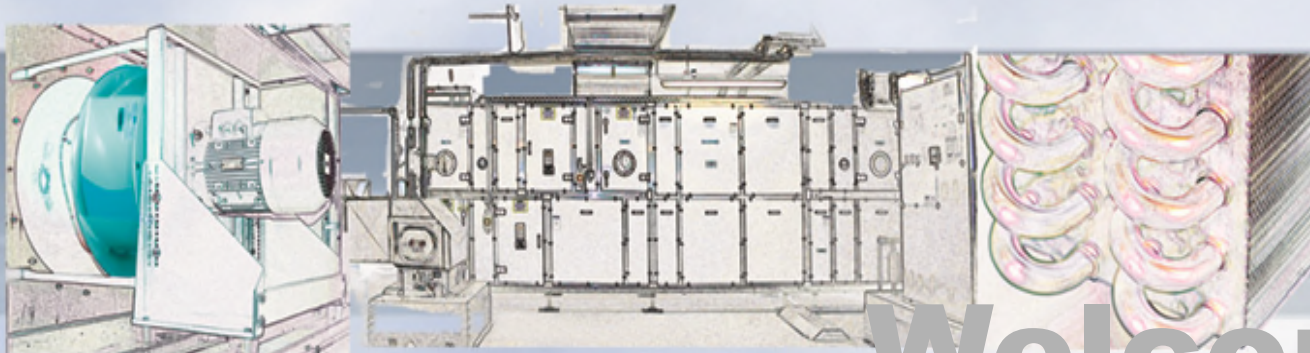


Willkommen



Welcome

Bienvenue

Raumlufttechnik Wärmeübertragung

Energierückgewinnung und Energieeffizienz-
technologien in der Lüftungstechnik

Prof. Dr.-Ing. Dr. Christoph Kaup

c.kaup@umwelt-campus.de



Umwelt-Campus
Birkenfeld

H O C H
S C H U L E
T R I E R

Wärmeübertragung

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$$

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

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

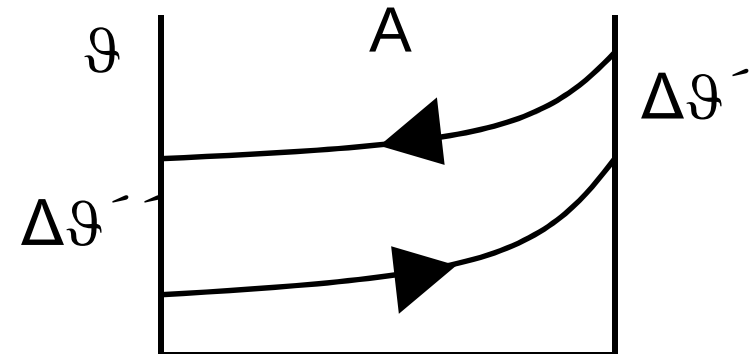
$$\dot{W} = \dot{m} \cdot c_p$$

$$\mu = \dot{W}_1 / \dot{W}_2 \quad \text{wobei} \quad \dot{W}_1 < \dot{W}_2$$

Wärmeübertragung

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m$$

$$1 / k = 1 / \alpha_1 + d / \lambda + 1 / \alpha_2$$



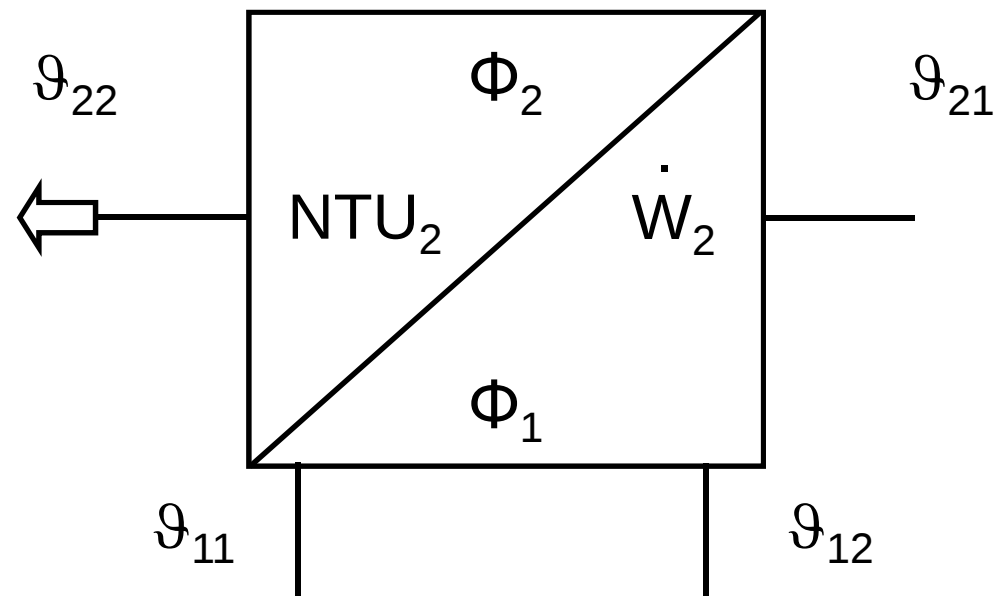
$$\Delta\vartheta_m = (\Delta\vartheta'' - \Delta\vartheta') / \ln (\Delta\vartheta'' / \Delta\vartheta') \quad \text{bei } \Delta\vartheta'' \neq \Delta\vartheta'$$

$$\Delta\vartheta_m = (\Delta\vartheta'' + \Delta\vartheta') / 2 \quad \text{bei } \Delta\vartheta'' = \Delta\vartheta'$$

Wärmeübertragerkennzahl

$$NTU_2 = (k \cdot A)_2 / \dot{W}_2$$

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$$

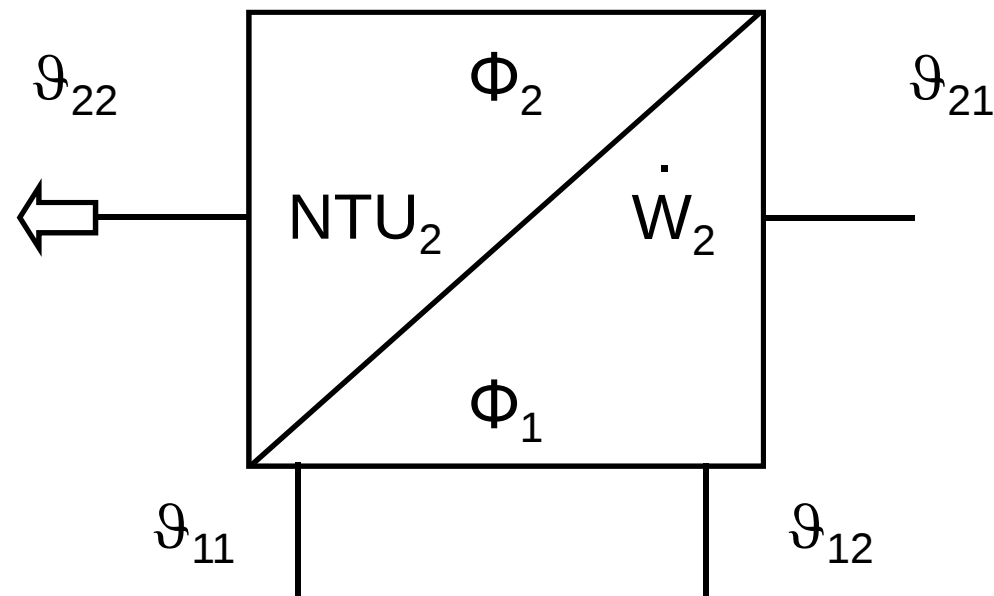


$$NTU_1 = (k \cdot A)_1 / \dot{W}_1$$

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$$

Betriebscharakteristik

$$\Phi_2 = (\vartheta_{22} - \vartheta_{21}) / (\vartheta_{11} - \vartheta_{21})$$



$$\Phi_1 = (\vartheta_{11} - \vartheta_{12}) / (\vartheta_{11} - \vartheta_{21})$$

Betriebscharakteristik

$$\Phi_2 = (\vartheta_{22} - \vartheta_{21}) / (\vartheta_{11} - \vartheta_{21})$$

$$\Phi_1 = (\vartheta_{11} - \vartheta_{12}) / (\vartheta_{11} - \vartheta_{21})$$

$$\mu_2 = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = (\dot{m}_2 \cdot c_{p2}) / (\dot{m}_1 \cdot c_{p1})$$

$$\mu_1 = 1 / \mu_2$$

$$\Phi_1 = \Phi_2 \cdot \mu_2$$

Betriebscharakteristik

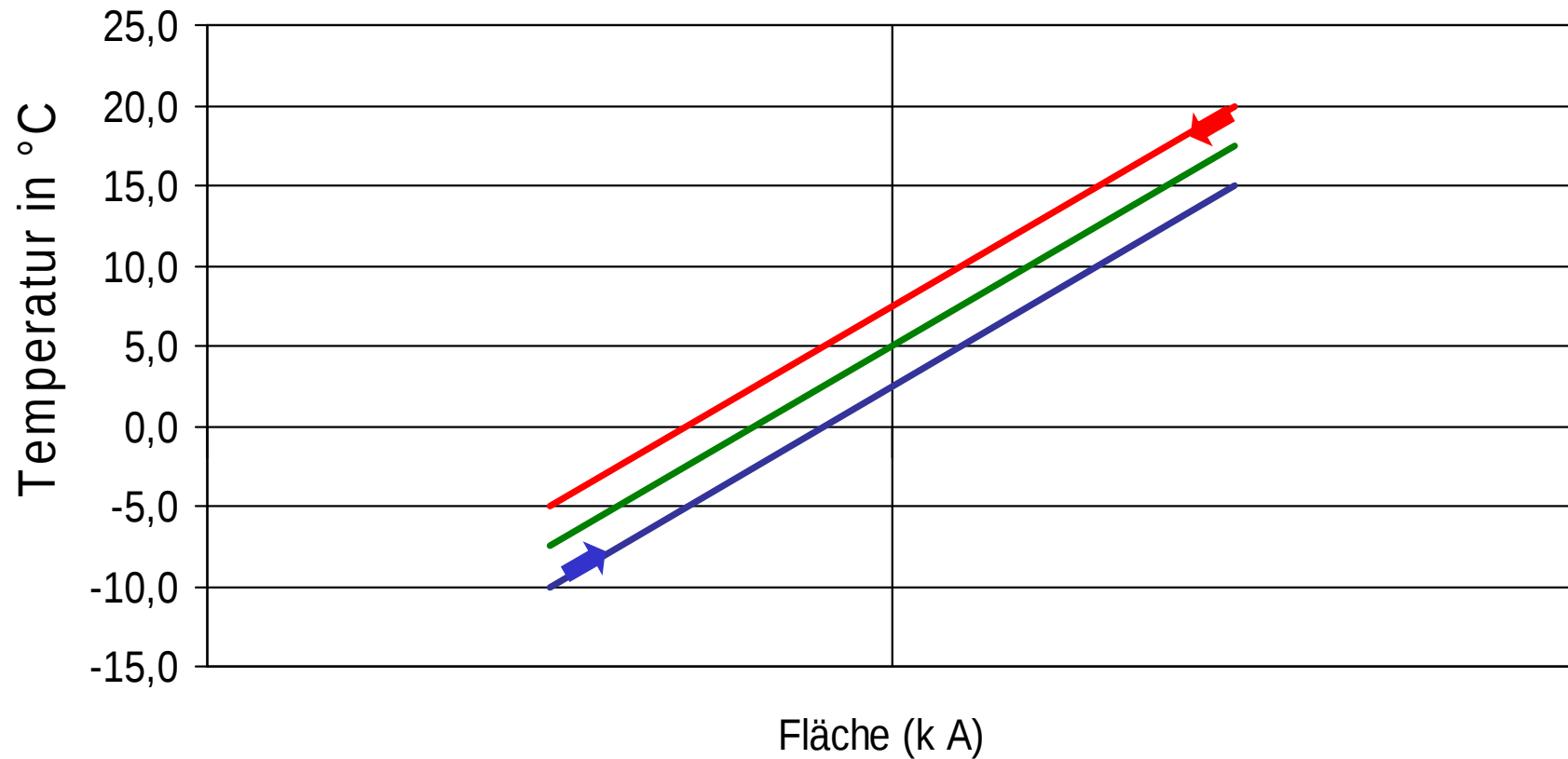
$$NTU_2 = (k \cdot A)_2 / \dot{W}_2$$

$$NTU_1 = (k \cdot A)_1 / \dot{W}_1$$

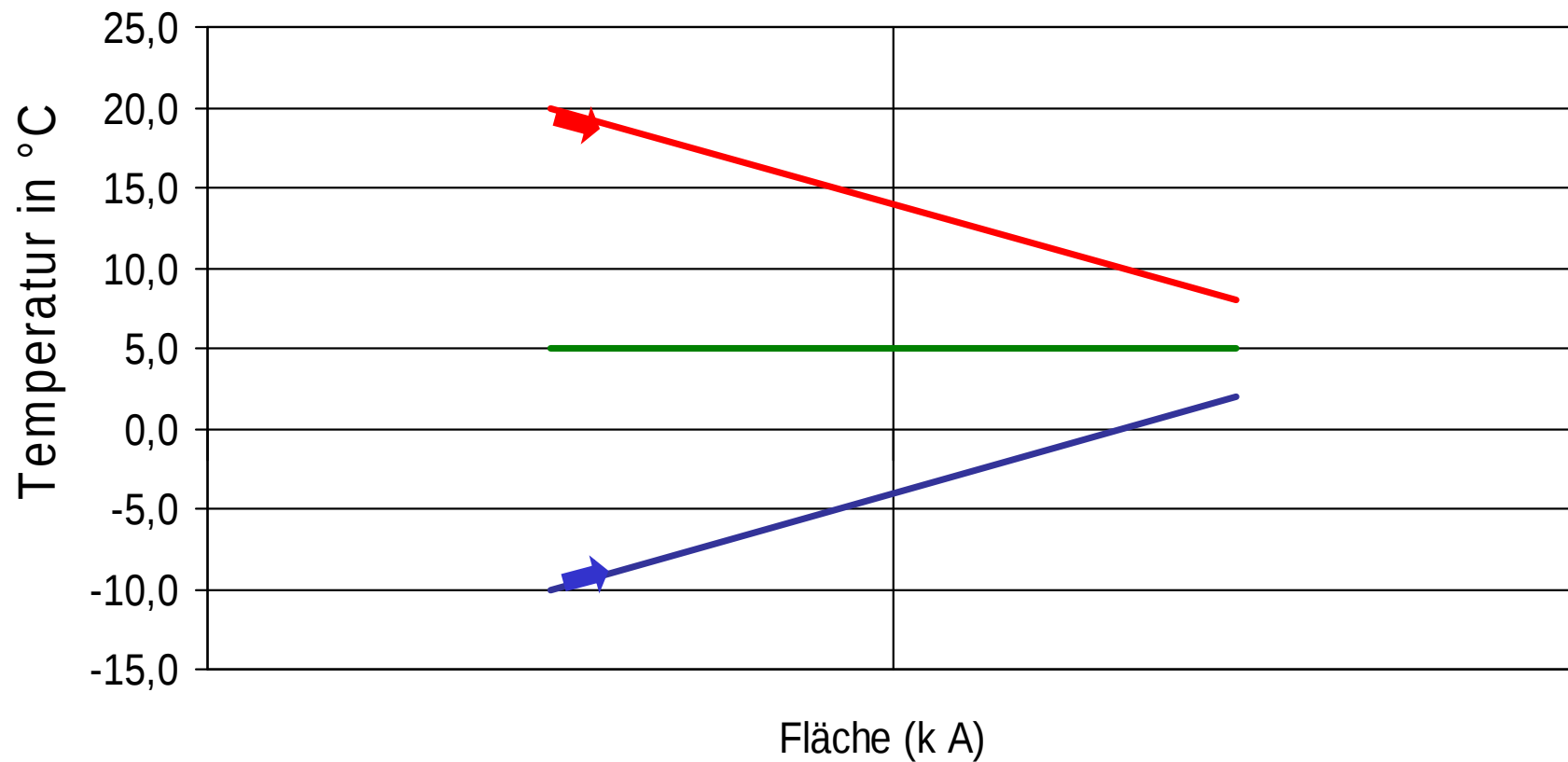
$$NTU_1 = NTU_2 \cdot \mu_2 = NTU_2 / \mu_1$$

