinen Rechenzentren kann so auf ein großes Kaltwassernetz verzichtet werden.
- Keine Möglichkeit der freien Kühlung über ein Kaltwassernetz
- Durch erhöhte Kältemittelmenge in den Räumen muss eventuell eine Notlüftung nach DIN EN 378-1 eingebaut werden.
- Auf ASR 0900 ist zu achten

Wassergekühlt



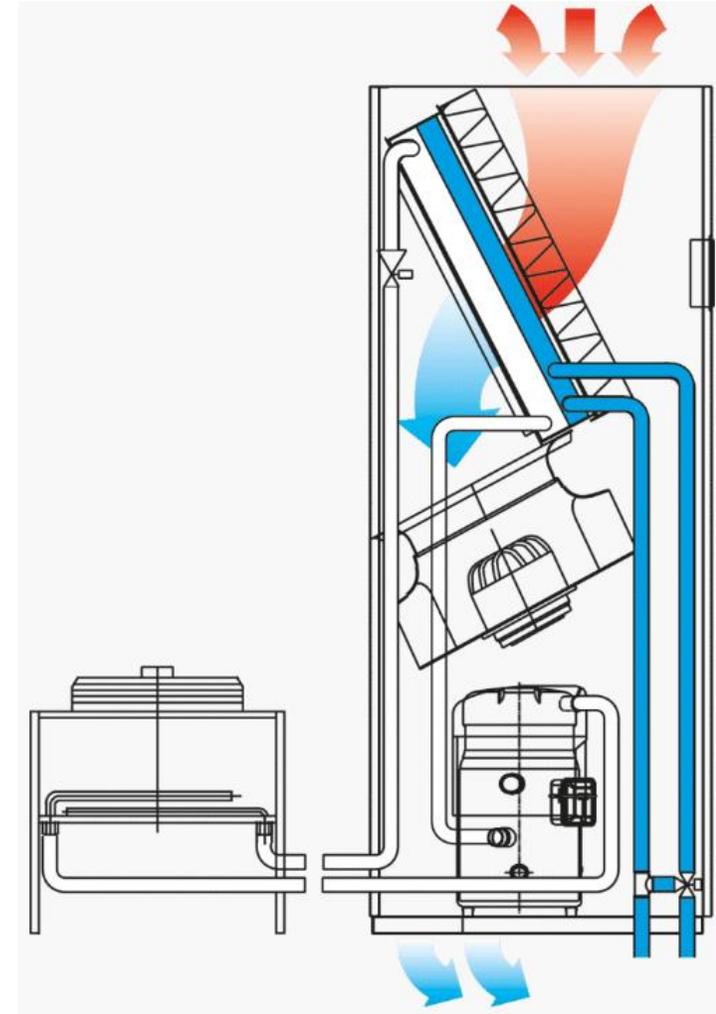
Luftgekühlt



# Direktverdampfersysteme

## Klimaschränke als Direktverdampfer mit freier Kühlung

- + Im Direktverdampf-Betrieb weniger Wärmetauscher als Flüssigkeitsgekühlter Kaltwassererzeuger
- + Möglichkeit der freien Kühlung
- Der Ventilator des Klimaschranks muss den Druckverlust von zwei Wärmetauschern überwinden
- Durch erhöhte Kältemittelmenge in den Räumen muss evtl. eine Notlüftung nach DIN EN 378-1 eingebaut werden.
- Auf ASR 0900 ist zu achten

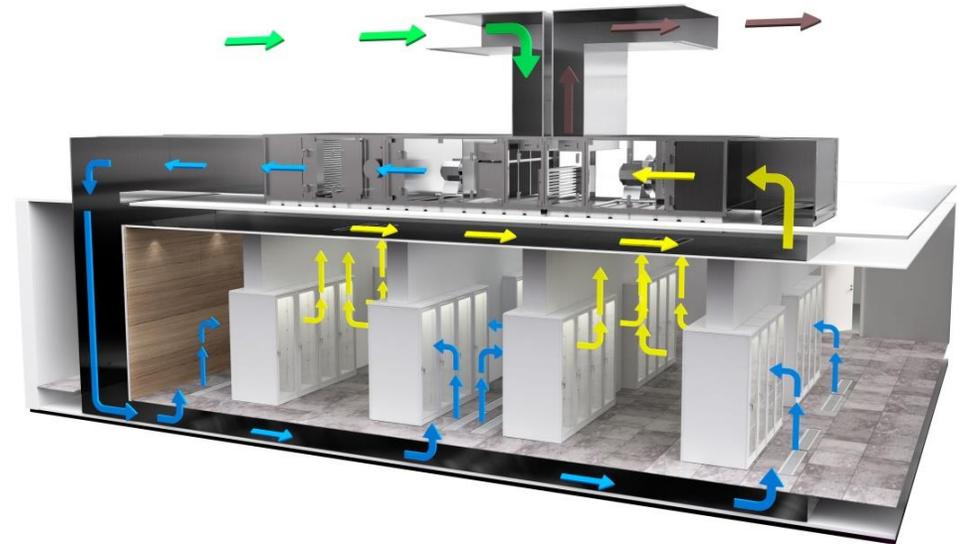


# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Direkte freie Kühlung

Bei der direkten freien Kühlung, wird die kalte Außenluft direkt in den Raum geblasen.

- Die Zuluftqualität ist nicht immer optimal. Luftfeuchten können zu hoch oder zu niedrig sein. Partikel in der Außenluft sind für moderne IT-Anlagen im Normalfall ausgesprochen schädlich.  
=> Die Aufbereitung der Außenluft ist mit einem nicht unwesentlichen Aufwand verbunden.
- Die Luftmassen sind sehr groß  
=> großes Kanalsystem  
=> große Investitionskosten.
- 100 % redundantes Kaltwassernetz nötig