$$NTU_2 / NTU_1 = \Phi_2 / \Phi_1 = 1 / \mu_2 = \mu_1$$

Temperaturdiagramm



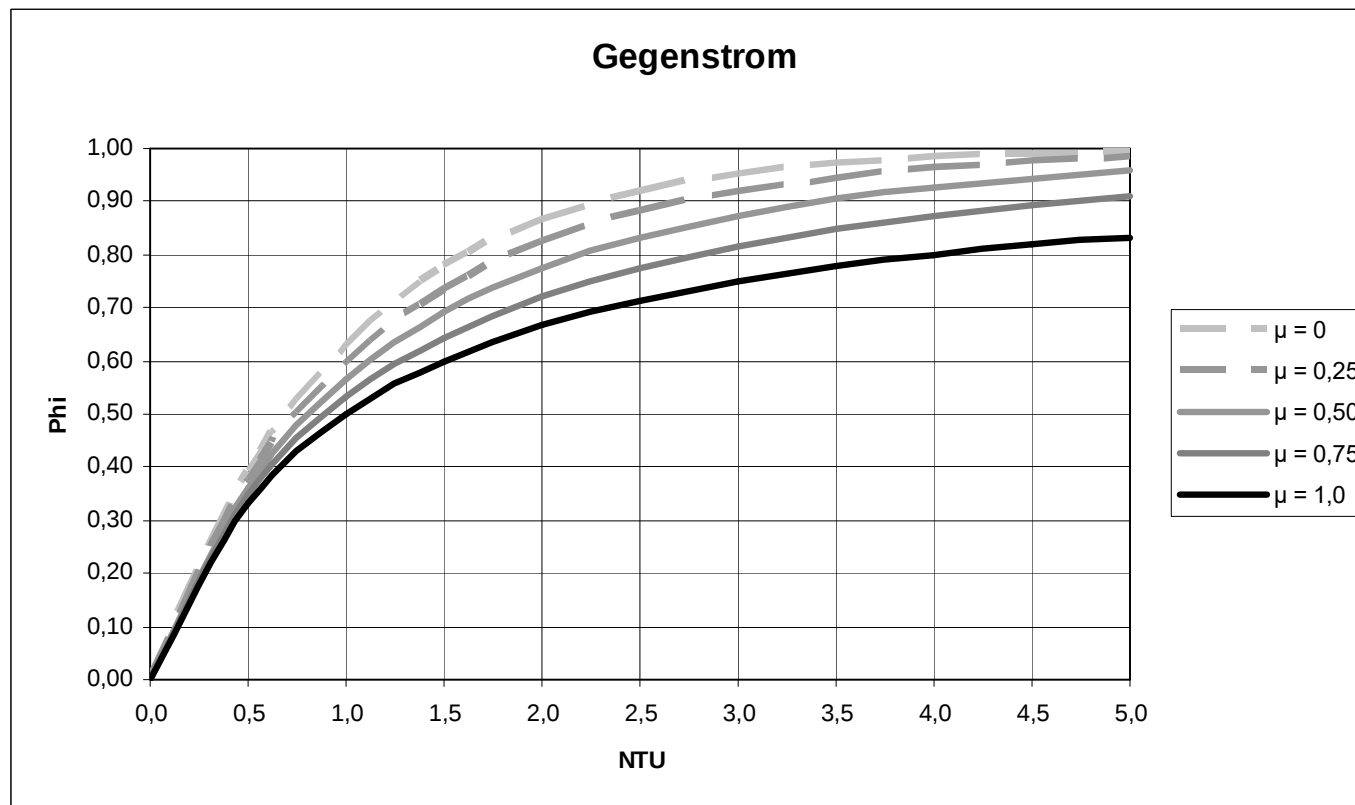
Temperaturdiagramm



Übertragungsgrad im reinem Gegenstrom

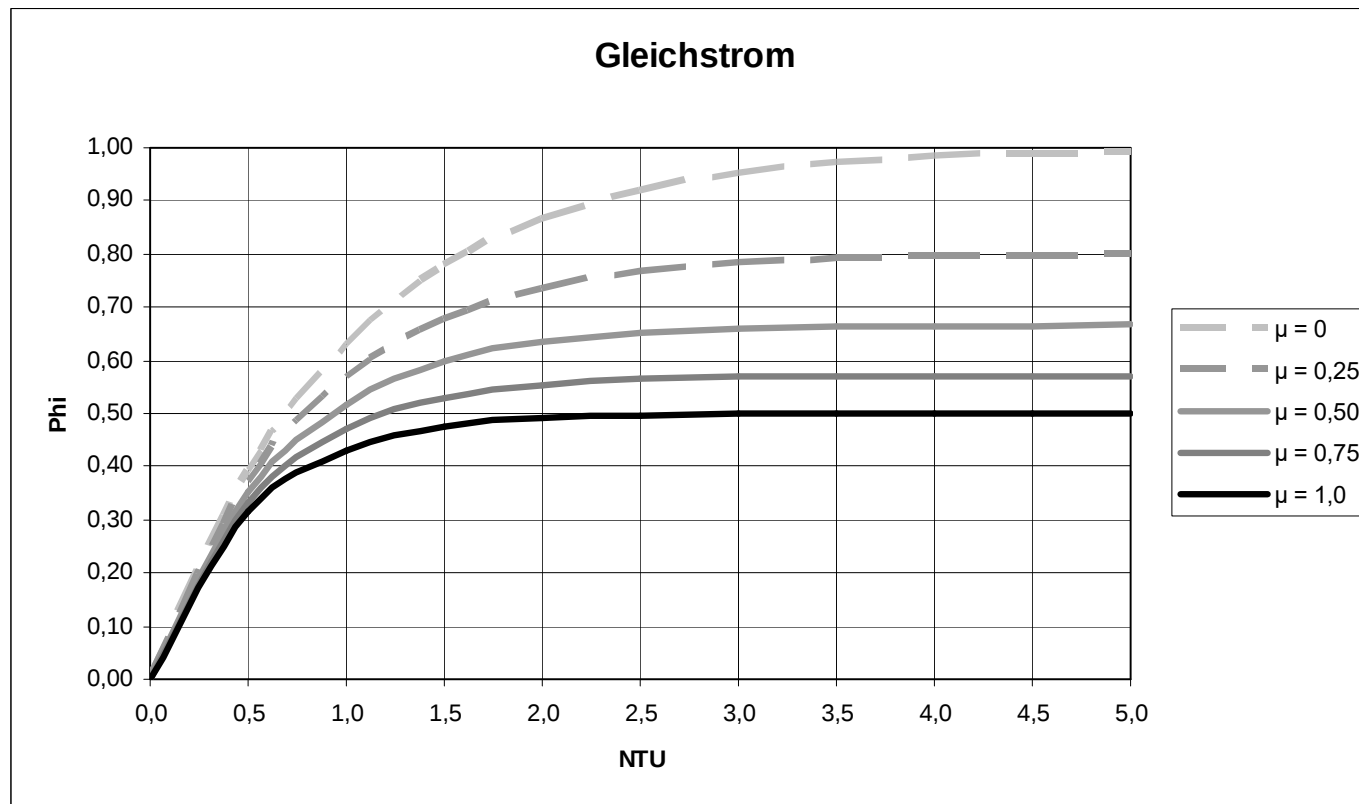
$$\Phi_i = (1 - e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) / (1 - \mu_i \cdot e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) \quad \text{bei } \mu <> 1$$

$$\Phi = NTU / (1 + NTU) \quad \text{bei } \mu = 1$$



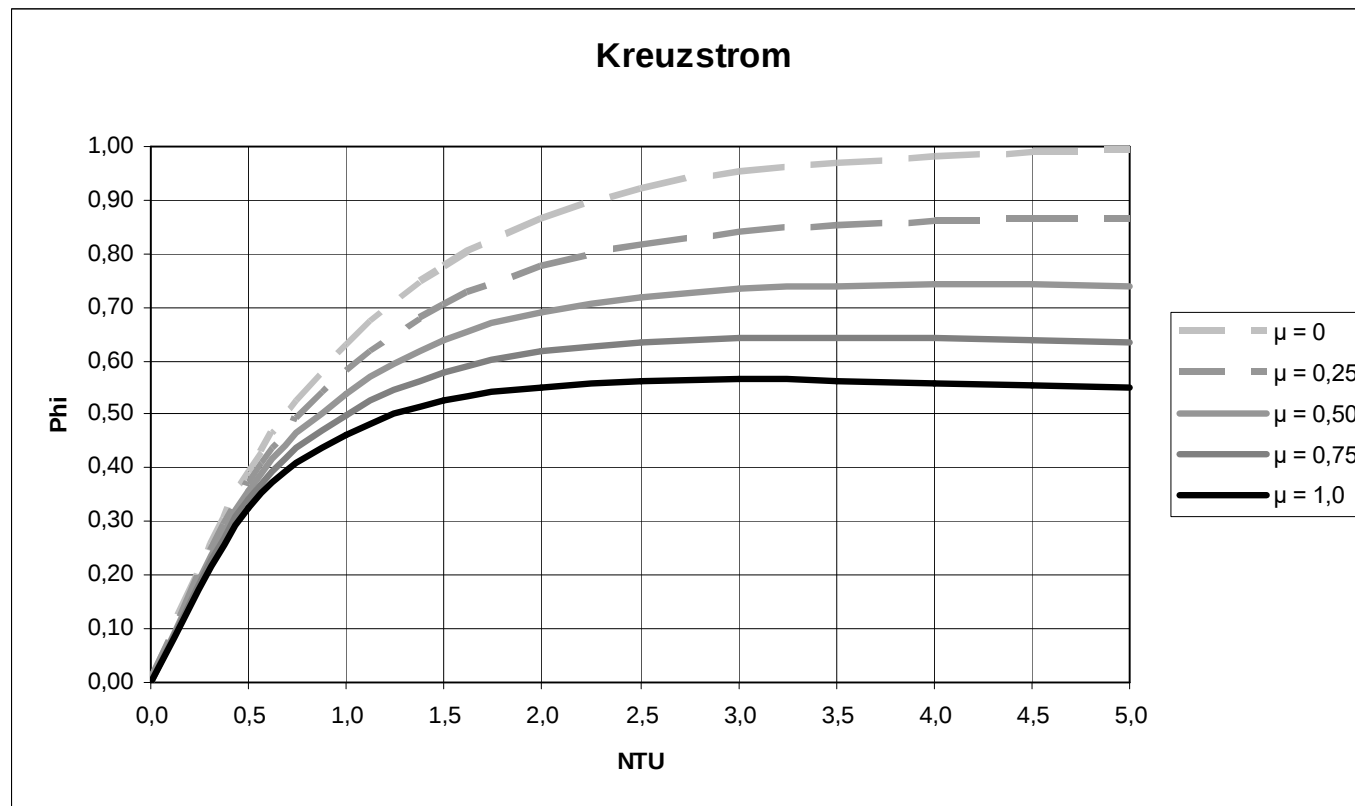
Übertragungsgrad im reinem Gleichstrom

$$\Phi_i = (1 - e^{[-NTU_i \cdot (1 + \mu_i)]}) / (1 + \mu_i)$$



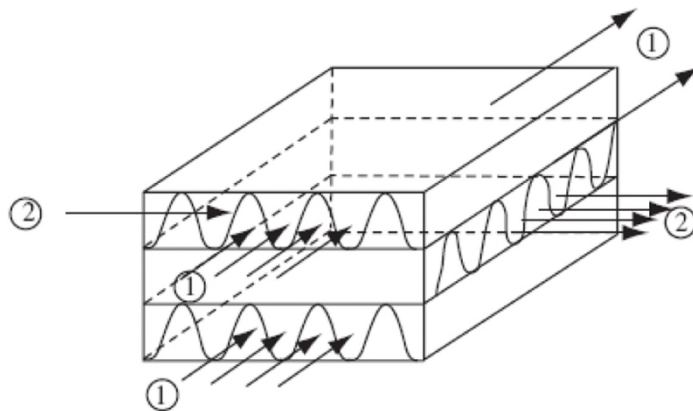
Übertragungsgrad im Kreuzstrom (quervermischt)

$$\Phi_i = 1 / (1 / (1 - e^{[-NTU_i]}) + \mu_i / (1 - e^{[-\mu_i \cdot NTU_i]}) - 1/ NTU_i)$$

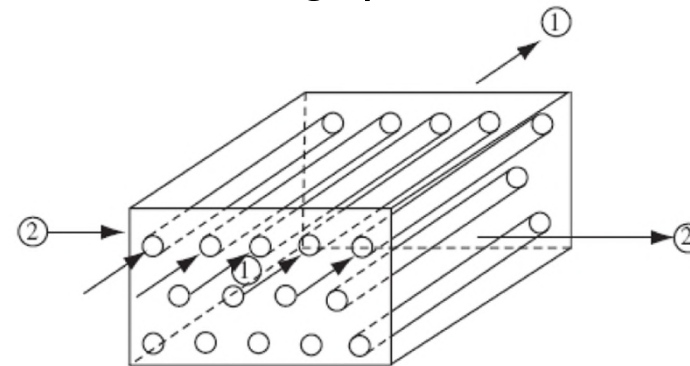


Kreuzstrom

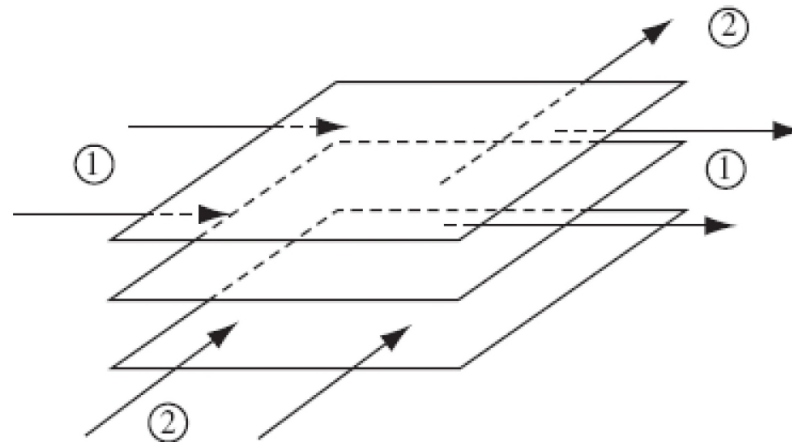
unvermischt



einseitig quervermischt

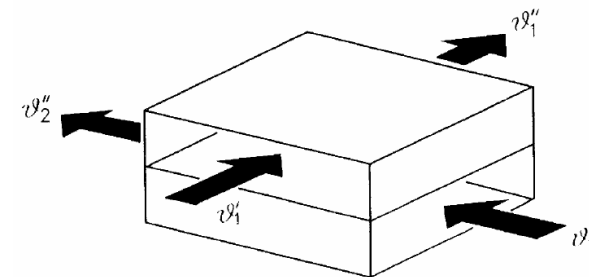
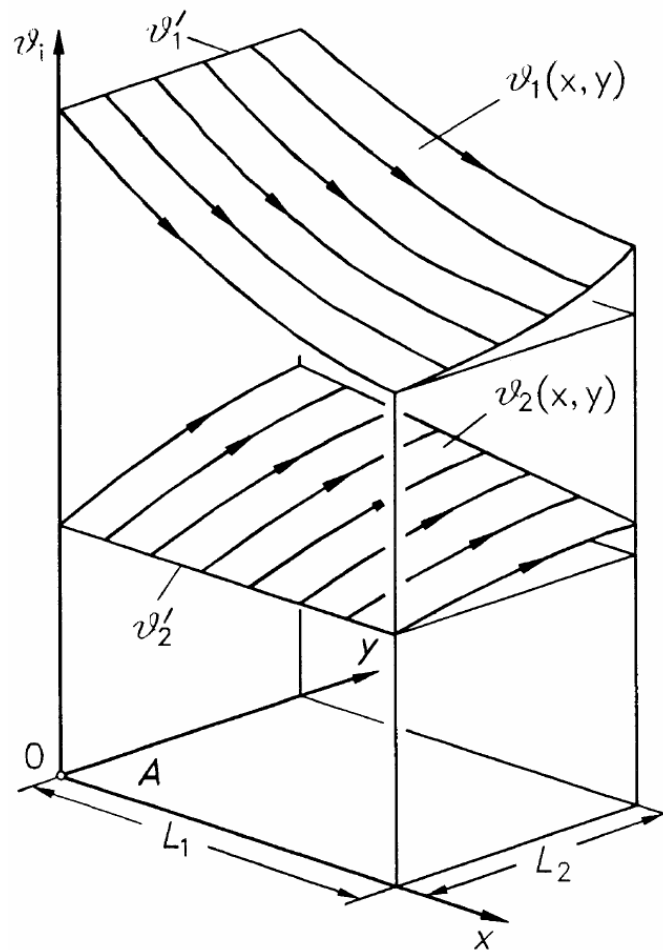