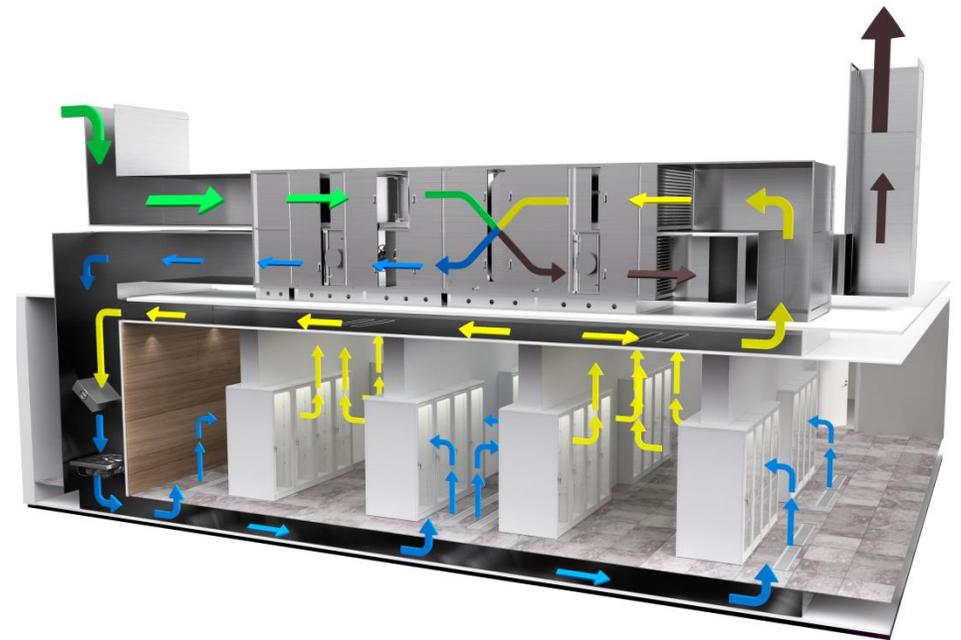


# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Indirekte freie Kühlung

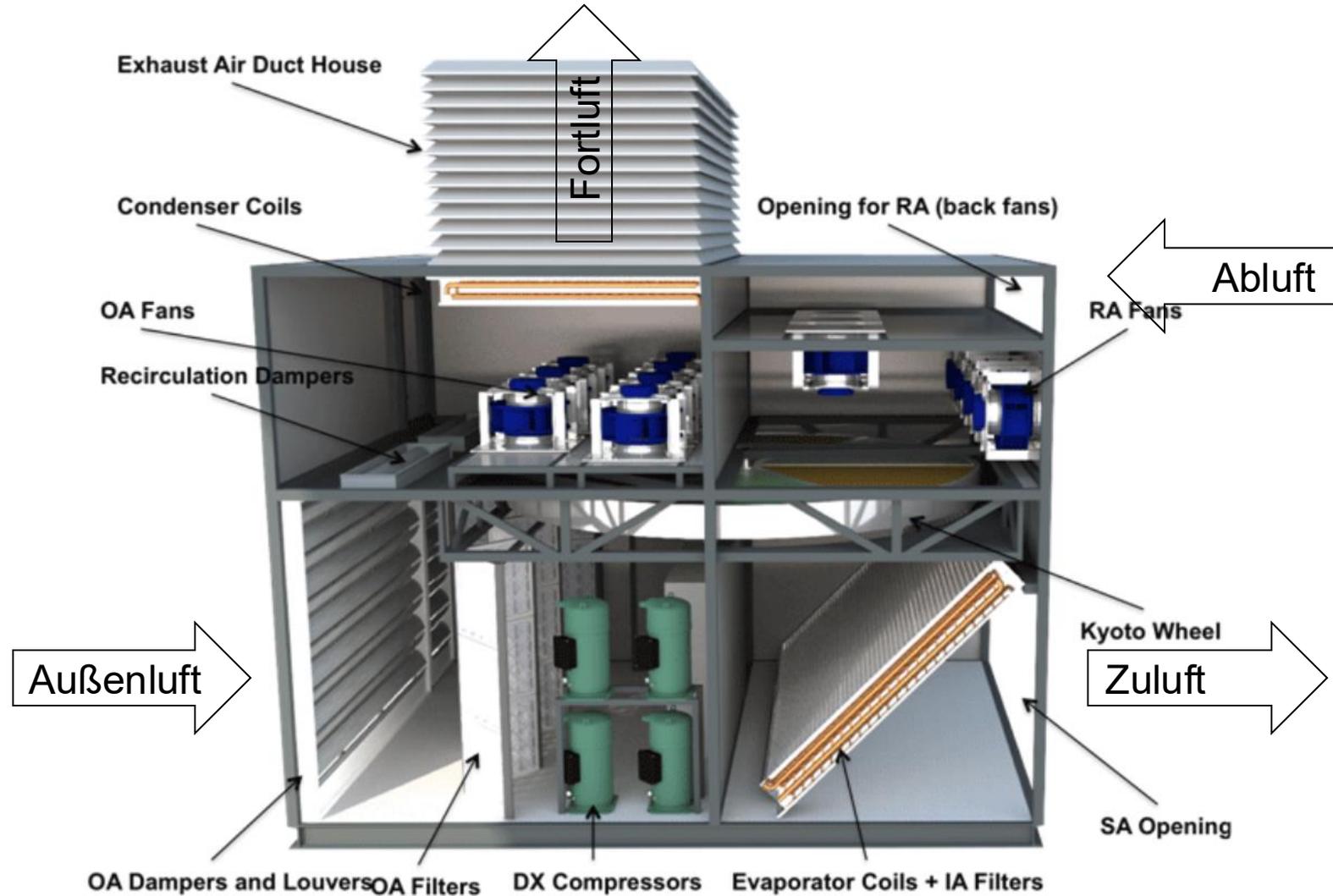
Bei der indirekten freien Kühlung wird die kalte Außenluft über einen Luft-Luft Wärmetauscher im Kreuzstrom an der warmen Raumluft vorbeigeführt. So wird keine Außenluft direkt eingeblasen und ein Eintrag von unerwünschten Partikeln ist nicht möglich.

- Durch hohe Luftmassen müssen für die Wärmetauscher vergleichbar große Standflächen geplant werden.
- 100 % redundantes Kaltwassernetz nötig



# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Kyoto-Kühlung



Quelle: Kyoto Cooling

# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Kyoto-Kühlung

Die Kyoto-Kühlung arbeitet mit dem System der indirekten freien Kühlung.

Das Kernelement der Kyoto-Kühlung ist ein Rotationswärmetauscher aus Aluminium, welcher sich langsam dreht. Die Wärme aus dem Serverraum wird über Ventilatoren am Rotationswärmetauscher vorbeigeführt, der sich in einen Nebenraum dreht und dort die Wärme wieder an die Außenluft abgibt. Da sich in diesem System ein minimaler Luftaustausch zwischen Außenluft und RZ-Luft nicht vermeiden lässt, muss die Zuluft in die Serverräume gefiltert werden. Falls das Wärmerad für die Kühlung des RZ nicht ausreicht, kann die Luft durch maschinell erzeugte Kälte nachgekühlt werden.

+ Niedrige PUE-Werte durch indirekte freie Kühlung

- Hoher Platzbedarf zur Aufstellung und für große Kanalquerschnitte
- Rechenzentrum muss aufgrund des hohen Platzbedarfs für Kyoto-Kühlung konzipiert sein. Eine Nachrüstung in Bestandsgebäuden ist nicht ohne Weiteres möglich

*Quelle: Kyoto Cooling*

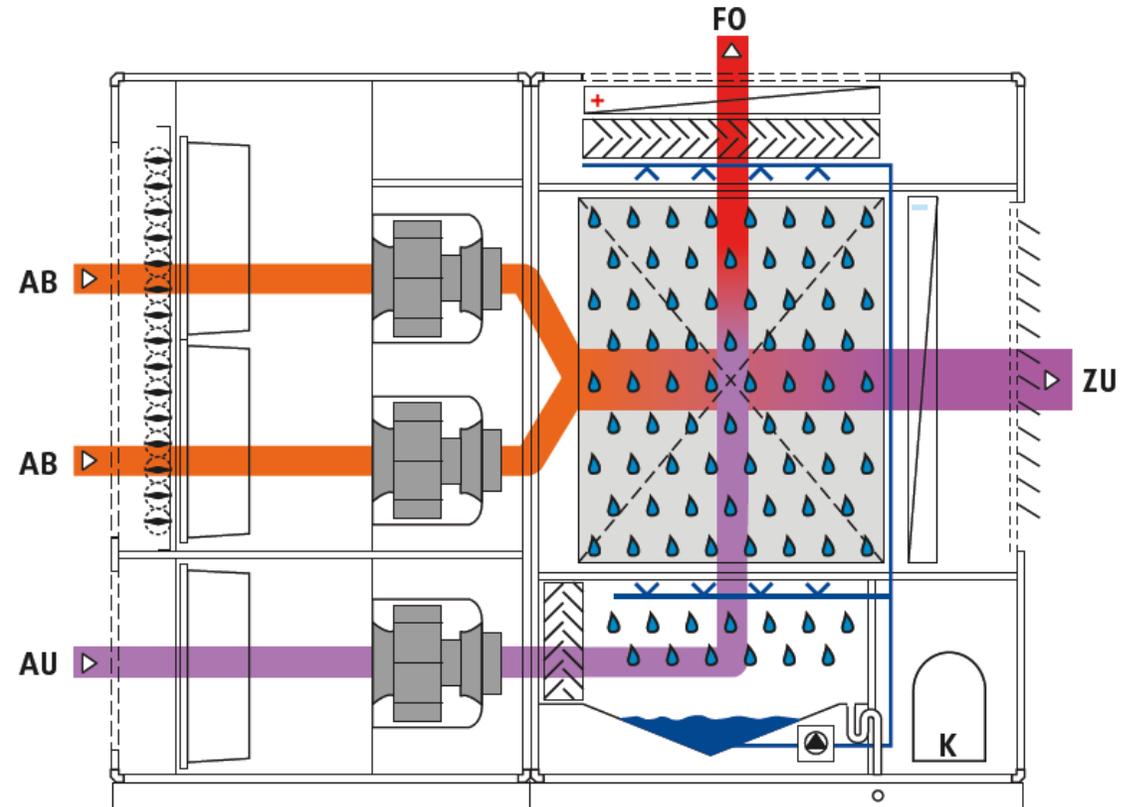


# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Menerga-Kühlung / Kühlen mit Adiabatik

### Mittlere und niedrige Außenlufttemperaturen

Da die Kühlung über die Außenluft nicht mehr ausreicht, wird die Prozessluft über die indirekte adiabate Verdunstungskühlung abgekühlt (Feuchte der Prozessluft ändert sich nicht).



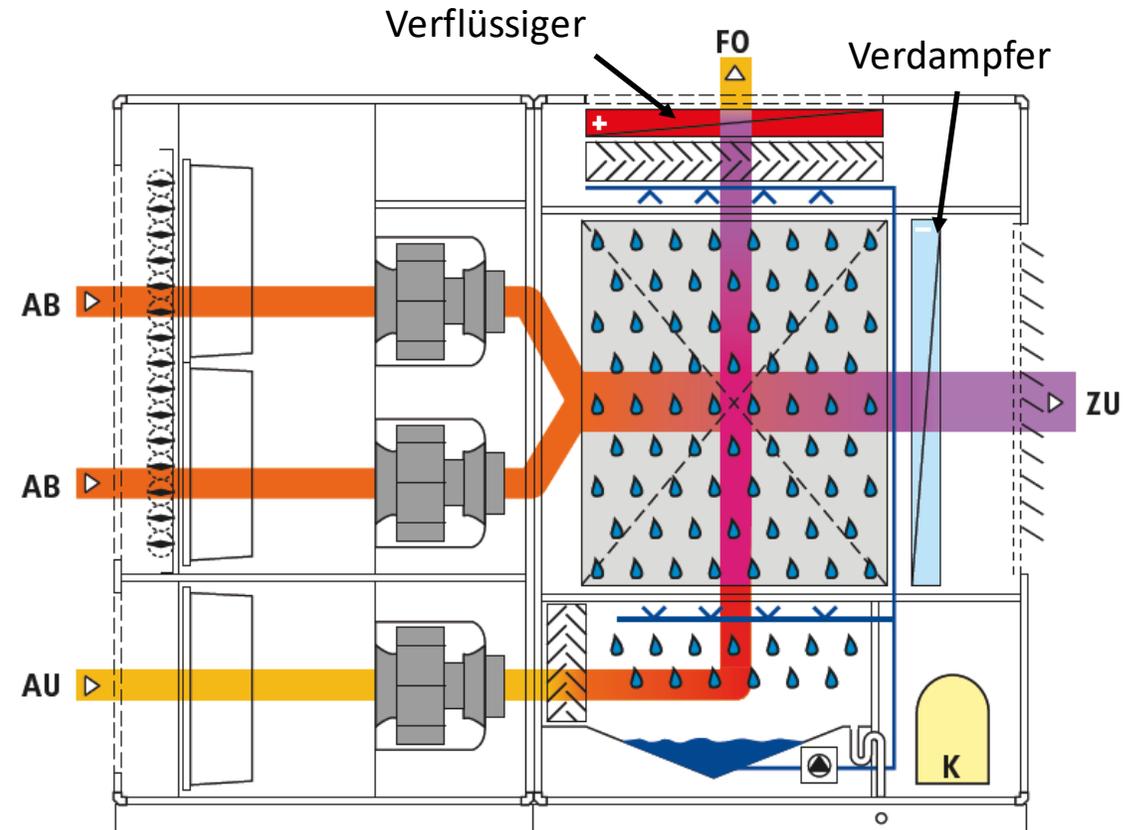
# Weitere Varianten zur Kühlung eines Rechenzentrums