beidseitig quervermischt



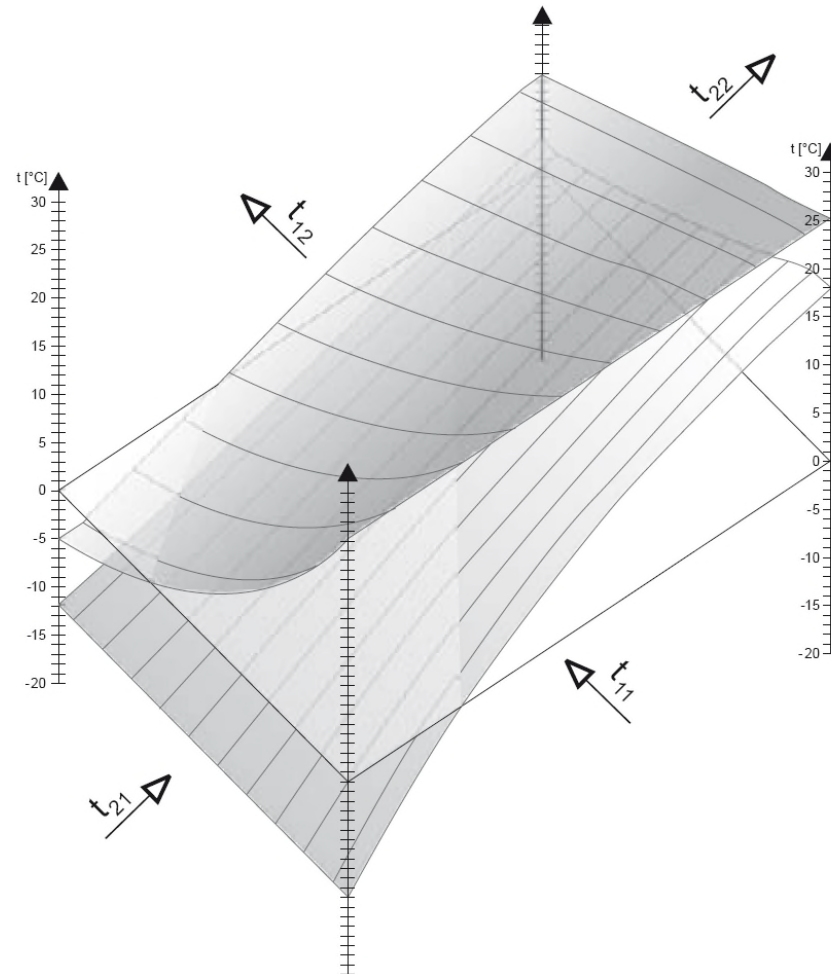
Quelle Rudi Marek, Klaus Nitsche

Temperaturprofil im Kreuzstrom



Quelle Wolfgang Polifke, Jan Kopitz

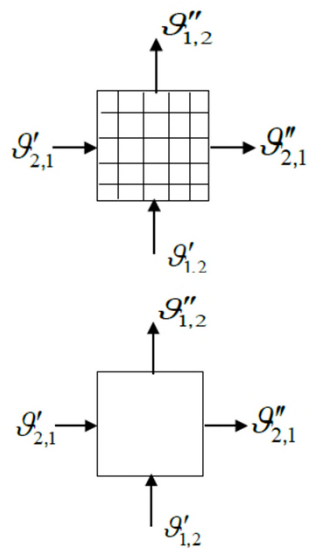
Temperaturprofil im Kreuzstrom



Quelle Hoval

Kreuzstromformen

$$F = \frac{1}{(1 + a \cdot \mu_1^{d \cdot b} NTU_1^b)^c}$$



Faktoren

a b c d

Reiner Kreuzstrom

0.433 1.6 0.267 0.5

Quervermischt

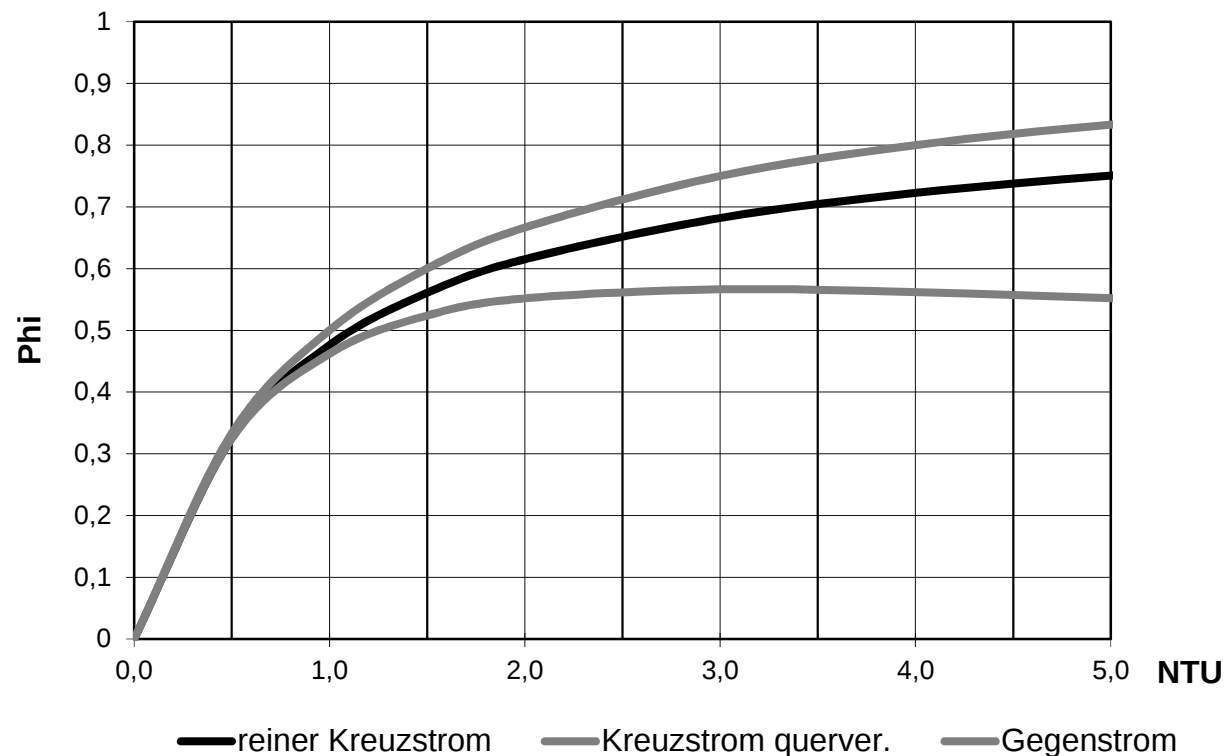
0.251 2.06 0.677 0.5

Übertragungsgrad zum reinem Gegenstrom

$$\Phi_i = (1 - e^{[(\mu_i - 1) \cdot F \cdot NTU_i]}) / (1 - \mu_i \cdot e^{[(\mu_i - 1) \cdot F \cdot NTU_i]}) \quad \text{bei } \mu \neq 1$$

$$\Phi = F \cdot NTU / (1 + F \cdot NTU) \quad \text{bei } \mu = 1$$

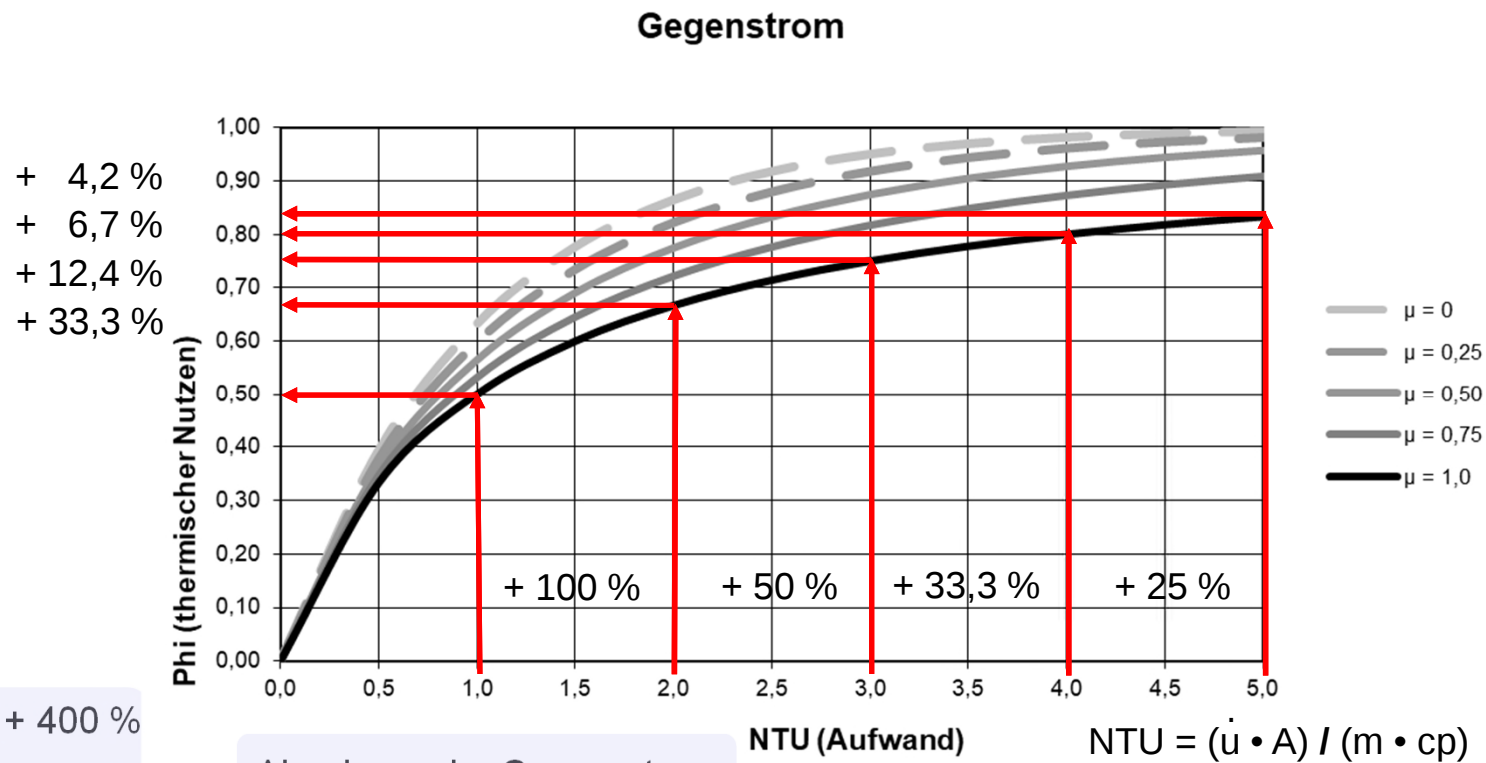
Kreuzgegenstrom



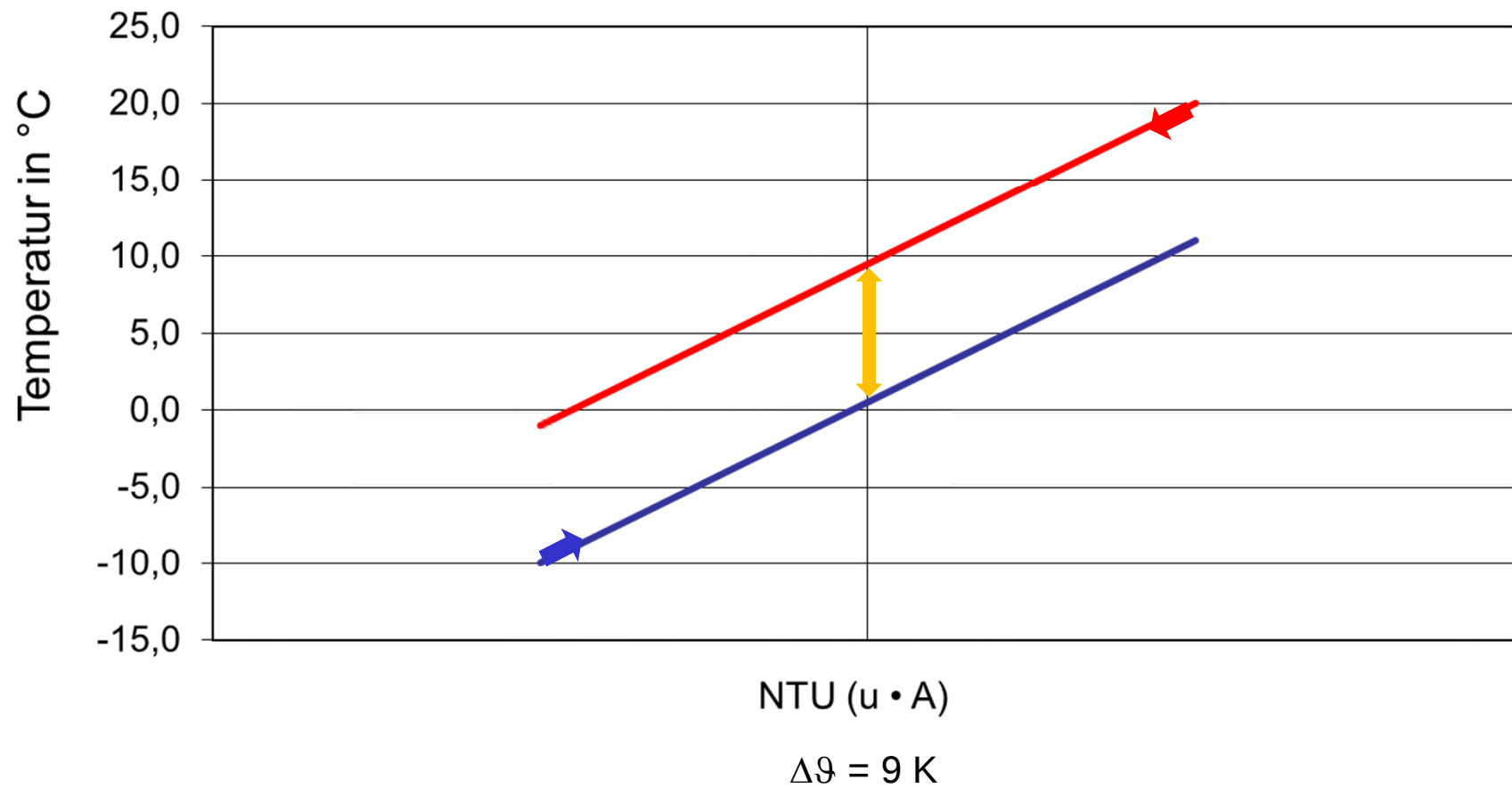
Übertragungsgrad im Gegenstrom

$$\Phi_i = (1 - e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) / (1 - \mu_i \cdot e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) \text{ at } \mu \neq 1$$