## Menerga-Kühlung / Kühlen mit Adiabatik

### Hohe Außenlufttemperaturen

Bei hohen Außenlufttemperaturen wird zusätzlich zur adiabaten Verdunstungskühlung die Kompressionskälteanlage zugeschaltet

- + Gute PUE-Werte durch indirekte freie Kühlung und Nutzung von Adiabatik
- Hoher Wasserverbrauch
- Hoher Platzbedarf
- Rechenzentrum muss aufgrund des hohen Platzbedarfs für Menerga-Kühlung konzipiert sein. Eine Nachrüstung in Bestandsgebäuden ist nicht ohne Weiteres möglich



Quelle: Menerga GmbH

# Außenluftvolumenstrom

Um den Energieverbrauch möglichst gering zu halten, wird darauf verzichtet, mehr Außenluft als unbedingt nötig einzubringen, direkte freie Kühlung ausgenommen.

Nach anerkannten Regeln der Technik:

Die Außenluftmenge berechnet sich nach DIN EN16798-1: 2015, Außenluftmenge für Nichtwohngebäude.



# Außenluftvolumenstrom

## Berechnung Zuluftvolumenstrom nach DIN EN 16798-1:2015

Nach DIN EN 16798-1:2015 berechnet sich die Zuluft für Nichtwohngebäude mit

$$q_{tot} = n \cdot q_p + A_R \cdot q_B$$

$q_{tot}$  Zuluftvolumenstrom [l/s]

$n$  Anzahl Personen

$q_p$  Lüftungsrate für pro Person [l/s]

$A_R$  Raumfläche [m<sup>2</sup>]

$q_B$  Lüftungsrate für Schadstoffabtransport [l/sm<sup>2</sup>]

# Außenluftvolumenstrom

## Berechnung Zuluftvolumenstrom nach DIN EN 16798-1:2015

Die Lüftungsraten ( $q_B$ ) für die Gebäudeemissionen werden nach Tabelle B2.1.2-2 berechnet:

**Tabelle B2.1.2-2 — Auslegungs-Lüftungsrate zur Verdünnung von Emissionen von unterschiedlichen Gebäuden**

Kategorie	Sehr schadstoffarmes Gebäude l/(sm <sup>2</sup> )	Schadstoffarmes Gebäude l/(sm <sup>2</sup> )	Nicht schadstoffarmes Gebäude l/(sm <sup>2</sup> )
I	0,5	1,0	2,0
II	0,35	0,7	1,4
III	<b>0,2</b>	<b>0,4</b>	<b>0,8</b>
IV	0,15	0,3	0,6
Mindestwert der Gesamt-Lüftungsrate für Gesundheitszwecke	4 l/s je Person	4 l/s je Person	4 l/s je Person

Die Gesamt-Lüftungsrate darf 4 l/s je Person nicht unterschreiten.

Die DIN EN 16798 versucht den Ansprüchen der Humanklimatisierung gerecht zu werden. Für Serverräume kann daher Kategorie IV gewählt werden, abzustimmen mit dem Kunden.

# Außenluftvolumenstrom

## Berechnung Zuluftvolumenstrom nach DIN EN 16798-1:2015

**Tabelle 1 — Beschreibung der Anwendbarkeit der verwendeten Kategorien**

Kategorie	Beschreibung
I	Hohes Maß an Erwartungen; auch empfohlen für Räume, in denen sich sehr empfindliche und anfällige Personen mit besonderen Bedürfnissen aufhalten, z. B. mit einigen Behinderungen, kranke Personen, sehr kleine Kinder und ältere Personen, zur Erhöhung der Zugänglichkeit
II	Normales Maß an Erwartungen
III	Annehmbares, moderates Maß an Erwartungen
IV	Geringes Maß an Erwartungen. Diese Kategorie sollte nur für einen begrenzten Teil des Jahres angewendet werden



# Außenluftvolumenstrom

## Berechnung Zuluftvolumenstrom nach DIN EN 16798-1:2015

Da über Schadstoffbelastung durch Ausdünstung der Kabel etc. nichts bekannt ist, wird ein nicht schadstoffarmes Gebäude angesetzt.

$$q_{tot} = 2 \cdot 4 \frac{l}{s} + 500 m^2 \cdot 0,6 \frac{l}{s \cdot m^2} = 308 \frac{l}{s}$$

$$308 \frac{l}{s} \cdot 3.600 \frac{s}{h} \cdot \frac{1}{1000} \frac{m^3}{l} = 1.108,8 \frac{m^3}{h}$$

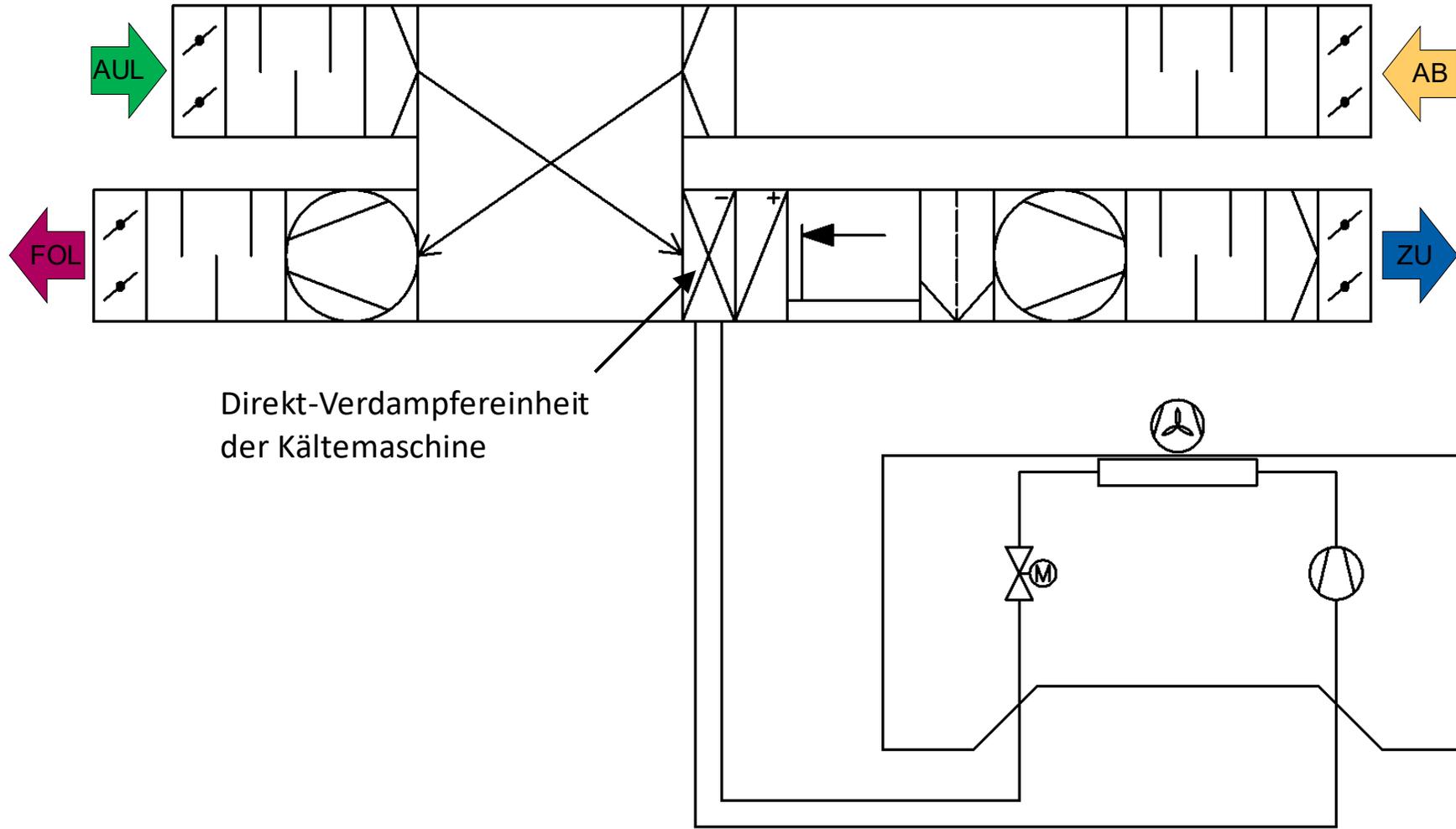
Luftwechsel bei unserem Rechenzentrum mit einer Raumhöhe von 5 m:

$$\frac{1.108,8 \frac{m^3}{h}}{500 m^2 \cdot 5 m} = 0,444 \frac{1}{h}$$

### Plausibilität

In unseren Projekten hat sich ein Luftwechsel von 0,25 pro Stunde [1/h] bewährt.

# Außenluftvolumenstrom



# Verdichter

## Hubkolbenverdichter

### Offener Hubkolbenverdichter

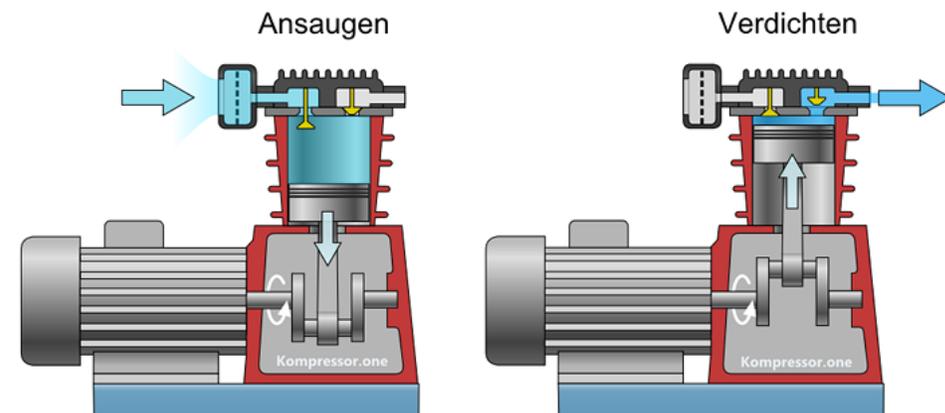
- + Langlebig
- Wellendichtung, Riemenantrieb

### Hermetischer Hubkolbenverdichter

- + Kompakte Bauweise
- + Motorabwärme teilweise für Kältekreislauf nutzbar
- + Geräuscharm
- + Geringe Investitionskosten
- Reparaturarbeiten kaum möglich

### Halbhermetischer Hubkolbenverdichter

- + Keine Wellendichtung
- + Kein Riemenantrieb
- + Motorabwärme teilweise für Kältekreislauf nutzbar



Quelle: <http://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/fluidtechnik/komponenten/358-verdichter>

# Verdichter

## Scrollverdichter

Die gegenläufige Bewegung der Spiralen verdichtet das Gas.

- + Weniger Verschleißteile
- + Geringere Schallemission
- + Unempfindlicher gegenüber Flüssigkeitsschlägen
- Brennbare Kältemittel nur bedingt möglich



Quelle: Von Kbentekik - Eigenes Werk, Gemeinfrei,  
<https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=7392300>

# Verdichter

Neuer K-Typ Verdichter

Gegendruckregelung

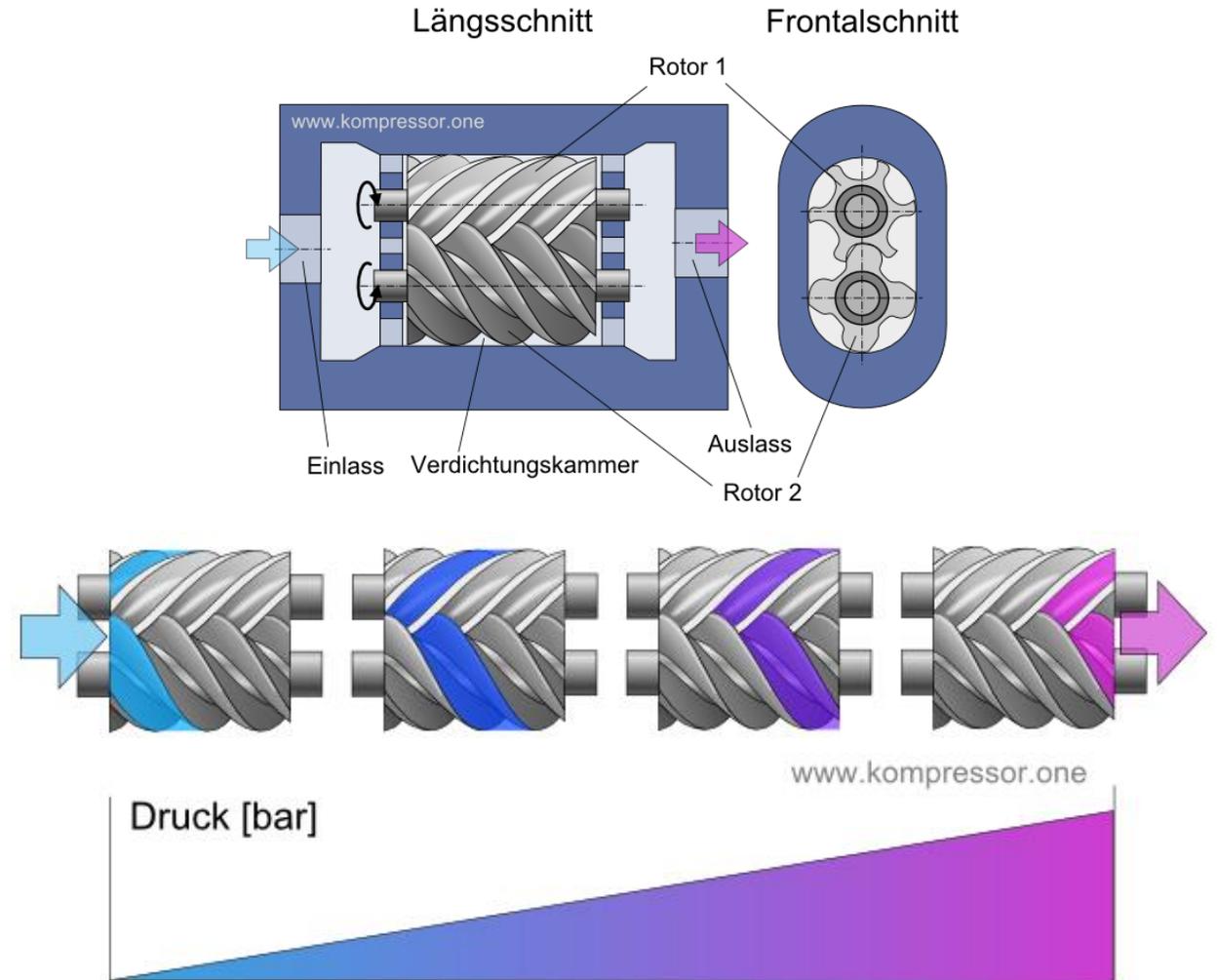


# Verdichter

## Schraubenverdichter

ab 150 kW

- + hohe Laufruhe
- + keine Ventile
- + unempfindlich gegenüber Flüssigkeiten
- + von 25 % ...100% stufenlos regelbar
- großer Öldurchsatz



Quelle: <http://www.kompressor.one/07-seiten/5150-schraubenkompressor.php>

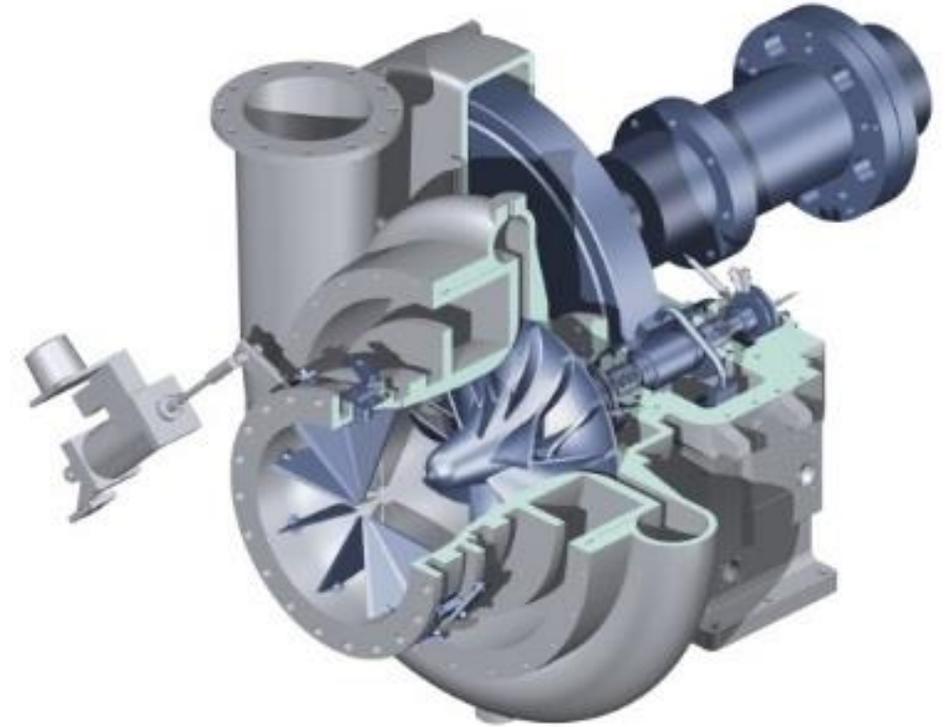
# Verdichter

## Turboverdichter

Funktionsweise wie umgekehrte Turbine.