$$\Phi = NTU / (NTU + 1) \text{ at } \mu = 1$$

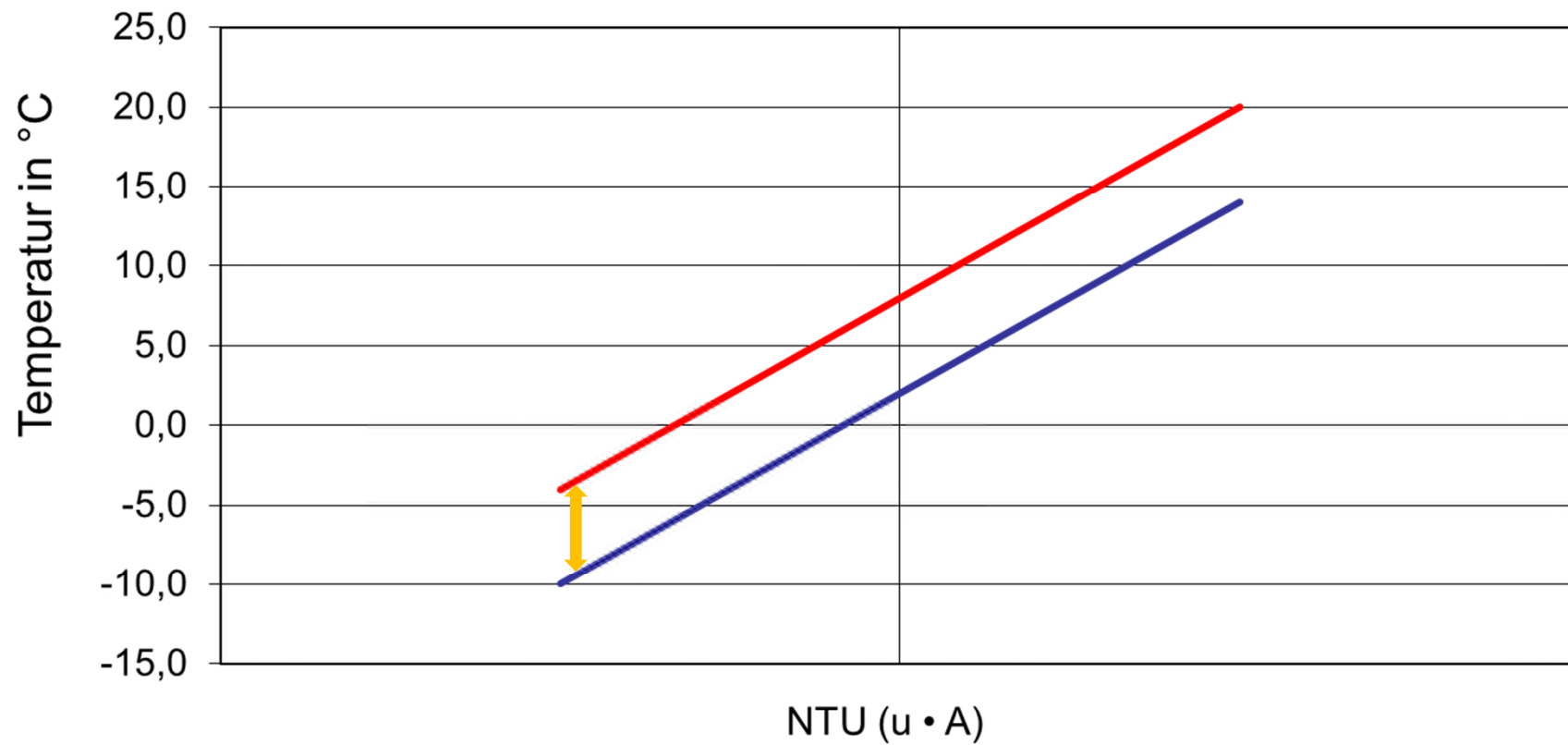


Temperatur Diagramm $\Phi = 70 \%$



Counter current

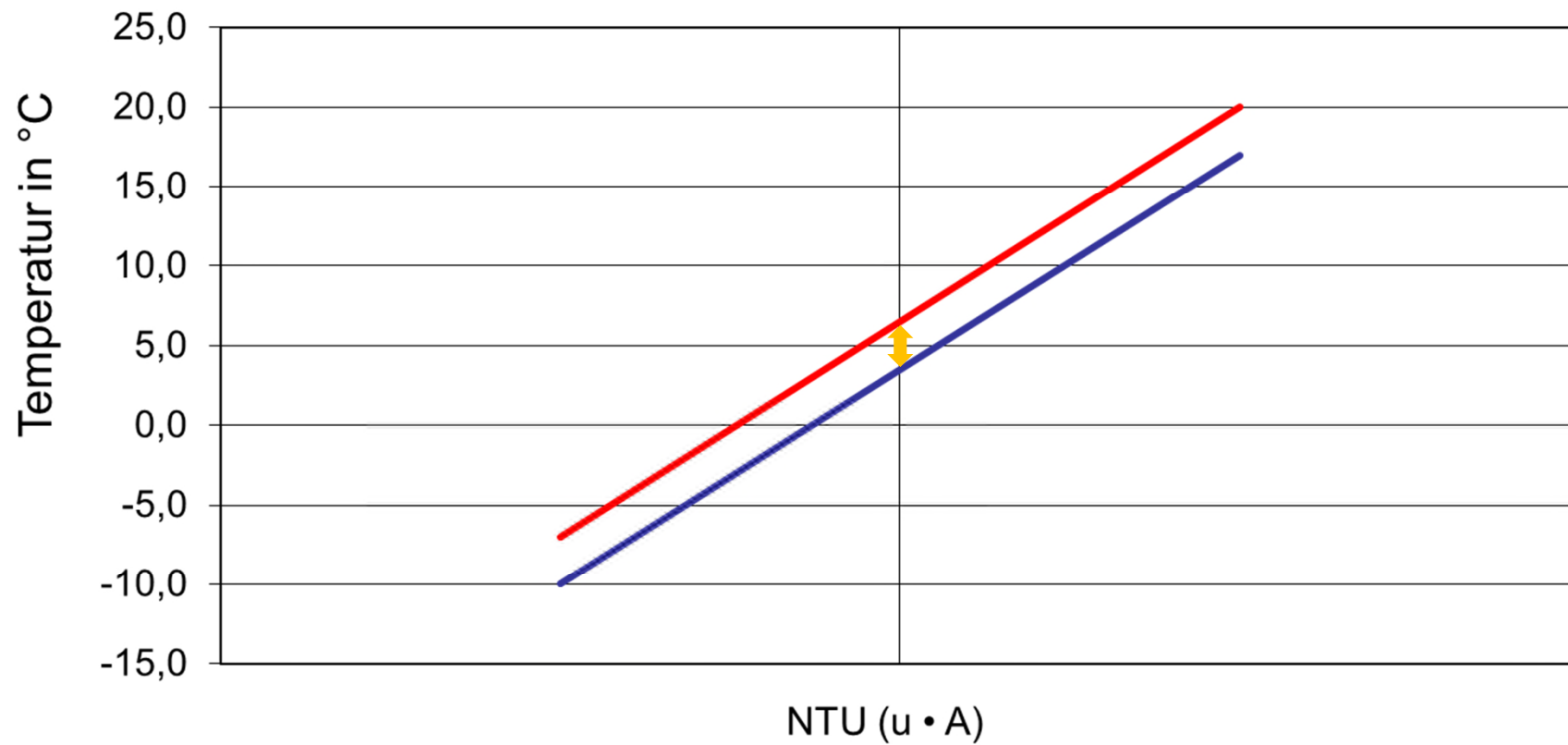
Temperatur Diagramm $\Phi = 80 \%$



$$\Delta\vartheta = 6 \text{ K}$$

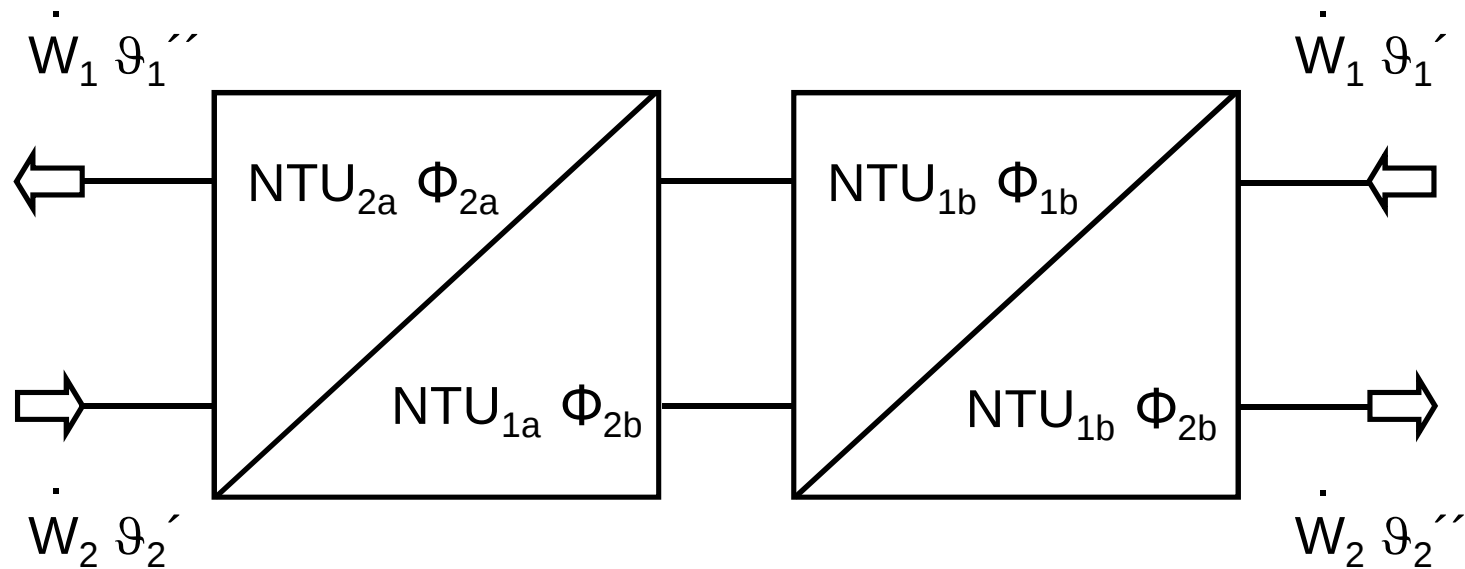
Counter current

Temperatur Diagramm $\Phi = 90\%$



$$\Delta\vartheta = 3 \text{ K}$$

Gekoppelte Wärmeübertrager



$$NTU_{1ges} = NTU_{1a} + NTU_{1b}$$

$$NTU_{2ges} = NTU_{2a} + NTU_{2b}$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Im Gegenstrom

$$\frac{1 - \Phi_{1\text{ges}}}{1 - \mu_1 \cdot \Phi_{1\text{ges}}} = \prod_{i=1}^n \left[\frac{1 - \Phi_{1i}}{1 - \mu_1 \cdot \Phi_{1i}} \right] \quad \mu_i \neq 1$$

$$\frac{\Phi_{\text{ges}}}{1 - \Phi_{\text{ges}}} = \sum_{i=1}^n \frac{\Phi_i}{1 - \Phi_i} \quad \mu_i = 1$$

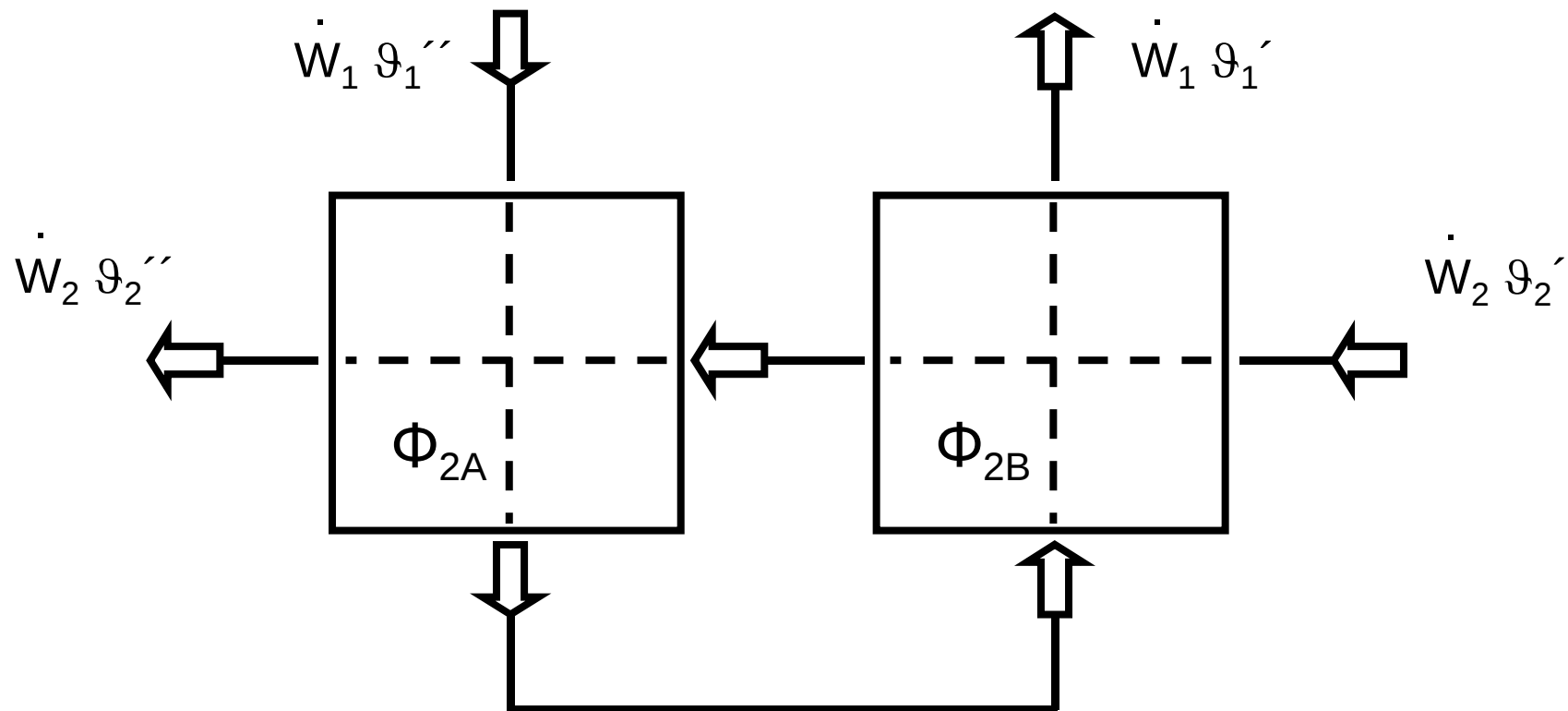
Gekoppelte Wärmeübertrager

Im Gegenstrom

$$\frac{1 - \Phi_{1\text{ges}}}{1 - \mu_1 \cdot \Phi_{1\text{ges}}} = \left[\frac{1 - \Phi_1}{1 - \mu_1 \cdot \Phi_1} \right]^n \quad \mu_i \neq 1$$

$$\frac{\Phi_{\text{ges}}}{1 - \Phi_{\text{ges}}} = \frac{n \cdot \Phi}{1 - \Phi} \quad \mu_i = 1$$

Anordnung Kreuz-Gegenstrom

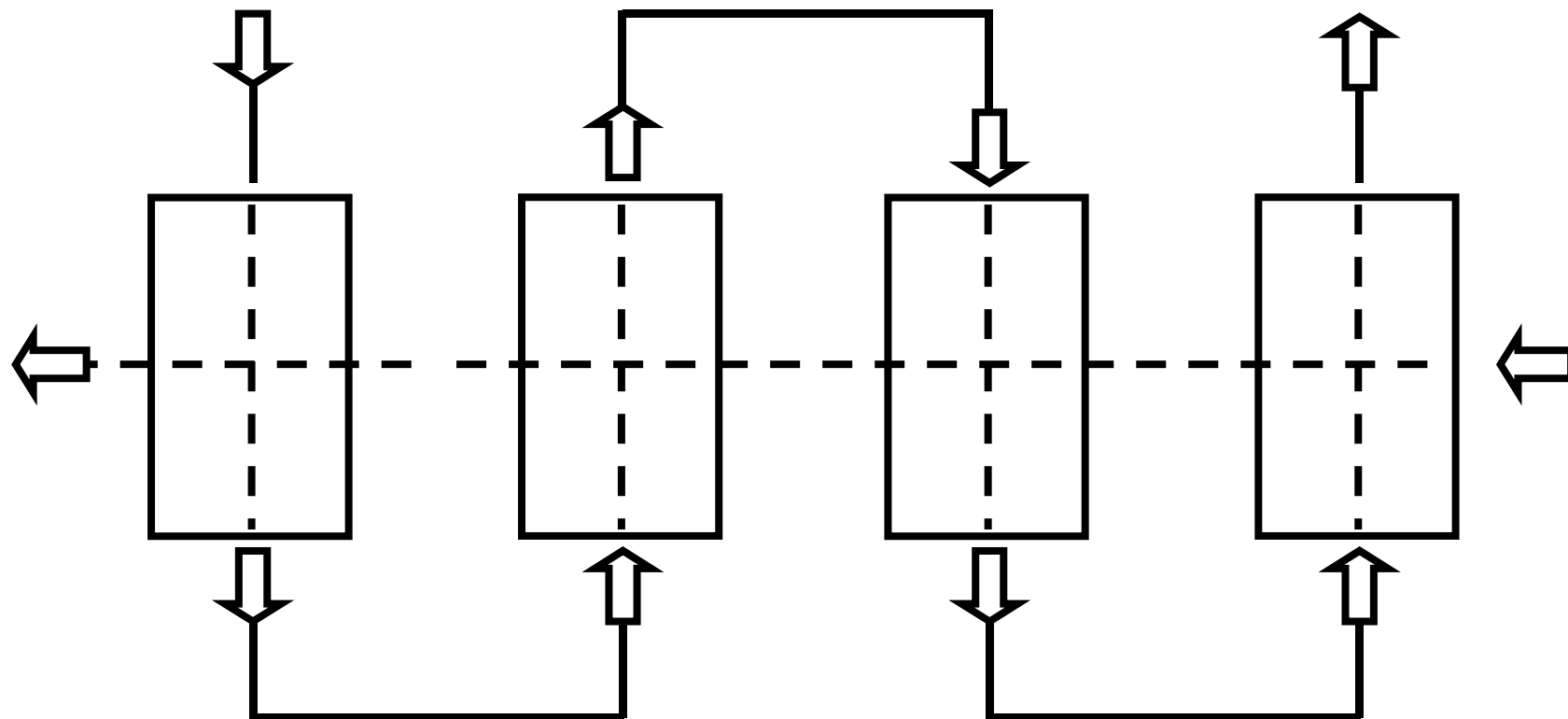


Zwei gekoppelte Wärmeübertrager

Im Gegenstrom

$$\Phi_{2\text{ges}} = (\Phi_{2A} + \Phi_{2B} - (1 + \mu) \cdot \Phi_{2A} \cdot \Phi_{2B}) / (1 - \mu \cdot \Phi_{2A} \cdot \Phi_{2B})$$

Anordnung Kreuz-Gegenstrom ($n \geq 4$)



Kreuzgegenstrom Wärmeübertrager

Pro Durchgang eine Rohrreihe mit $n \geq 4$ Durchgängen

$$F = \frac{n}{NTU_1 / \sqrt{\mu_1}} \cdot \frac{3 \cdot \sinh (NTU_1 / n \cdot \sqrt{\mu_1})}{1 + 2 \cdot \cosh (NTU_1 / n \cdot \sqrt{\mu_1})}$$

n = Anzahl der Durchgänge (Rohrreihen)