Das gasförmige Medium wird durch Beschleunigung im Laufrad verdichtet. Die kinetische Strömungsenergie bewirkt die Druckerhöhung im Diffusor.

- + von 15 %... 100% stufenlos regelbar
- + großer Volumenstrom
- + hohe Leistungszahl
- + geringer Anlaufstrom
- + geringes Gewicht
- kleiner Verdichtungsenddruck
- Überschreitung der Pumpgrenze führt zu Schäden am Verdichter



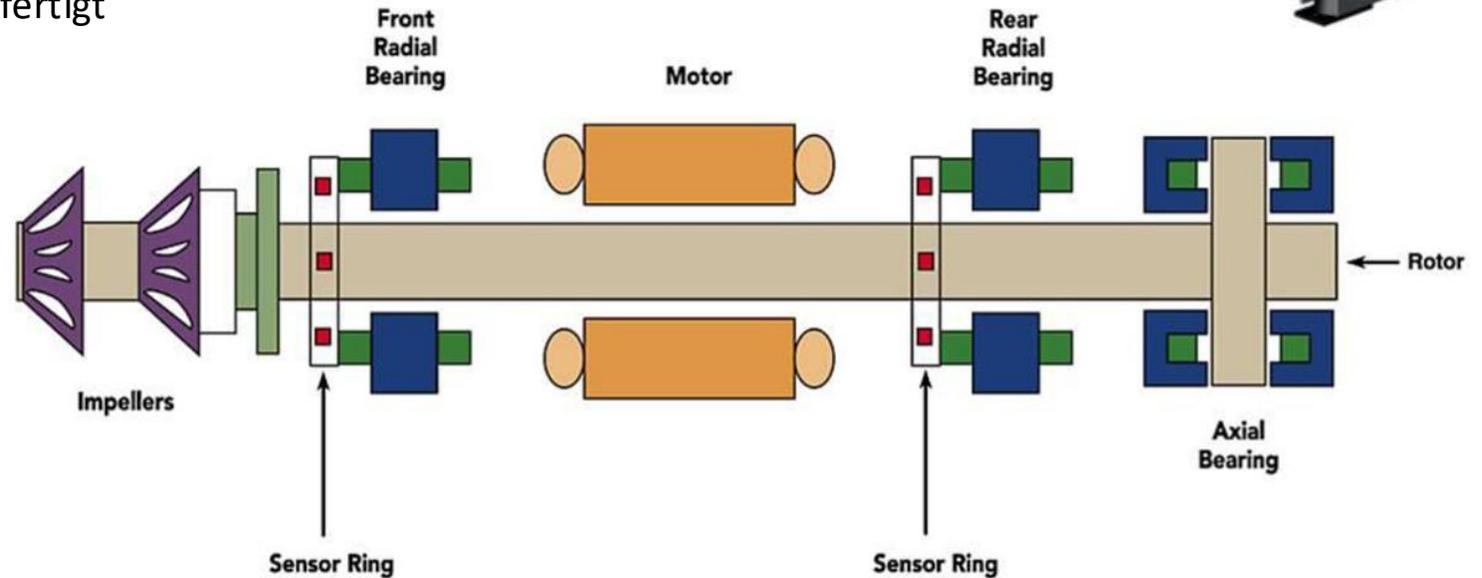
Quelle: <https://www.energy.siemens.com/hq/de/verdichtung-expansion/produktlinien/einstufige-verdichter/stc-go.htm>

# Verdichter

## Ölfreier Magnet-Turboverdichter (Turbocor™)

Funktionsweise wie Turboverdichter, aber ohne Schmieröl und höhere Betriebssicherheit durch Minimierung der beweglichen Teile

- + erreicht derzeit die technisch höchsten Leistungszahlen
- + wird seit 2007 nur in Tallahassee, Florida (USA), durch Danfoss Turbocor Compressors gefertigt



Quelle: [www.opk.de/fileadmin/daten/Turboverdichter\\_Allgemein\\_Prospekt/02\\_04](http://www.opk.de/fileadmin/daten/Turboverdichter_Allgemein_Prospekt/02_04)

# Nutzung der „ABWÄRME“ außerhalb der Rechenzentren

# Abwärmennutzung nach dem EnEFG

Unternehmen sind verpflichtet Abwärme zu vermeiden und auf die technische unvermeidbare Abwärme zu reduzieren

Abwärme, soweit möglich und zumutbar, soll durch Maßnahmen und Techniken wiederverwendet werden; nicht auf Anlage beschränkt

Unternehmen müssen Auskunft über anfallende Abwärme geben, an Wärmenetzbetreiber o.Ä.

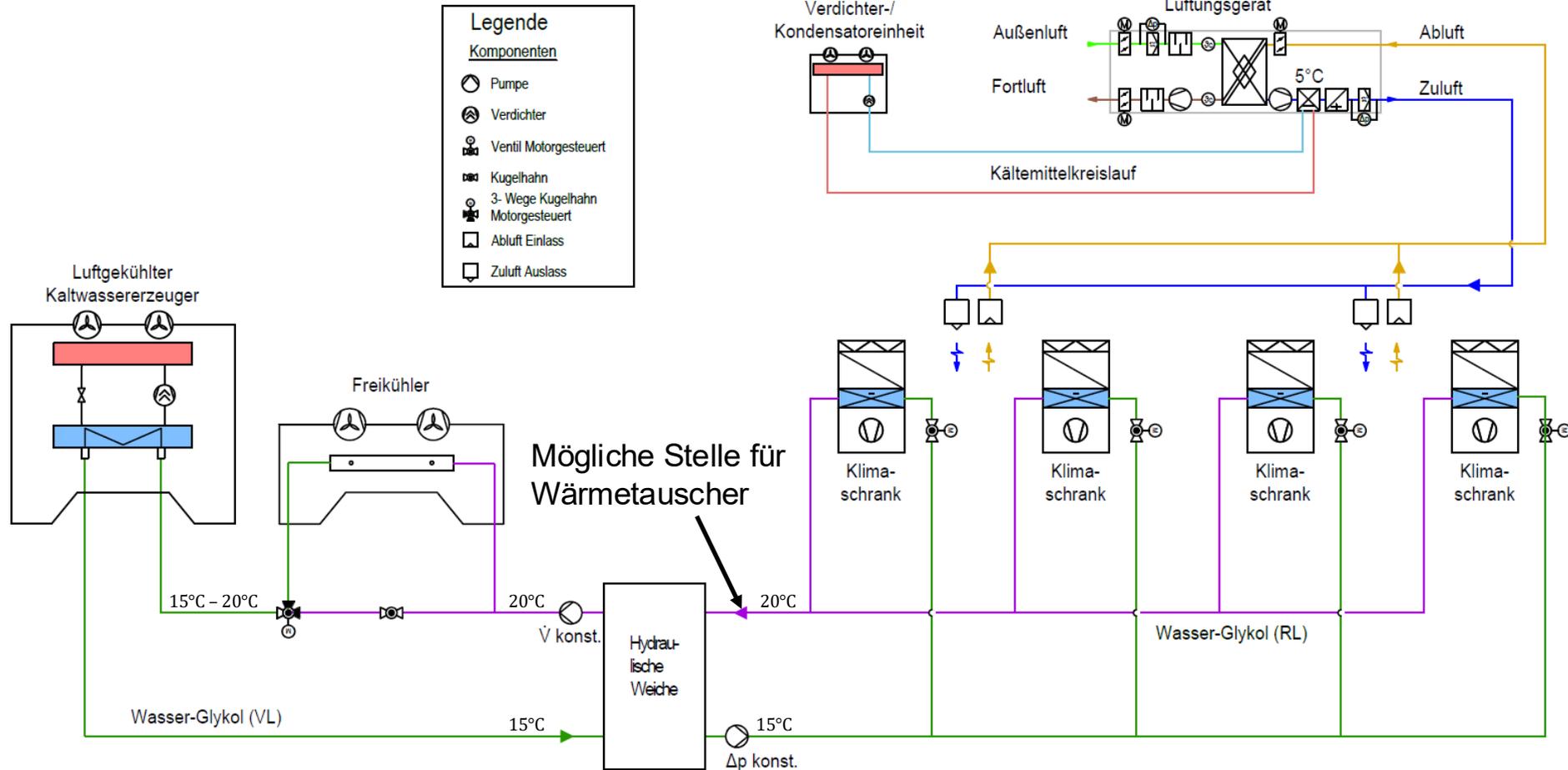
Diese Wärmenetzbetreiber sind aber nicht verpflichtet diese anzunehmen

Rechenzentren, welche ab dem 01.07.2026 in Betrieb gehen, müssen mind. 10% wiederverwendete Energie aufweisen, dies steigt ab 01.07.2027 auf 15% und ab 01.07.2028 sogar auf 20%