F = Korrekturfaktor zum reinen Gegenstrom

Kreuzgegenstrom Wärmeübertrager

Pro Durchgang eine Rohrreihe mit $n \geq 4$ Durchgängen

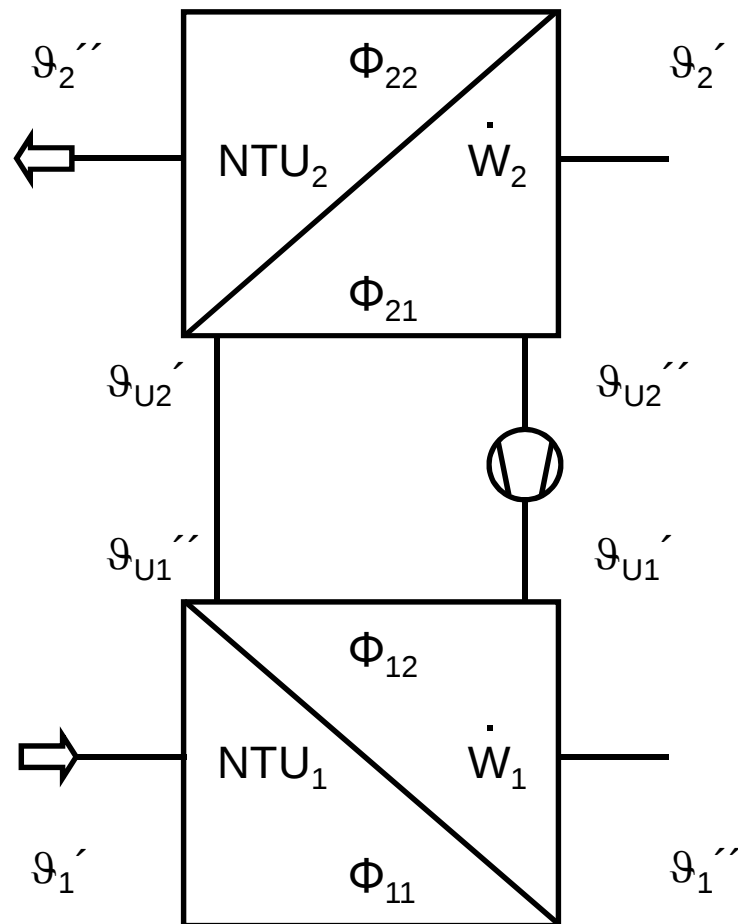
Übertragungsgrad im Kreuzgegenstrom

$$\Phi_i = (1 - e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F]}) / (1 - \mu_i \cdot e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F]}) \quad \text{bei } \mu \neq 1$$

$$\Phi = NTU \cdot F / (1 + NTU \cdot F) \quad \text{bei } \mu = 1$$

F = Korrekturfaktor zum reinen Gegenstrom

Gekoppelte Wärmeübertrager



Gekoppelte Wärmeübertrager

Apparat 1

$$NTU_{11} = (k \cdot A)_1 / \dot{W}_1$$

$$\mu_{11} = \dot{W}_1 / \dot{W}_u$$

$$\Phi_{11} = (\vartheta_1' - \vartheta_1'') / (\vartheta_1' - \vartheta_{u1}')$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Apparat 2

$$NTU_{22} = (k \cdot A)_2 / \dot{W}_2$$

$$\mu_{22} = \dot{W}_2 / \dot{W}_u$$

$$\Phi_{22} = (\vartheta_2'' - \vartheta_2') / (\vartheta_{u2}' - \vartheta_2')$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Für das Gesamtsystem gilt:

$$\Phi_{2\text{ges}} = (\vartheta_2'' - \vartheta_2') / (\vartheta_1' - \vartheta_2')$$

$$\mu_{2\text{ges}} = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = 1 / \mu_{1\text{ges}}$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Dimensionslose Temperaturänderung des Gesamtsystems

$$1 / \Phi_{2\text{ges}} = 1 / \Phi_{22} + 1 / \Phi_{11} \cdot \mu_{2\text{ges}} - \mu_{22}$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Optimaler umlaufender Wärmekapazitätsstrom

$$1 / \dot{W}_{\text{sopt}} = (k \cdot A)_1 / [(k \cdot A)_1 + (k \cdot A)_2] / \dot{W}_1 + \\ (k \cdot A)_2 / [(k \cdot A)_1 + (k \cdot A)_2] / \dot{W}_2$$

$$\mu_{22} = \dot{W}_2 / \dot{W}_u$$

$$\mu_{11} = \dot{W}_1 / \dot{W}_u$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

Wenn optimaler Umlaufstrom erfüllt

$$1 / (k \cdot A)_{\text{eff}} = 1 / (k \cdot A)_1 + 1 / (k \cdot A)_2$$

Gekoppelte Wärmeübertrager

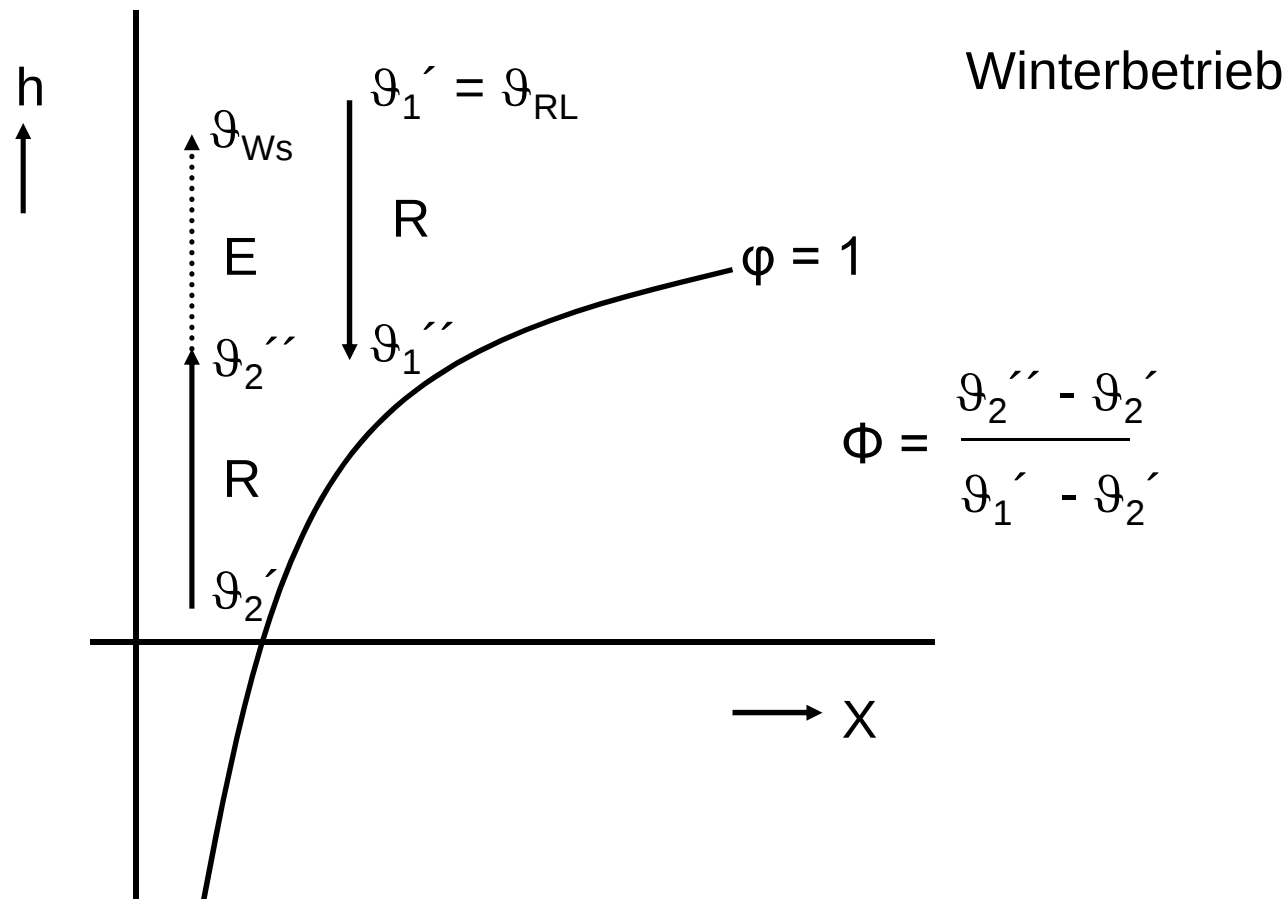
Bei gleichen Luftmengen gilt

$$\mu_{2\text{ges}} = \dot{W}_1 / \dot{W}_2 = 1 \quad \text{und} \quad \mu_{11} = \mu_{22} = 1$$

Gesamtübertragungsgrad

$$1 / \Phi_{2\text{ges}} = 1 / \Phi_{22} + 1 / \Phi_{11} - 1$$

Wärmerückgewinnung



Effizienz der WRG

Φ = Nutzen der WRG / Potenzial der WRG

$$\Phi = \dot{Q}_{WRG} / \dot{Q}_P$$

$\dot{Q}_{WRG}$ Leistung der WRG [kW]

$\dot{Q}_P$ maximal mögliche Leistung
aufgrund des Temperaturpotenzials [kW]

Effizienz der WRG

$$\dot{Q}_{WRG} = \dot{m}_2 \cdot (h_2'' - h_2')$$

$\dot{m}$ Massenstrom der Luft [kg / s]

h Enthalpie der Luft [kJ / kg]

$$\Phi_h = \dot{Q}_{WRG} / \dot{Q}_P = \dot{m}_2 \cdot (h_2'' - h_2') / [\dot{m}_2 \cdot (h_1' - h_2')]$$

$$\Phi_h = (h_2'' - h_2') / (h_1' - h_2')$$

Effizienz der WRG

Feuchteänderungsgrad Ψ

$$\Psi = (x_2'' - x_2') / (x_1' - x_2')$$

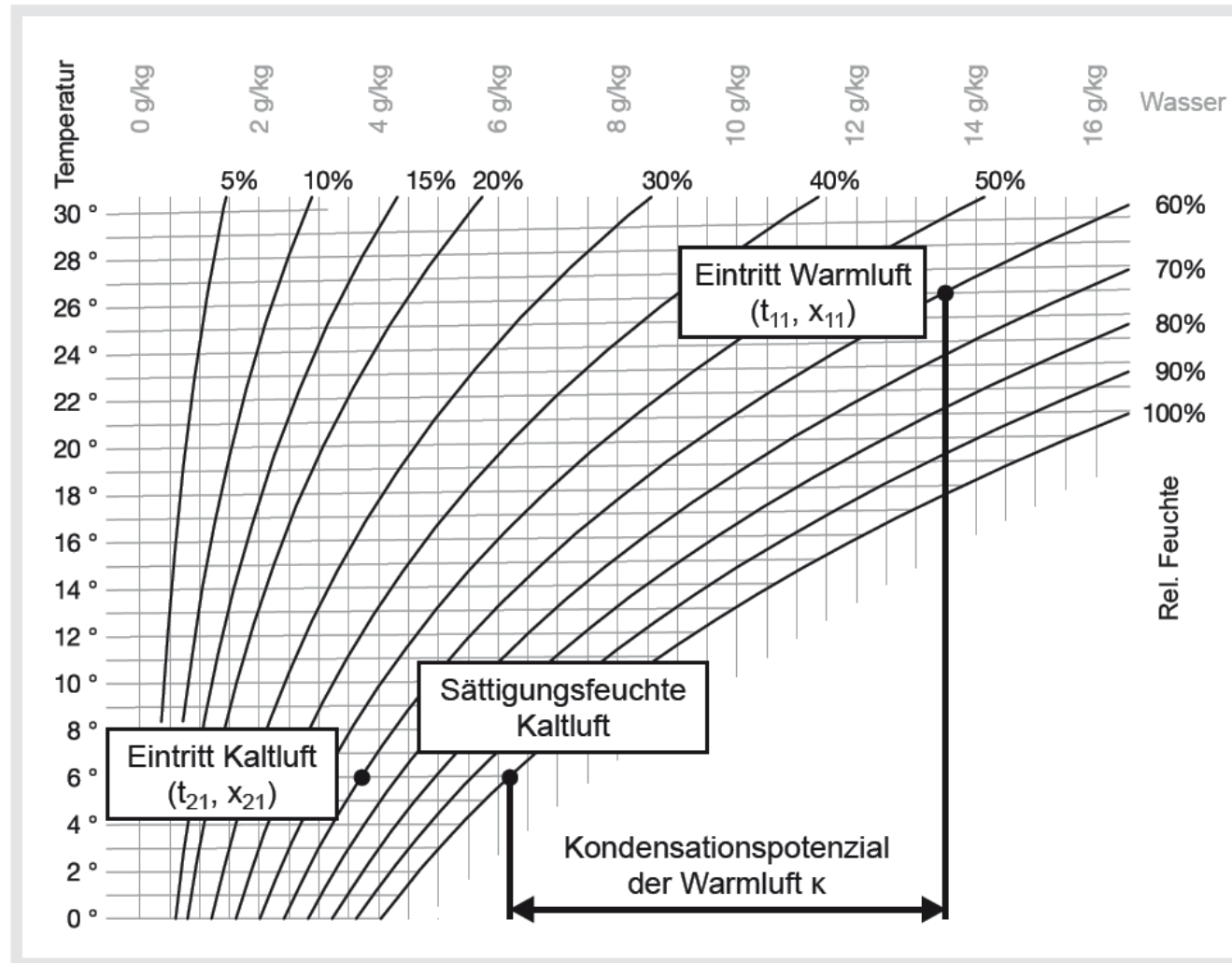
x absolute Luftfeuchte der Luft [g / kg]

Effizienz der WRG

Kondensationspotenzial κ

$$\kappa = x_1' - x_{2s}$$

x_{2s} Sättigungsfeuchte der Kaltluft x_2'



Kondensationspotential κ

Quelle Hoval

Effizienz der WRG

Enthalpie

$$h = c_{pL} \cdot \vartheta + x \cdot (c_{pD} \cdot \vartheta + r_0)$$

c_{pL} spezifische Wärmekapazität Luft [kJ / (kg • K)]

ϑ Temperatur [°C]

c_{pD} spez. Wärmekapazität Wasserdampf

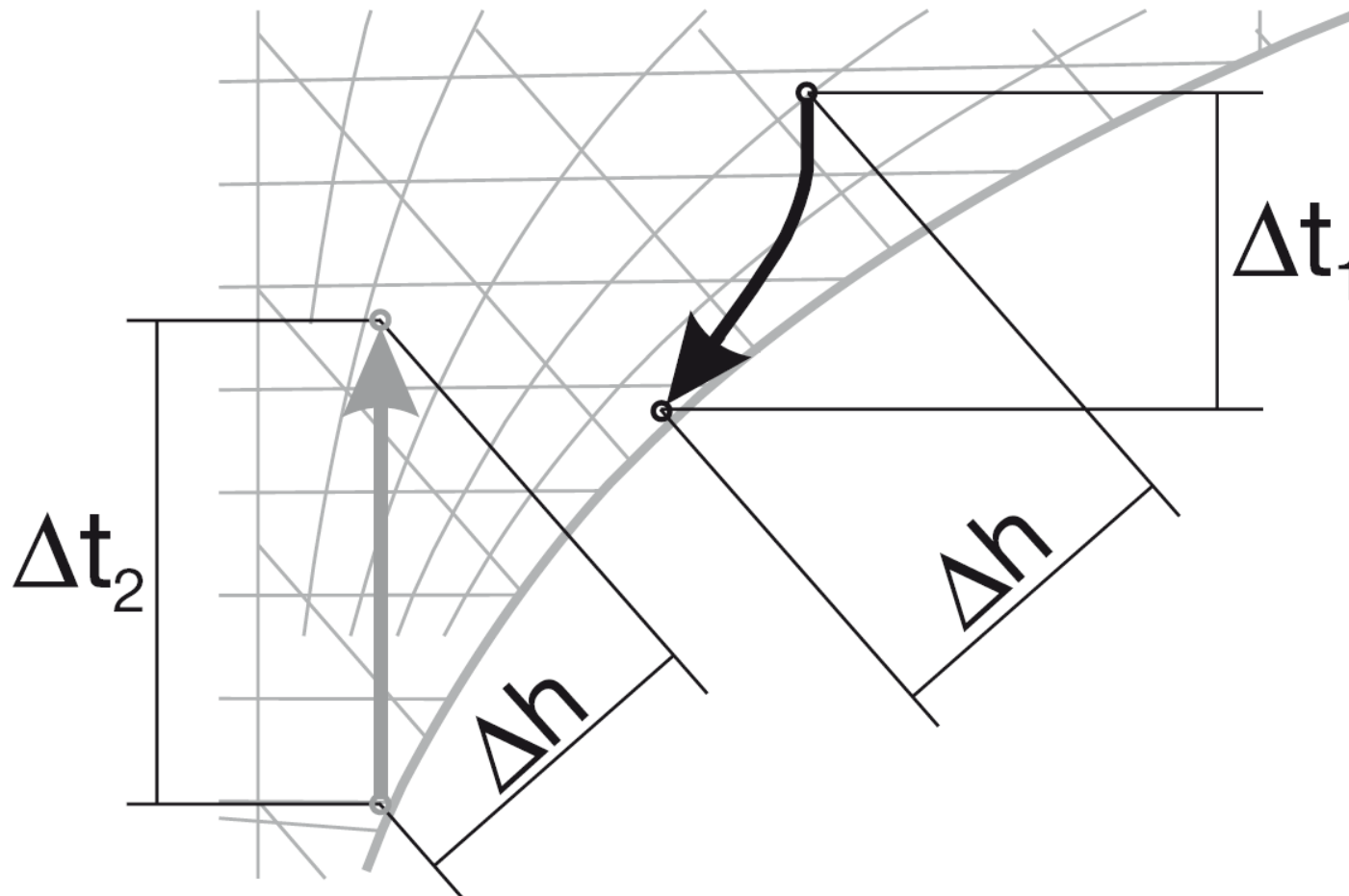
r_0 Verdampfungswärme von Wasser [kJ / kg]

Effizienz der WRG

Enthalpie trocken

$$h = c_{pL} \cdot \vartheta$$

$$\Phi_t = (\vartheta_2'' - \vartheta_2') / (\vartheta_1' - \vartheta_2')$$



WRG mit Entfeuchtung

Quelle Hoval

Effizienz der WRG

Leckage nach EN16798-3

$$\text{EATR} = (q_{\text{sup2}} - q_{\text{sup1}}) / q_{\text{exh1}}$$

$$\text{OACF} = q_{\text{sup1}} / q_{\text{sup2}}$$

EATR Exhaust air transfer ratio

OACF Outdoor air correction factor

Effizienz der WRG

Leckage nach VDI 3803 B. 5

$$L_1 = \dot{m}_{11} / (\dot{m}_{11} - \dot{m}_{1-2}) = \dot{m}_{11} / \dot{m}_1$$

$$L_2 = \dot{m}_{21} / (\dot{m}_{21} - \dot{m}_{2-1}) = \dot{m}_{21} / \dot{m}_2$$

L_1 Leckagezahl Fortluftstrom (1)

L_2 Leckagezahl Außenluftstrom (2)

Effizienz der WRG

Leckage nach VDI 3803 B. 5

$$U = \dot{m}_{1-2} / (\dot{m}_{21} - \dot{m}_{2-1}) = \dot{m}_{1-2} / \dot{m}_2$$

U Umluftzahl

Effizienz der WRG

Luftströme nach Korrektur (Leckage) VDI 3803 B. 5

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{1-2}$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_{2-1}$$

$$\dot{m}_{21} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{2-1}$$

$$\dot{m}_{22} = \dot{m}_2 + \dot{m}_{1-2}$$

Ohne Angabe ist von einer Leckage von 10 % auszugehen

Effizienz der WRG

Erforderlichen elektrischen Leistungen (Hilfsleistung)

$$P_{el} = \dot{V} \cdot \Delta p_{WRG} \cdot 1 / \eta + P_{Zus}$$

P_{el} Elektrische Leistung [KW]

$\dot{V}$ Volumenstrom [m³/s]

Δp_{WRG} Differenzdruck der WRG [Pa]

η Gesamtwirkungsgrad des Antriebs [./.]

P_{Zus} zus. Hilfsenergien (z. B. Pumpen, etc.)

Effizienz der WRG

Leistungsziffer ε

$$\varepsilon = \dot{Q}_{\text{WRG}} / P_{\text{el}}$$

Effizienz der WRG

Wirkungsgrad nach Kaup (EN 13053)

η_{WRG} = Nettonutzen der WRG / Potenzial der WRG

$$\eta_{WRG} = (\dot{Q}_{WRG} - P_{el}) / \dot{Q}_P$$

$$\eta_{WRG} = (1 - P_{el} / \dot{Q}_{WRG}) / (\dot{Q}_P / \dot{Q}_{WRG})$$

Effizienz der WRG

Wirkungsgrad nach Kaup (EN 13053)

$$\eta_{\text{WRG}} = (1 - 1 / \varepsilon) / (1 / \Phi)$$

$$\eta_{\text{WRG}} = \Phi \cdot (1 - 1 / \varepsilon)$$

$$\eta_{\text{WRG}} = \Phi \cdot (1 - P_{\text{el}} / \dot{Q}_{\text{WRG}})$$

Arbeiten

Leistungen für die WRG und den Vorerhitzer

$$\dot{Q}_{\text{WRG}} = \dot{m}_2 \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_2'' - \vartheta_2')$$

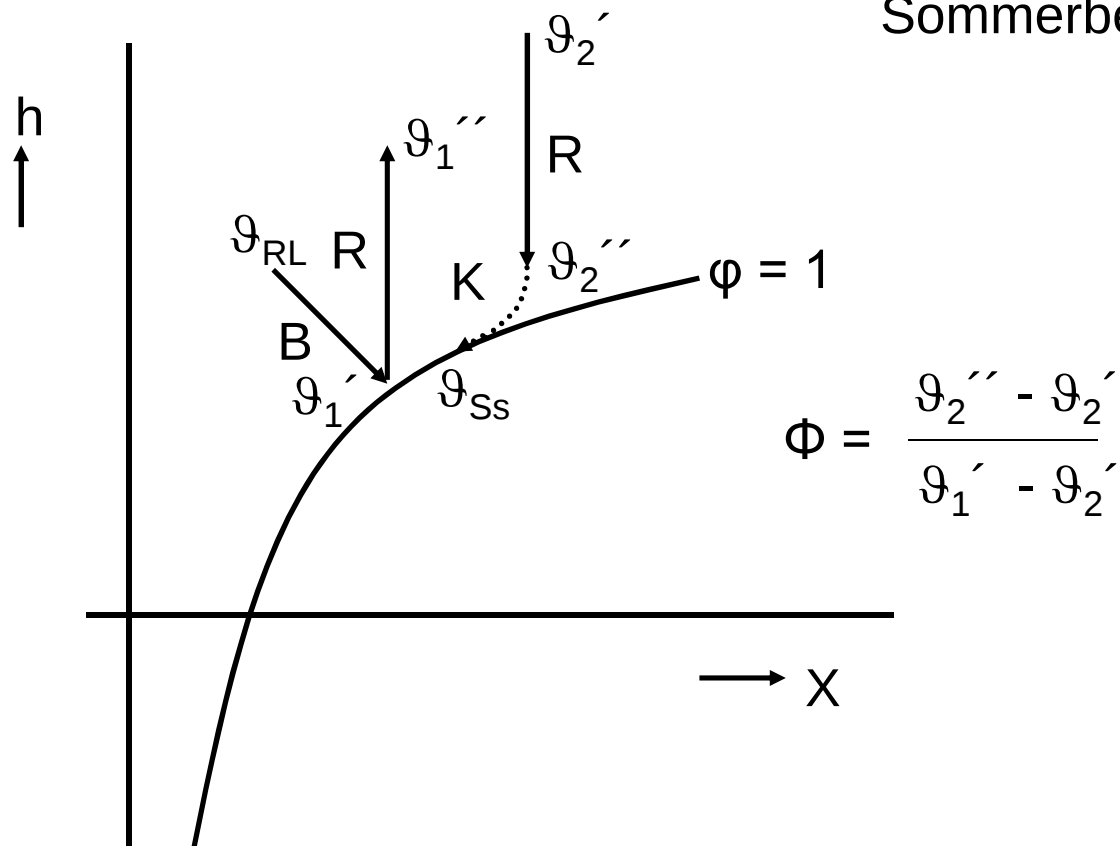
$$\dot{Q}_E = \dot{m}_2 \cdot c_{pL} \cdot (\vartheta_{\text{WS}} - \vartheta_2'')$$

ϑ_{WS} Sollwert der Zuluft [°C]

$\dot{Q}_E$ Leistung der Nacherwärmerleistung [kW]

Wärmerückgewinnung

Sommerbetrieb



Arbeiten

thermischen Leistungen mit der Häufigkeit multipliziert

$$W_{WRG(x, y)} = \dot{Q}_{WRG} \cdot t_{(x, y)}$$

$$W_E(x, y) = \dot{Q}_E \cdot t_{(x, y)}$$

$t_{(x, y)}$ = Zeit der Häufigkeit aus DIN 4710

x Temperatur von -19 bis 37 [°C]

y Absolute Feuchte von 0 bis 19 [g/kg]

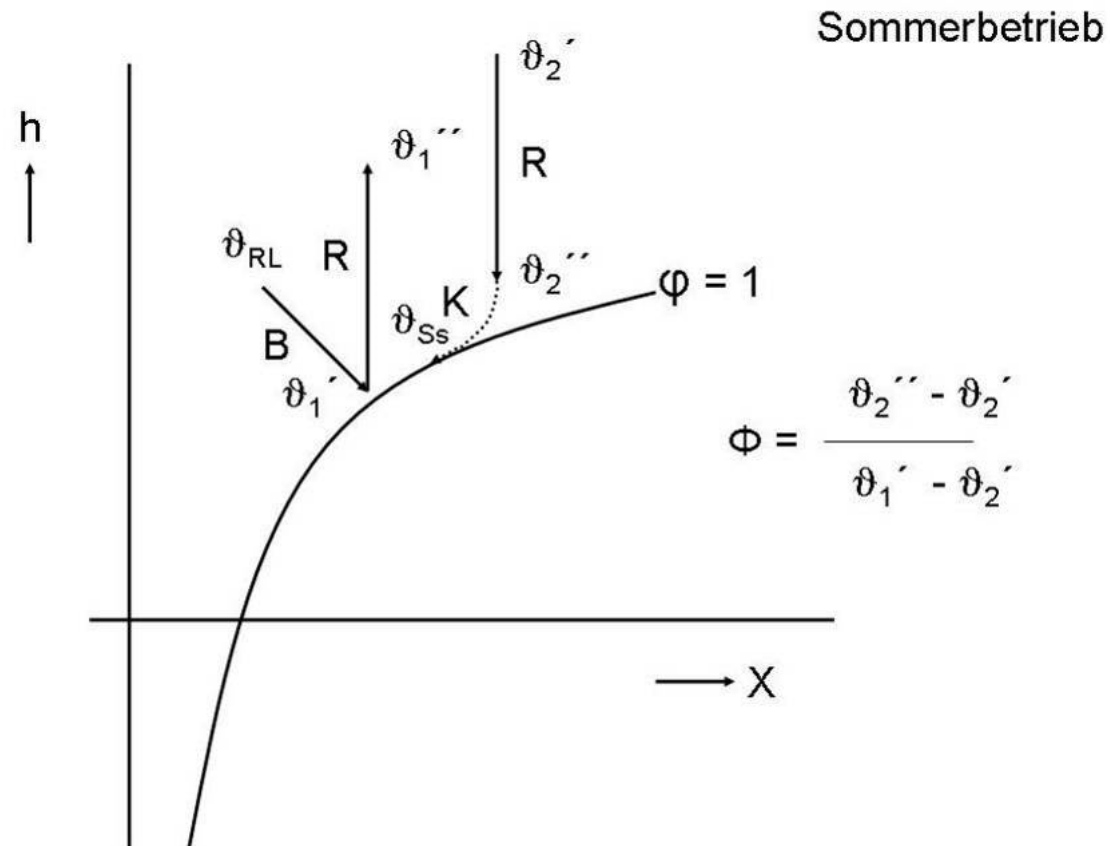
Arbeiten

Arbeiten des Jahres = Summe der Einzelwerte

$$W_{\text{WRG}} = \sum W_{\text{WRG}}(x, y)$$

$$W_{\text{E}} = \sum W_{\text{E}}(x, y)$$

Wärmerückgewinnung



Arbeiten

energetischen Aufwendungen der Hilfsenergien

$$W_{\text{el}}(x, y) = P_{\text{el}} \cdot t_{(x, y)}$$

elektrischen Arbeiten = Summe der Einzelwerte:

$$W_{\text{el}} = \sum W_{\text{el}}(x, y)$$

Effizienz der WRG

Jahresarbeitszahl

$$\varepsilon_a = W_{\text{WRG}} / (f \cdot W_{\text{el}})$$

f Wertungsfaktor (z. B. $f = 2$)

Effizienz der WRG

Deckungsgrad

thermischer Jahresdeckungsgrad

$$\varphi_{\text{Tha}} = W_{\text{WRG}} / W_{\text{Wärmebedarf}}$$

energetischer Jahresdeckungsgrad

$$\varphi_{\text{Ea}} = (W_{\text{WRG}} - f \cdot W_{\text{el}}) / W_{\text{Wärmebedarf}}$$

Effizienz der WRG

Jahreswirkungsgrad

η_{WRGa} = Nettonutzen der WRG / Potenzial der WRG

Unterschiedliche Wertung

$$\eta_{WRGa} = (W_{WRG} - f \cdot W_{el}) / W_P$$

$$\eta_{WRGa} = (1 - f \cdot W_{el} / W_{WRG}) / (W_P / W_{WRG})$$

Effizienz der WRG

Jahreswirkungsgrad

$$\eta_{WRGa} = \Phi \cdot (1 - f / \varepsilon_a)$$

oder bei einer rein energetische Betrachtung mit $f = 1$

$$\eta_{WRG} = \Phi \cdot (1 - 1 / \varepsilon_a)$$

Umrechnung WRG Grade

geforderten Übertragungsgrad $\Phi_{1:1}$

$$\text{bei } \mu = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = (\dot{m}_2 \cdot c_{pL}) / (\dot{m}_1 \cdot c_{pL}) = 1$$

$$NTU_{1:1} = \Phi_{1:1} / (1 - \Phi_{1:1})$$

Umrechnung WRG Grade

geänderten Massenströme

$$NTU_{\text{erf}} = NTU_{1:1}$$

$$\mu_{\text{tats}} = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{pL} / \dot{m}_1 \cdot c_{pL}$$

Bedingung $NTU_2 = \text{const.}$ und damit $k = \text{const.}$

Umrechnung WRG Grade

Übertragungsgrad im reinem Gegenstrom

$$\Phi_{\text{tats}} = \frac{(1 - e^{[(\mu_{\text{tats}} - 1) \cdot NTU_{\text{erf}}]})}{(1 - \mu_{\text{tats}} \cdot e^{[(\mu_{\text{tats}} - 1) \cdot NTU_{\text{erf}}]})}$$

Umrechnung WRG Grade

tatsächlicher Übertragungsgrad $\Phi_{\text{tats.}}$

$$\text{bei } \mu = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = (\dot{m}_2 \cdot c_{pL}) / (\dot{m}_1 \cdot c_{pL}) < > 1$$

$$NTU = 1 / (1 - \mu) \cdot \ln ((1 - \mu \cdot \Phi_{\text{tats.}}) / (1 - \Phi_{\text{tats.}}))$$

Umrechnung WRG Grade

Gleiche Massenströme

$$NTU_{\text{tats.}} = NTU_{1:1}$$

$$\mu_{1:1} = \dot{W}_2 / \dot{W}_1 = \dot{m}_2 \cdot c_{pL} / \dot{m}_1 \cdot c_{pL} = 1$$

Bedingung $NTU_2 = \text{const.}$ und damit $k = \text{const.}$

Umrechnung WRG Grade

Übertragungsgrad im reinem Gegenstrom

$$\Phi_{1:1} = NTU / (NTU + 1)$$

Umrechnung WRG Grade

vereinfacht nach Kaup

$$\Phi_{\text{emp}} = \Phi_{1:1} \cdot (\dot{m}_1 / \dot{m}_2)^{0,4}$$

mit $0,67 \leq \mu_{\text{tats}} \leq 1,25$

und $\Phi_{1:1} \leq 0,8$

Umrechnung WRG Grade

vereinfacht nach EN 13053

$$\Phi_t = \Phi_{1:1} / (1 + \dot{m}_2 / \dot{m}_1) \cdot 2$$

mit $0,67 \leq \mu_{\text{tats}} \leq 1,25$

und $\Phi_{1:1} \leq 0,8$

Umrechnung WRG Grade

vereinfacht nach Kaup

$$\Phi_{1:1} = \Phi_{\text{tats.}} / (\dot{m}_1 / \dot{m}_2)^{0,4}$$

mit $0,67 \leq \mu_{\text{tats}} \leq 1,25$

und $\Phi_{1:1} \leq 0,8$

Umrechnung WRG Grade

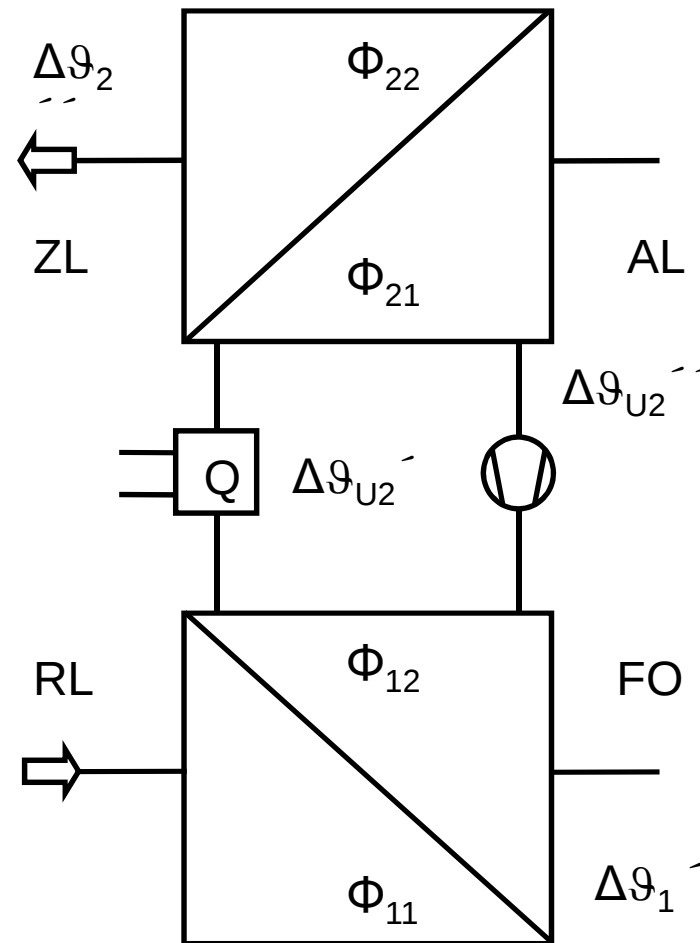
vereinfacht nach prEN 13053

$$\Phi_{1:1} = \Phi_t \cdot (1 + \dot{m}_2 / \dot{m}_1) / 2$$

mit $0,67 \leq \mu_{\text{tats}} \leq 1,25$

und $\Phi_{1:1} \leq 0,8$

Einfluss Vorlauf



Änderung Vorlauf

Temperaturänderung im Umlaufstrom:

$$\Delta \vartheta_{U2}' = \Delta \vartheta_2'' / \Phi_{22}$$

$\Delta \vartheta_2''$ gewünschte Lufterwärmung [K]

$\Delta \vartheta_{U2}'$ benötigte Temp.änderung am Eintritt [K]

Φ_{22} luftseitiger Übertragungsgrad App. 2 [./.]