Ausnahmen werden gewährt, wenn bspw. kein Abnehmer für die Abwärme gefunden wurde

# Anlagenaufbau

## Schema typischer Anlagenaufbau im Rechenzentrum



# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

## Beispielrechnung:

Fläche Rechenzentrum	Abwärme Rechenzentrum	gewonnene Heizleistung	
10.000 m <sup>2</sup>	· 500 $\frac{W}{m^2}$	= 5.000.000 W	
		<hr/>	
		50 $\frac{W}{m^2}$	∅ benötigte Heizleistung Wohngebäude
		=	
1.000	· 100 m <sup>2</sup>	= 100.000 m <sup>2</sup>	heizbare Fläche
Anzahl Wohnungen	∅ Fläche Wohnung		

# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

## Nahwärmeversorgung

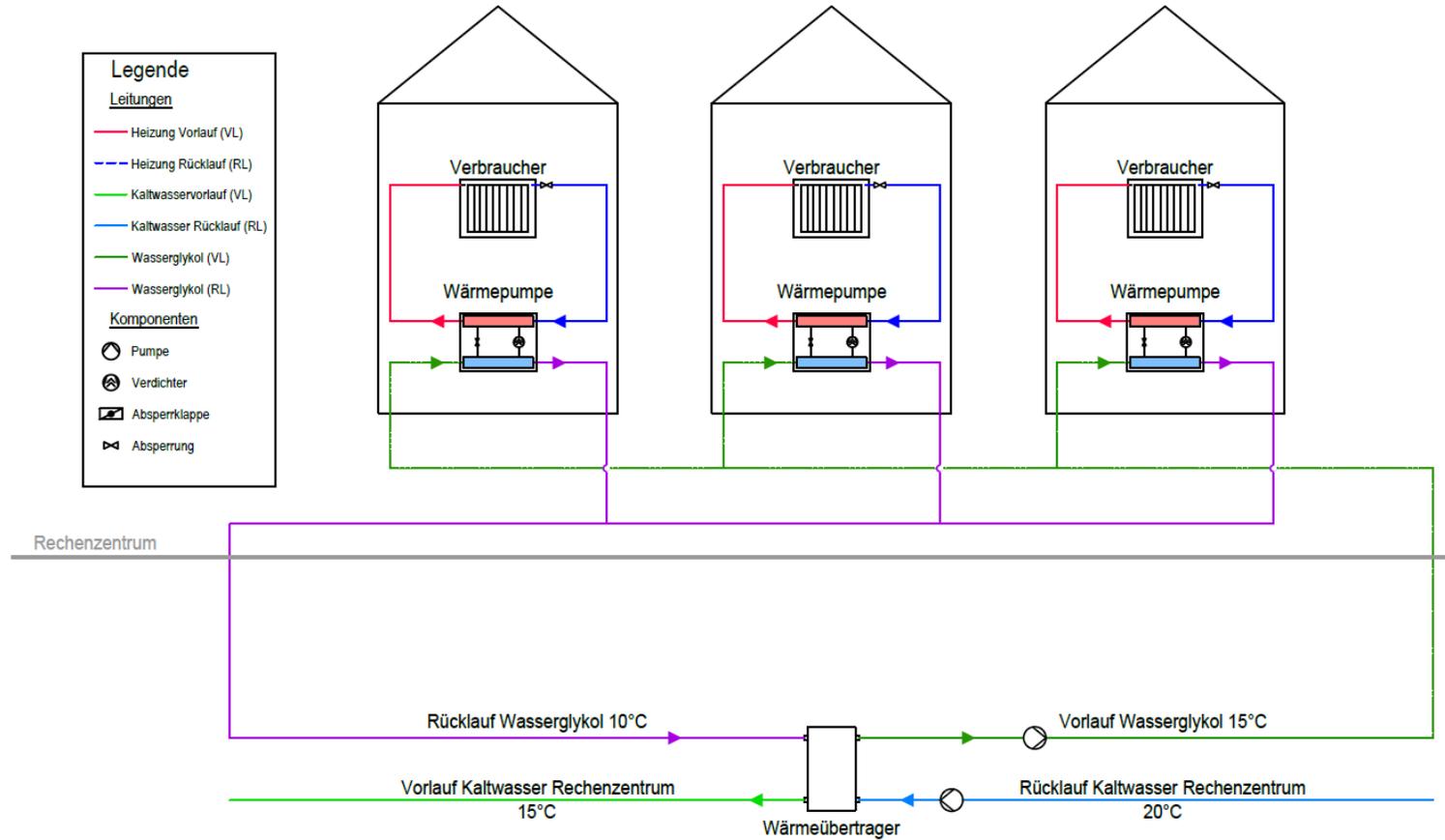
Bei der Nahwärmeversorgung stehen zwei Verfahren zu Verfügung.

1. Zu Verfügung stellen einer Wärmequelle auf niedrigem Temperaturniveau.

Hierbei wird vom höchsten Temperaturniveau im Rechenzentrum, also dem Rücklauf von den Verbrauchern zu den Kaltwassererzeugern ein Wärmetauscher installiert, der über ein Rohrnetz die Verbraucher mit einer Wärmequelle versorgt. Die Verbraucher schließen an dieses Rohrnetz Wasser-Wasser-Wärmepumpen an und kühlen das Wasser ab, bevor es zurück ins Rechenzentrum kommt. Für die Nutzer hat dies den Vorteil, dass Wasser-Wasser-Wärmepumpen mit einer Wärmequelle auf hohem Temperaturniveau wesentlich effektiver sind als z.B. Luft-Wasser-Wärmepumpen.

# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

## Nahwärmeversorgung



# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

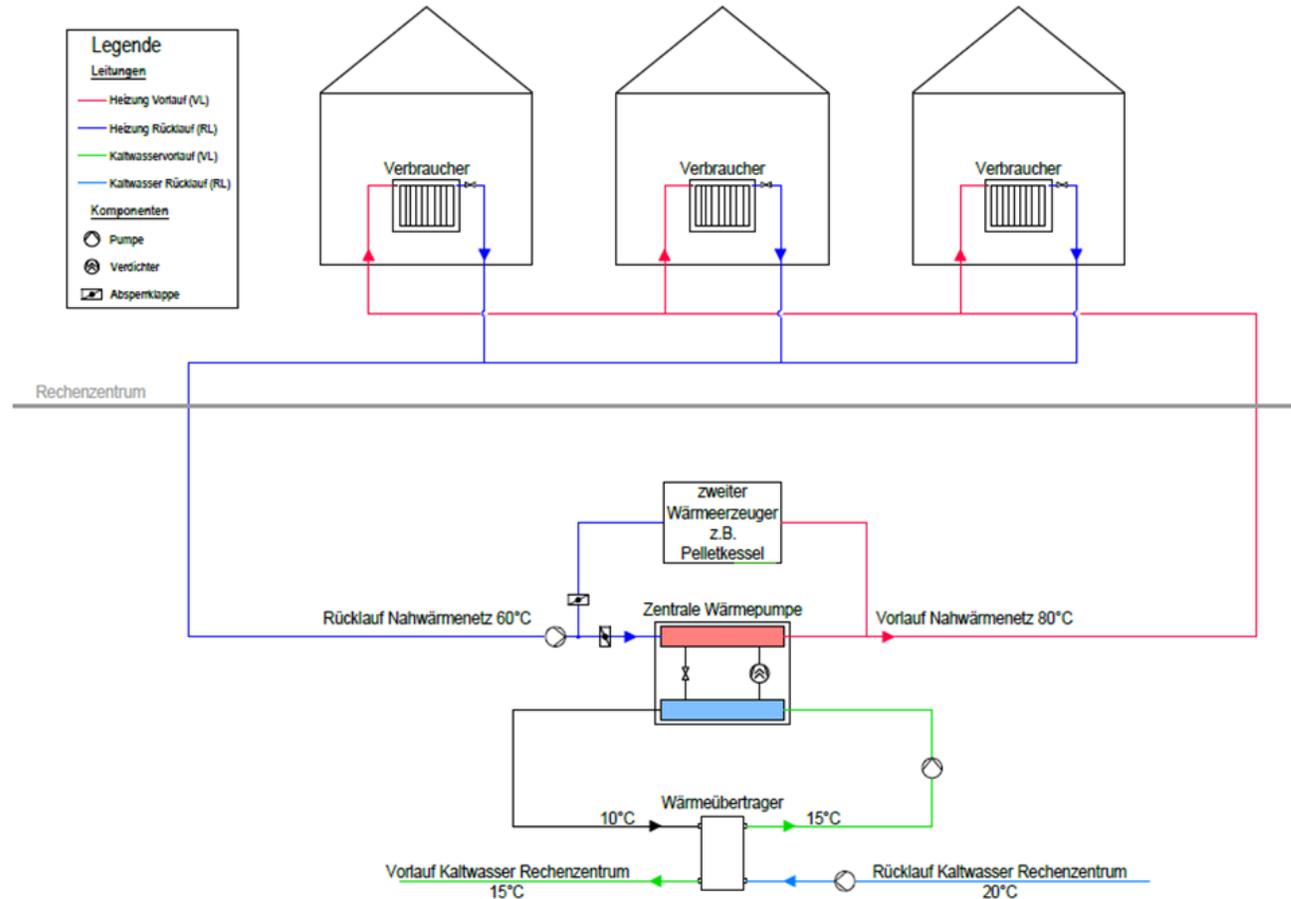
## Nahwärmeversorgung

### 2. Zu Verfügung stellen von Wärme auf hohem Temperaturniveau.

Der Anlagenaufbau gleicht dem vorgenannten Prinzip. In den Rücklauf von den Verbrauchern zu den Kaltwassererzeugern wird ein Wärmetauscher installiert, der der Verdampferseite einer Wasser-Wasser-Wärmepumpe als Wärmequelle dient. Auf der Kondensatorseite wird Heizungswasser produziert, das direkt von den Verbrauchern genutzt werden kann.

# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

## Nahwärmeversorgung



# Nutzung der Abwärme außerhalb des Rechenzentrums

## Direkte wassergekühlte Racks / Prozessoren

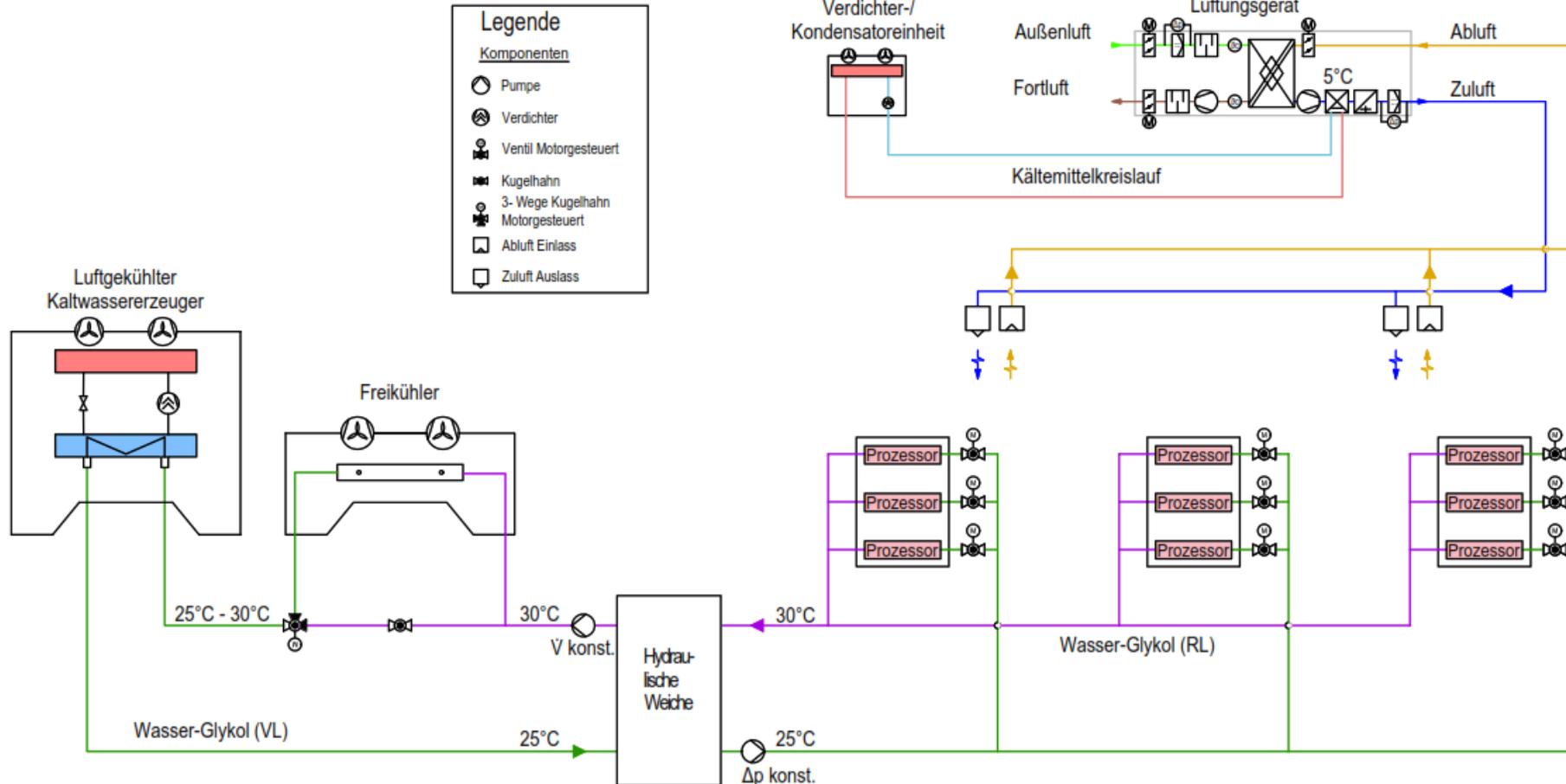
3. Ein hohes Energieeinsparpotential bieten wassergekühlte Racks / Prozessoren.

Das Einsparpotential liegt zum einen in den höheren Kühlwassertemperaturen und zum anderen in dem Wegfall der Komponenten für den Tausch von Wasser auf Luft.



# Anlagenaufbau

## Wassergekühlte Prozessoren



# Volumenstrommessung

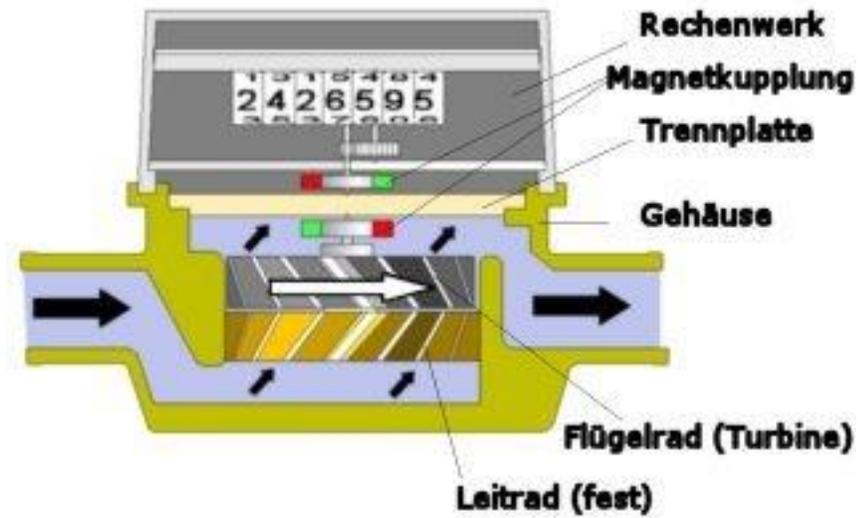
## Flügelradzähler

Klassischer Hauswasserzähler

Das fließende Medium treibt ein Flügelrad an, welches seine Drehbewegung berührungslos und rückwirkungsfrei auf einen am Gehäuse angebrachten magnetfeldgesteuerten Impulsgeber überträgt. Dieser kann eine Wasseruhr antreiben oder verwandelt den Durchfluss in ein Frequenzsignal, welches in der MSR weiter verarbeitet werden kann.

Temperaturbereich: + 2 bis + 90 °C

Koaxialzähler



Quelle: [www.ibey.de/ibia/ibia/service/mehrstrahl.htm](http://www.ibey.de/ibia/ibia/service/mehrstrahl.htm)

# Verbrauchsmessung

## Magnetisch-induktiver Durchflussmesser

Die Messtechnik beruht auf dem Faradayschen Gesetz der elektromagnetischen Induktion.

### Aufbau

Ein magnetisch-induktiver Durchflussmesser besteht aus einem Messrohr aus Metall, das senkrecht durch ein mittels Spulen erzeugtes Magnetfeld durchsetzt ist. In dem Magnetfeld befinden sich (mindestens) zwei am Messrohr gegenüberliegend, quer zum Magnetfeld angeordnete Messelektroden. Das metallische Messrohr ist mit einer elektrisch isolierenden Innenbeschichtung oder Auskleidung versehen.

### Funktion

Die in der leitfähigen Flüssigkeit vorhandenen Ladungsträger, Ionen oder geladene Teilchen, werden durch das Magnetfeld abgelenkt: die positiven Ladungsträger zum Beispiel nach links, die negativen nach rechts. An den senkrecht zum Magnetfeld angeordneten Messelektroden entsteht durch die Ladungstrennung eine Spannung, die mit einem Messgerät (Auswertegerät) erfasst wird. Die Höhe der gemessenen Spannung ist proportional der Strömungsgeschwindigkeit der Ladungsträger, d. h. zu deren Fließgeschwindigkeit.