Änderung Vorlauf

Temperaturänderung des Umlaufstroms:

$$\Delta \vartheta_{U2}'' = \Delta \vartheta_2'' \cdot (1 / \Phi_{21} - 1)$$

$\Delta \vartheta_{U2}''$ Temperaturänderung am Austritt [K]

Φ_{21} medienseitiger Übertragungsgrad App. 2 [./.]

Änderung Vorlauf

Einfluss auf die Fortlufttemperatur mit:

$$\Delta \vartheta_1' = \Delta \vartheta_{U2}'' \cdot \Phi_{11}$$

$\Delta \vartheta_1'$ Temperaturänderung der Fortluft [K]

Φ_{11} luftseitiger Übertragungsgrad App. 1 [./.]

Änderung Vorlauf

Zusammengesetzte Änderungsgleichung

$$\Delta \vartheta_1' = \Delta \vartheta_2'' \cdot (1 / \Phi_{21} - 1) \cdot \Phi_{11}$$

Temperaturübertragungsgrades $\Delta \Phi_{2\text{ges}}$
mit Beeinflussung

$$\Delta \Phi_{2\text{ges}} = \Delta \Phi_{2\text{ges } 0} - \Delta \Phi_{\text{Korr}}$$

Änderung Vorlauf

$$\Delta\Phi_{\text{Korr}} = \Delta\vartheta_1' / (\vartheta_1' - \vartheta_2') / \mu_{2\text{ges}}$$

$$\Delta\Phi_{2\text{ges}} = \Delta\Phi_{2\text{ges } 0} - \Delta\vartheta_1' / (\vartheta_1' - \vartheta_2') / \mu_{2\text{ges}}$$

Änderung Vorlauf

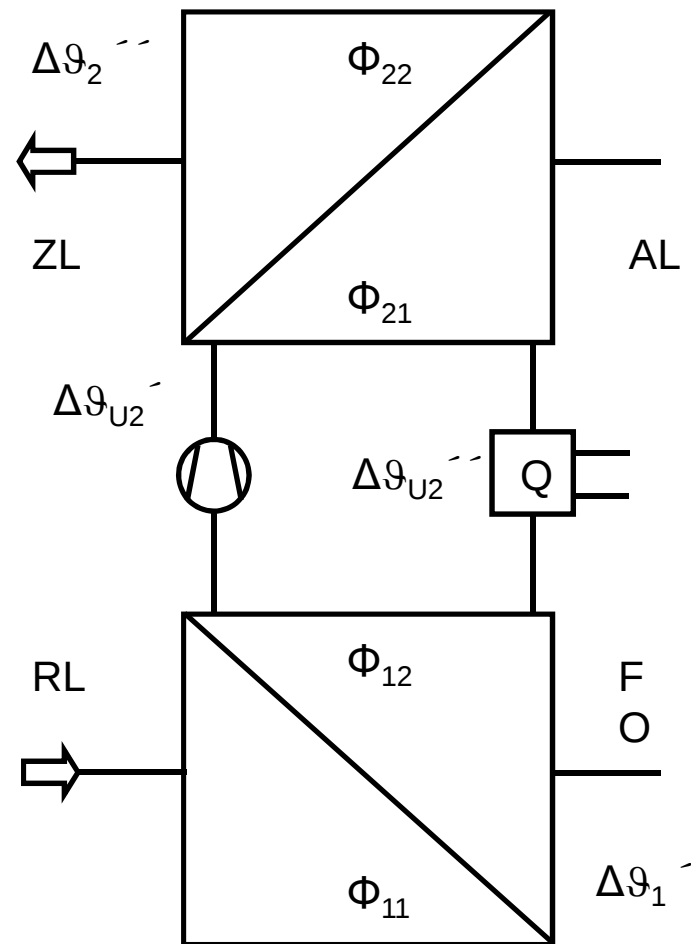
Einfluss nach Jüttemann

$$\Delta \vartheta_{U2}'' = \Delta \vartheta_{U2}' \cdot (1 - \Phi_{22}) / \Phi_{22} / (2 - \Phi_{22})$$

gilt mit $\mu_{2\text{ges}} = \dot{W}_1 / \dot{W}_2 = 1$ und

$$\mu_{11} = \mu_{22} = 1 \text{ und } \Phi_{22} = \Phi_{11} = \Phi_{21}$$

Einfluss Rücklauf



Änderung Rücklauf

Temperaturänderung im Umlaufstrom:

$$\Delta \vartheta_{U2}' = \Delta \vartheta_{U1}' \cdot (1 / \Phi_{12} - 1)$$

$\Delta \vartheta_{U2}'$ benötigte Temp.änderung am Eintritt [K]

Φ_{12} medienseitiger Übertragungsgrad App. 1 [./.]

Änderung Rücklauf

Einfluss auf die Zulufttemperatur

$$\Delta \vartheta_2'' = \Delta \vartheta_{U2}' \cdot \Phi_{22}$$

$\Delta \vartheta_2''$ Temperaturänderung der Zuluft [K]

Φ_{22} luftseitiger Übertragungsgrad App. 2 [./.]

Änderung Rücklauf

Zusammengesetzte Änderungsgleichung

$$\Delta \vartheta_2' = \Delta \vartheta_1' \cdot (1 / \Phi_{12} - 1) \cdot \Phi_{22}$$

Temperaturübertragungsgrades $\Delta \Phi_{2\text{ges}}$
mit Beeinflussung

$$\Delta \Phi_{2\text{ges}} = \Delta \Phi_{2\text{ges } 0} - \Delta \Phi_{\text{Korr}}$$

Änderung Rücklauf

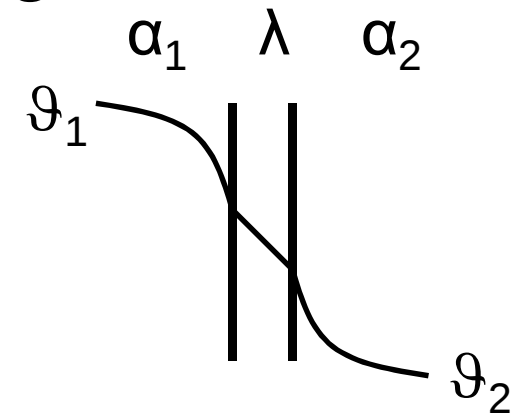
$$\Delta\Phi_{\text{Korr}} = \Delta\vartheta_2' / (\vartheta_1' - \vartheta_2')$$

$$\Delta\Phi_{2\text{ges}} = \Delta\Phi_{2\text{ges } 0} - \Delta\vartheta_2' / (\vartheta_1' - \vartheta_2')$$

Konvektiver Wärmeübergang

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

$$1 / k = 1 / \alpha_1 + d / \lambda + 1 / \alpha_2$$



k Wärmedurchgangskoeffizient [W / m² / K]

A Wärmeübertragungsfläche [m²]

α Wärmeübergangskoeffizient [W / m² / K]

λ Wärmeleitfähigkeit [W / m / K]

Konvektiver Wärmeübergang

$$\alpha = \dot{q} / (\vartheta_l - \vartheta_w) = Nu \cdot \lambda / l$$

$$Nu = f (Pr, Re, Gr, Ra) \quad \text{Nußelt-Zahl}$$

Pr Prandl-Zahl

Re Reynold-Zahl

Gr Grashof-Zahl

(Ra Rayleigh-Zahl)

Konvektion

$$Pr = \rho \cdot \nu \cdot c_p / \lambda \quad (\text{temp.abh. Stoffgröße})$$

$$Re = \rho \cdot w \cdot l / \eta = w \cdot l / \nu \quad (\text{Strömungskennzahl})$$

ρ Dichte des Medium [kg / m³]

ν kinematische Viskosität [m² / s]

c_p spezifische Wärmekapazität [KJ / kg / K]

w Strömungsgeschwindigkeit [m / s]

l charakteristische WÜ Länge [m]

Freie Konvektion

$$Gr = g \cdot l^3 \cdot \beta \cdot (\vartheta_w - \vartheta_f) / \nu^2 \quad (\text{Auftrieb zur Viskosität})$$

$$\beta = 1 / T_f$$

$$Ra = Gr \cdot Pr$$

g Erdbeschleunigung [m / s²]

ϑ_w Wandtemperatur [°C]

ϑ_f Fluidtemperatur [°C]

T_f absolute Fluidtemperatur [K]

$l = L \cdot B / 2 / (L + B)$ (Platte)

Konvektiver Wärmeübergang

Oberseite einer Platte

$$Nu = 0.766 \cdot [Ra \cdot f_2(Pr)]^{0.2}$$

Für laminare Strömung $Ra \cdot f_2(Pr) < 7 \cdot 10^4$

$$Nu = 0.15 \cdot [Ra \cdot f_2(Pr)]^{1/3}$$

Für turbulente Strömung $Ra \cdot f_2(Pr) > 7 \cdot 10^4$

$$f_2(Pr) = [1 + (0.322 / Pr)^{11/20}]^{-20/11}$$

Konvektiver Wärmeübergang

Unterseite einer Platte

$$Nu = 0.6 \cdot [Ra \cdot f_1(Pr)]^{0.2}$$

Für laminare Strömung $10^3 < Ra \cdot f_1(Pr) < 10^{10}$

$$f_1(Pr) = [1 + (0.492 / Pr)^{9/16}]^{-16/9}$$

Konvektiver Wärmeübergang

Vertikale Platte

$$Nu = (0.825 + 0.387 \cdot [Ra \cdot f_1(Pr)]^{1/6})^2$$

$$10^{-1} < Ra < 10^{12}$$

$$f_1(Pr) = [1 + (0.492 / Pr)^{9/16}]^{-16/9}$$

Erzwungene Strömung

Platte

$$Nu_{\text{lam}} = 0.664 \cdot \sqrt{\text{Re}} \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

laminare Grenzschicht $\text{Re} < 5 \cdot 10^5$ und $0.6 < \text{Pr} < 2000$

$$Nu_{\text{turb}} = 0.037 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr} / [1 + 2.443 \cdot \text{Re}^{-0.1} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)]$$

turbulente Grenzschicht $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7$ und $0.6 < \text{Pr} < 2000$

$$Nu = \sqrt{(Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2)}$$

Erzwungene Konvektion

Platte mit vorderer Stoßkante

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \xi / 8 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} / [1 + 12.7 \cdot \sqrt{(\xi / 8)} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)]$$

turbulenter Strömung $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7$ und $0.6 < \text{Pr} < 2000$

ξ = Widerstandsbeiwert der Platte mit:

$$\xi = 0.296 \cdot \text{Re}^{-0.2}$$

Erzwungene Konvektion

Strömung im Rohr

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \xi / 8 \cdot (\text{Re} - 1000) \cdot \text{Pr} / [1 + 12.7 \cdot \sqrt{(\xi / 8)} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)] \cdot \{ 1 + (d_i / l)^{2/3} \}$$

turbulenter Strömung $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7$ und $0.6 < \text{Pr} < 2000$

ξ Widerstandsbeiwert des Rohres mit:

$$\xi = [1.82 \cdot \log(\text{Re}) - 1,64]^{-2}$$

l Länge des Rohres [m]

d_i Innendurchmesser [m] mit $d_i/l < 1$

Erzwungene Konvektion

Längsumströmtes Rohr

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \sqrt{\left(0,44 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{0,67} + \text{Re}^{1,6} \cdot \text{Pr}^2 / \right. \\ \left. [27,03 + 66,03 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot (\text{Pr}^{0,67} - 1)]^2 \right)}$$

l charakteristische Länge in m

Erzwungene Konvektion

Querumströmtes Rohr

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = 0,3 + \sqrt{(0,44 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr}^{0,67} + \text{Re}^{1,6} \cdot \text{Pr}^2 / [27,03 + 66,03 \cdot \text{Re}^{-0,1} \cdot (\text{Pr}^{0,67} - 1)]^2)}$$

$$l = \eta \cdot d / 2 \quad \text{charakteristische Länge in m}$$

Näherungsgleichungen

Plattenströmung

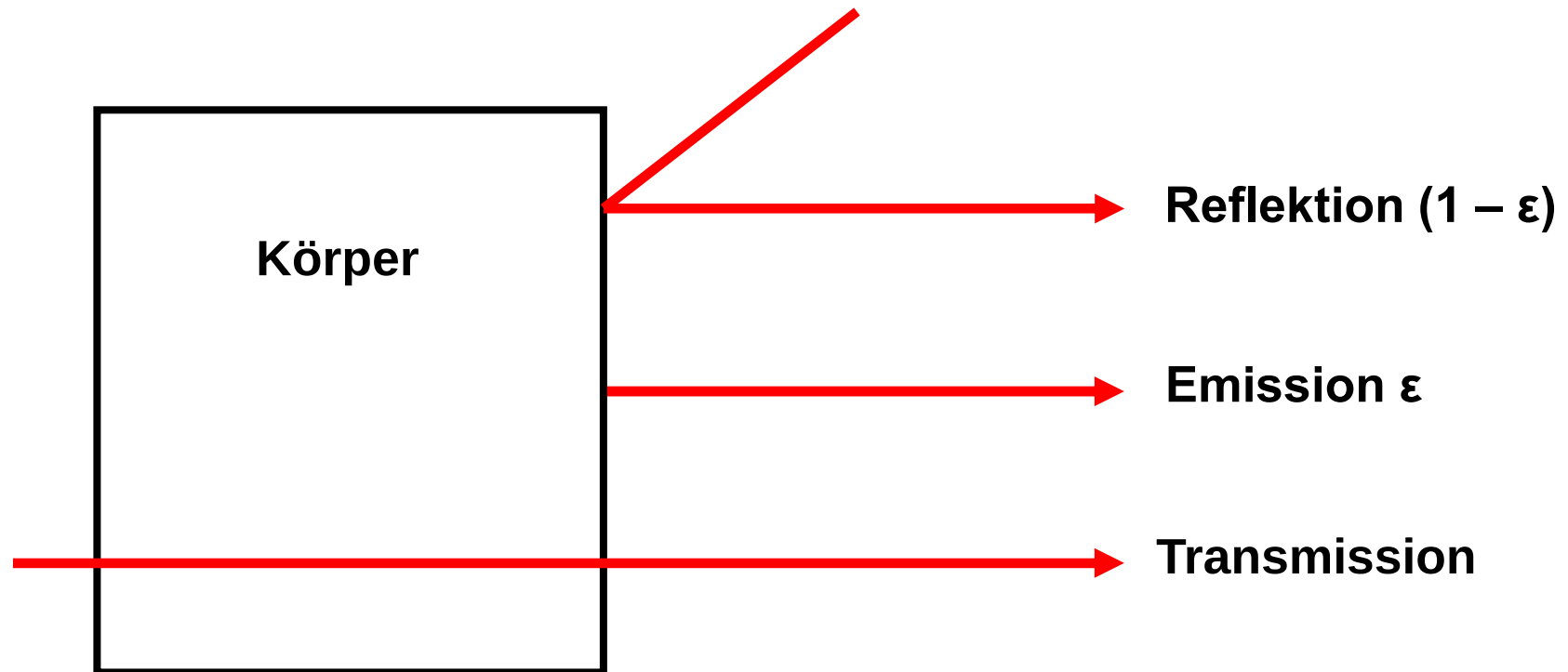
$$Nu_{l \text{ turb}} \approx 0,037 \cdot Re_l^{0,8} \cdot Pr$$

$$5 \cdot 10^5 < Re < 10^7 \text{ und } 0.6 < Pr < 2000$$

Rohrströmung

$$Nu_{d \text{ turb}} \approx 0,0235 \cdot Re_d^{0,8} \cdot Pr$$

$$10^4 < Re < 10^6 \text{ und } 0.6 < Pr < 2000 \text{ mit } l / d > 50$$



Strahlung

$$\dot{Q}_S = C_{12} \cdot A \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