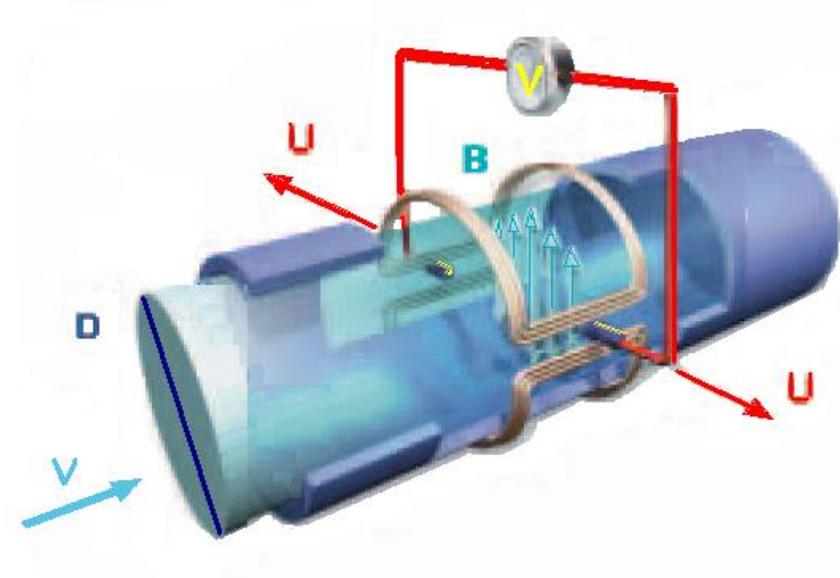
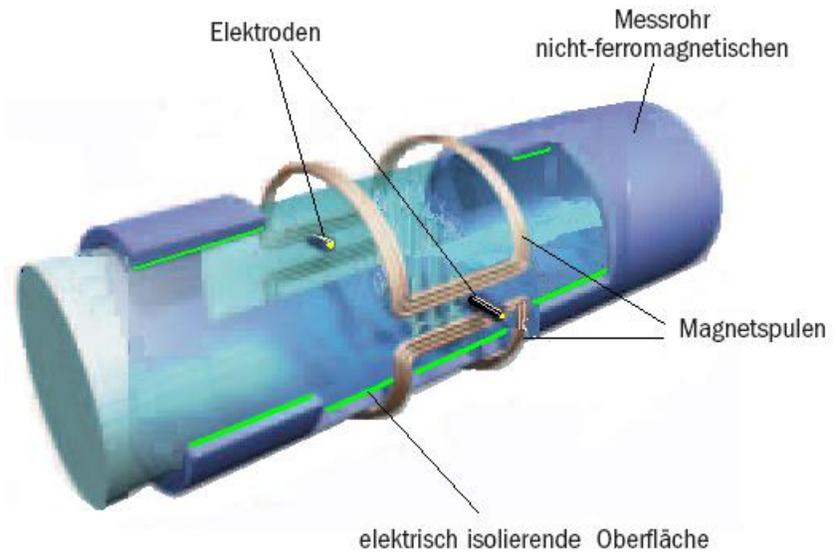
**Temperaturbereich - 10 bis + 200 °C**

Quelle: [www.msr.uni-bremen.de/download/MSGGrundlagenInduktiv.pdf](http://www.msr.uni-bremen.de/download/MSGGrundlagenInduktiv.pdf)



# Verbrauchsmessung

## Magnetisch-induktiver Durchflussmesser



Quelle: Alfaomega, (CC) BY-SA 3.0 de, [www.wikipedia.org](http://www.wikipedia.org)

# Verbrauchsmessung

## Ultraschall-Durchflussmesser

Diese Durchflussmeseinrichtung besteht gemäß der grundlegenden DIN 1319 aus zwei Teilen, dem eigentlichen Messaufnehmer (Ultraschallsensor) sowie einem Auswerte- und Speiseteil (Transmitter oder Messumformer). Es gibt verschiedene Messverfahren.

### Doppler-Verfahren

Bei der Doppler-Ultraschallmessung wird ein Signal ausgestoßen, welches von Reflexionspunkten (Verschmutzung, Luftbläschen) reflektiert wird. Im reflektierten Signal wird die Frequenzverschiebung gemessen und so die Fließgeschwindigkeit bestimmt.

### Stroboskop-Verfahren

Das Stroboskop-Messverfahren ist ähnlich dem Dopplerverfahren mit reflektierten Schallsignalen von bewegten Partikeln. Im Gegensatz zum Dopplerverfahren wird nicht die Frequenzverschiebung des Schallsignals ausgewertet, sondern die Zeit gemessen, die ein Partikel zum Durchlaufen einer definierten Wegstrecke in einem Schallkegel benötigt. Die Ultraschallimpulse werden in kurzer und schneller Folge hintereinander ausgestrahlt (vgl. Strobolicht).

# Verbrauchsmessung

## Ultraschall-Durchflussmesser

### Driftverfahren

Beim Driftverfahren wird senkrecht zur Strömung des zu messenden Mediums ein kontinuierliches Ultraschallsignal abgestrahlt. Die Intensitätsverteilung wird durch das Medium entsprechend der Strömungsrichtung abgelenkt. Aus der relativen Intensitätsverteilung des Ultraschallsignals auf die gegenüberliegenden Empfänger kann die relative Strömungsgeschwindigkeit ermittelt werden.

### Laufzeitdifferenzmessung

Die Laufzeit-Differenzmessung basiert auf der physikalischen Tatsache, dass sich Schallwellen in Fließrichtung eines Mediums schneller ausbreiten als in entgegen-gesetzter Richtung ( $v_{AB} > v_{BA}$ ). Genauso verhalten sich die Ultraschallwellen. Die Laufzeiten  $t_{AB}$  und  $t_{BA}$  werden kontinuierlich gemessen.

Die Laufzeit-Differenz ( $t_{BA} - t_{AB}$ ) der beiden Ultraschallwellen ist direkt proportional zur mittleren Fließgeschwindigkeit ( $v_m$ ) des Mediums.

Das Durchflussvolumen pro Zeiteinheit ist das Ergebnis aus der mittleren Fließgeschwindigkeit ( $v_m$ ), multipliziert mit dem Rohrquerschnitt.

### Temperaturbereich - 170 bis 500 °C



# Auslegungstemperaturen für Rechenzentren

t/x	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	Summe	Kumuliert	
39																						0	0
38																						0	0
37																						0	0
36							1															1	1
35							1	1	1	1												4	5
34						1		4	3	2	1				1							12	17
33							1	5	3	9	5	3	3	1	1							31	48
32							2	7	15	9	13	15	9	3	1	1						75	123
31							3	7	10	20	21	14	15	7	5	1	1	1				105	228
30						4	2	8	14	19	29	30	18	12	5	5	1	1				148	376
29						3	6	11	30	30	43	41	28	21	9	4	1					227	603
28						1	11	19	37	53	61	70	53	32	14	6	3					360	963
27					1	5	15	33	49	79	85	87	65	47	13	6	1					486	1449
26					1	5	26	63	69	102	101	87	69	39	23	5	2					592	2041
25					3	12	37	62	99	111	135	127	94	71	27	5	1					784	2825
24			1	5	26	51	92	130	127	143	135	96	68	25	6	1						906	3731
23			1	17	27	59	103	136	164	183	161	116	71	27	5	2						1072	4803
22		1	19	39	56	126	176	143	183	167	141	85	26	3								1165	5968
21		3	11	40	89	153	176	209	218	203	143	103	21	7	1							1377	7345
20		4	34	74	125	158	191	238	241	210	179	97	26	2								1579	8924
19		3	27	87	123	195	224	265	271	257	217	119	21									1809	10733
18		9	44	78	149	239	265	325	324	331	283	131	4									2182	12915
17		1	21	60	104	167	256	332	338	391	439	391	39									2539	15454
16		1	24	67	146	188	307	361	417	519	728	153										2911	18365
15		3	21	85	163	219	339	393	564	890	511											3188	21553
14		5	24	86	171	270	353	544	915	1050	9											3427	24980
13		7	27	103	210	280	453	721	1319	194												3314	28294
12		7	31	125	261	369	603	1273	826													3495	31789
11	1	14	47	134	341	424	919	1767	18													3665	35454
10	1	13	68	202	409	576	1684	649														3602	39056
9	0	13	87	257	516	936	1589															3398	42454
8	1	20	109	314	693	1611	510															3258	45712
7	3	33	131	414	929	1597																3107	48819
6	1	3	43	171	537	1569	797															3121	51940
5	1	3	49	219	803	2109	13															3197	55137
4	3	9	58	315	1308	1326																3019	58156
3	3	6	111	447	2284	333																3184	61340
2	2	6	119	675	2513																	3315	64655
1	4	10	166	1441	2055																	3676	68331
0	36	13	217	3111	740																	4117	72448
0		12	331	2627																		2970	75418
-1		29	581	2217																		2827	78245
-2	1	41	972	1204																		2218	80463
-3	1	65	1481	189																		1736	82199
-4		85	1252																			1337	83536
-5		122	871																			993	84529
-6	1	183	510																			694	85223
-7	3	275	265																			543	85766
-8	3	335	39																			377	86143
-9	4	319																				323	86466
-10	2	235																				237	86703
-11	1	225																				226	86929
-12	1	145																				146	87075
-13	5	129																				134	87209
-14	11	97																				108	87317
-15	39	57																				96	87413
-16	63	5																				68	87481
-17	48																					48	87529
-18	31																					31	87560
-19	25																					25	87585
-20	25																					25	87610
-21	15																					15	87625
-22	12																					12	87637
-23	7																					7	87644
-24	1																					1	87645
	349	2415	7183	13227	12249	9682	8204	8295	7669	6304	5102	3626	2073	947	248	56	14	2	0	0			