$\dot{Q}_S$ Strahlungsleistung [W]

A Strahlungsabgebende Fläche [m²]

C_{12} Strahlungsaustauschzahl

T absolute Temperatur

$T_1 > T_2$ Heizung ($T_1 < T_2$ Kühlung)

Strahlung

$$C_{12} = \sigma / (1 / \varepsilon_1 + 1 / \varepsilon_2 - 1)$$

Parallele Platten

σ Stefan Boltzmann Konstante

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ / K}^4$$

ε Emissionsverhältnis der Flächen

$$\varepsilon = E(T) / E_S(T) = \text{Emission Körper} / \text{E. schwarzer Körper}$$

Strahlung

$$C_{12} = \sigma / (1 / \varepsilon_1 + A_1 / A_2 \cdot [1 / \varepsilon_2 - 1])$$

Mantel im Innenrohr

σ Stefan Boltzmann Konstante

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W / m}^2 \text{ / K}^4$$

ε Emissionsverhältnis der Flächen A

Strahlung

$$C_{12} = \sigma \cdot \varepsilon_1 \cdot \varepsilon_2 \cdot \varphi_{12}$$

Flächen mit Winkelbeziehung

φ_{12} Einstrahlzahl

Strahlung

$$C_{12} \approx \sigma \cdot \varepsilon_1$$

Sonderfall bei sehr großen Umschließungsflächen

- Aluminium, poliert 0,05
- Eisen blank 0,13
- Verz. Stahl 0,25
- Eisen, verrostet 0,69
- Lack $\approx$ 0,95 (aus Weiß)
- Beton und Ziegel 0,92
- Holz (Bretter) 0,96
- Glas 0,7 bis 0,9
- Eis 0,95
- Wasser 0,96
- menschliche Haut 0,98

Erzwungene Konvektion

Platte mit vorderer Stoßkante

$$\text{Nu}_{\text{turb}} = \xi / 8 \cdot \text{Re} \cdot \text{Pr} / [1 + 12.7 \cdot \sqrt{(\xi / 8)} \cdot (\text{Pr}^{2/3} - 1)]$$

turbulenter Strömung $5 \cdot 10^5 < \text{Re} < 10^7$ und $0.6 < \text{Pr} < 2000$

ξ Widerstandsbeiwert der Platte mit:

$$\xi = 0.296 \cdot \text{Re}^{-0.2}$$

Erzwungene Konvektion

Platte

$$Nu_{lam} = 0.664 \cdot \sqrt{Re} \cdot Pr^{1/3}$$

laminare Grenzschicht $Re < 5 \cdot 10^5$ und $0.6 < Pr < 2000$

$$Nu = \sqrt{(Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2)}$$

$$\alpha_{i/a} = Nu \cdot \lambda / l$$

Erzwungene Konvektion

Platte mit vorderer Stoßkante

$$1 / k = 1 / \alpha_i + s / \lambda + 1 / \alpha_a$$

$$R_{\text{ges}} = R_i + R_L + R_a$$

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_p$$

Erzwungene Konvektion

Platte mit vorderer Stoßkante

$$NTU = k \cdot A / W_2$$

$$\Phi = (1 - e^{[(\mu - 1) \cdot NTU]}) / (1 - \mu \cdot e^{[(\mu - 1) \cdot NTU]})$$

Gegenstromänderungsgrad

$$1 / \Phi = 1 / (1 - e^{[-NTU]}) + \mu / (1 - e^{[-\mu \cdot NTU]}) - 1 / NTU$$

Kreuzstromänderungsgrad

Zwei Plattenwärmeübertrager

Im Gegenstrom (Kreuz- / Gegenstrom)

$$\Phi_{2\text{ges}} = (\Phi_{2A} + \Phi_{2B} - (1 + \mu) \cdot \Phi_{2A} \cdot \Phi_{2B}) / (1 - \mu \cdot \Phi_{2A} \cdot \Phi_{2B})$$

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$Nu_d = C \cdot Re_d^{0,6} \cdot (A / A_0)^{-0,15} \cdot Pr^{1/3}$$

turbulenter Strömung $10^3 < Re < 10^5$ und $0.6 < Pr < 2000$

C = Anordnungsfaktoren (empirisch) mit:

C = 0,38 versetzte Anordnung (> 3 Rohrreihen)

C = 0,36 versetzte Anordnung (3 Rohrreihen)

C = 0,33 versetzte Anordnung (2 Rohrreihen)

C = 0,22 fluchtende Anordnung (> 3 Rohrreihen)

C = 0,20 fluchtende Anordnung (2 bis 3 Rohrreihen)

Umrechnung k-Zahlen nach Kaup

$$k_{\text{korr}} = k_{\text{mess}} \cdot (w_{\text{L korr}} / w_{\text{L Mess}})^{0,4} \cdot (w_{\text{M korr}} / w_{\text{M Mess}})^{0,4}$$

$$0,6 < w_{\text{L korr}} / w_{\text{L Mess}} < 1,6 \quad (\text{Fehler} < 4 \%)$$

$$0,8 < w_{\text{M korr}} / w_{\text{M Mess}} < 1,4 \quad (\text{Fehler} < 4 \%)$$

wobei:

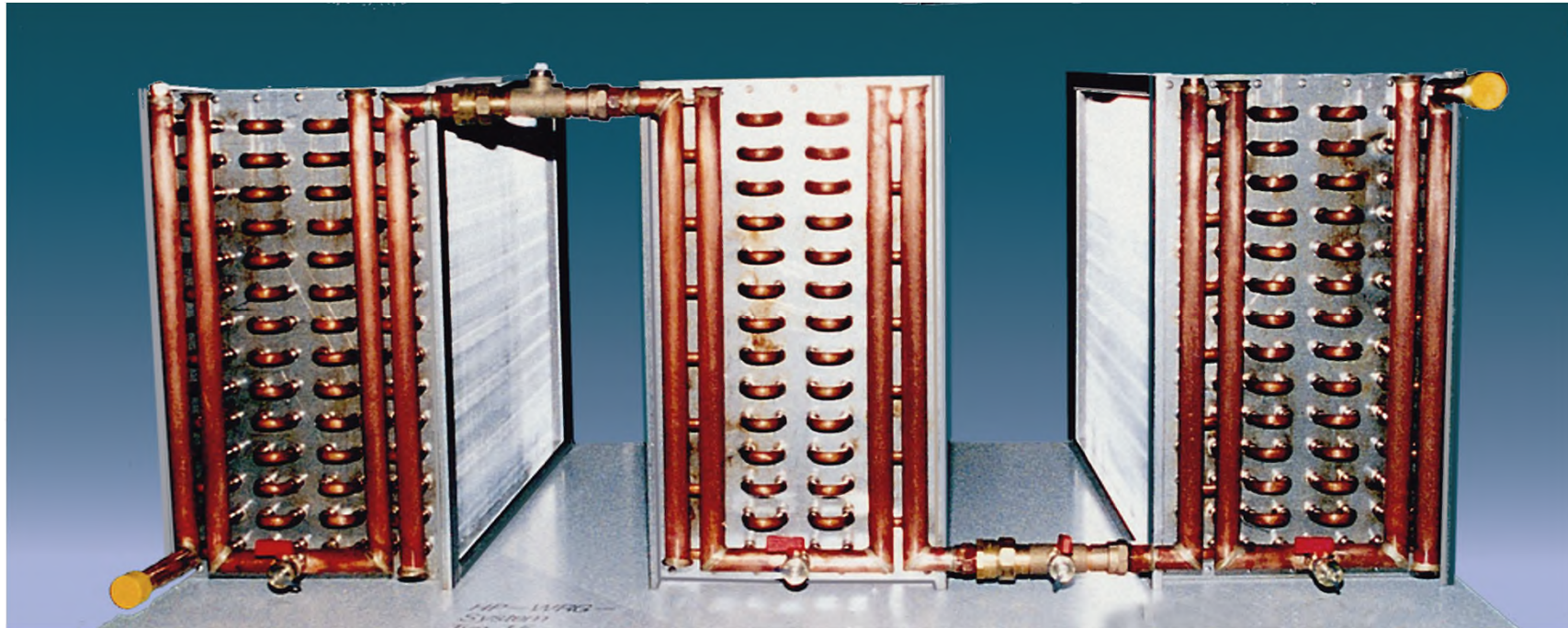
korr Index korrigierter, bzw. umgerechneter Wert

Mess Index gemessener, bzw. originärer Wert

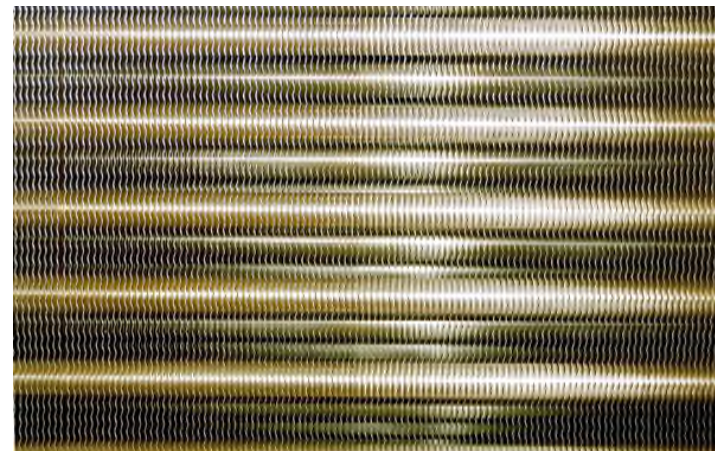
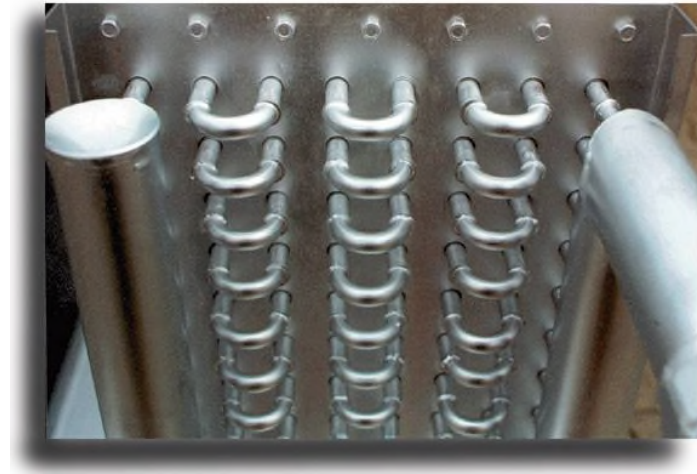
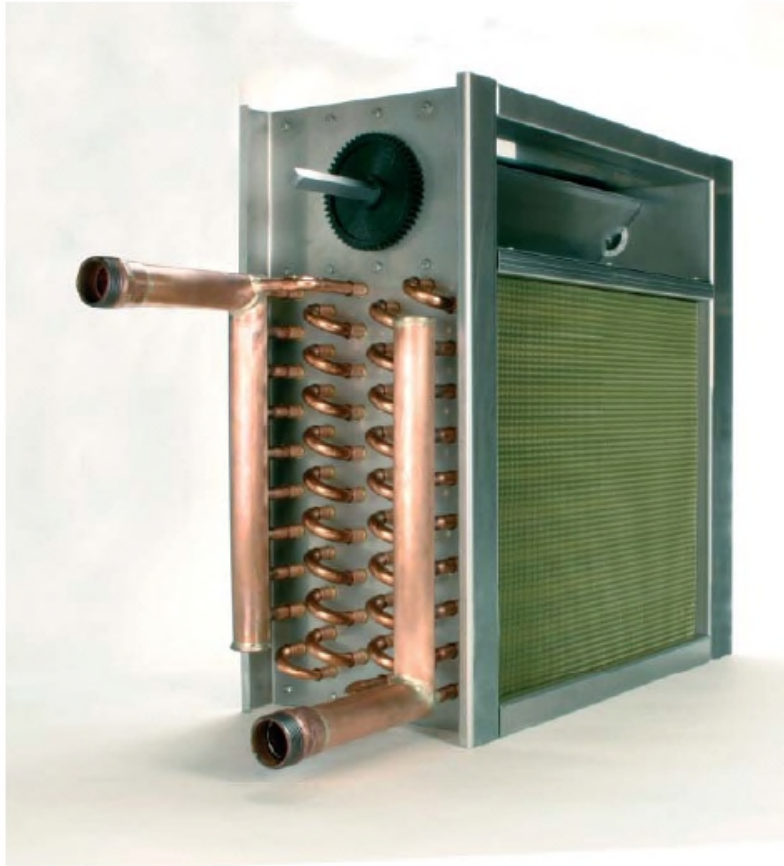
M Index Medienseite z. B. Wasser

L Index Luftseite

Berippte Wärmeübertrager



Berippte Wärmeübertrager



Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$A / A_0 = 1 + 2 \cdot h \cdot (h + d + s) / t_r / d$$

A / A_0 Flächenverhältnis berippt zum Grundkörper

h Rippenhöhe

d Rohrdurchmesser (Grundkörper)

s Rippenstärke

t_r Rippenteilung

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$Re = w \cdot l / \nu$$

$$l = \pi / 2 \cdot \sqrt{(d^2 + h^2)}$$

l Charakteristische Strömungslänge

h Rippenhöhe

d Rohrdurchmesser (Grundkörper)

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

Rechtecklamelle

$$h = (4 \cdot s_1 \cdot s_2 / (2 \cdot s_1 + 2 \cdot s_2) - d) / 2$$

s_1 Länge der Lamelle (pro Grundkörper)

s_2 Breite der Lamelle (pro Grundkörper)

d Rohrdurchmesser (Grundkörper)

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \varphi') \quad [\text{Rippenfaktor}]$$

$$\varphi' = 1,28 \cdot b_R / d \cdot \sqrt{(l_R / b_R - 0,2)} \quad [\text{Fluchtende Anordnung}]$$

$$\varphi' = 1,27 \cdot b_R / d \cdot \sqrt{(l_R / b_R - 0,3)} \quad [\text{Versetzte Anordnung}]$$

b_R Breite der Rippe

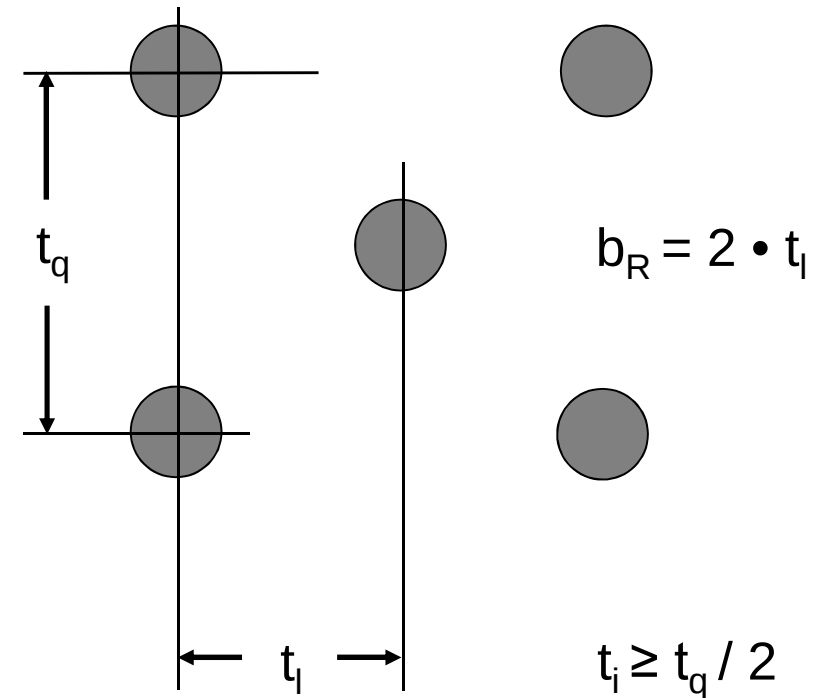
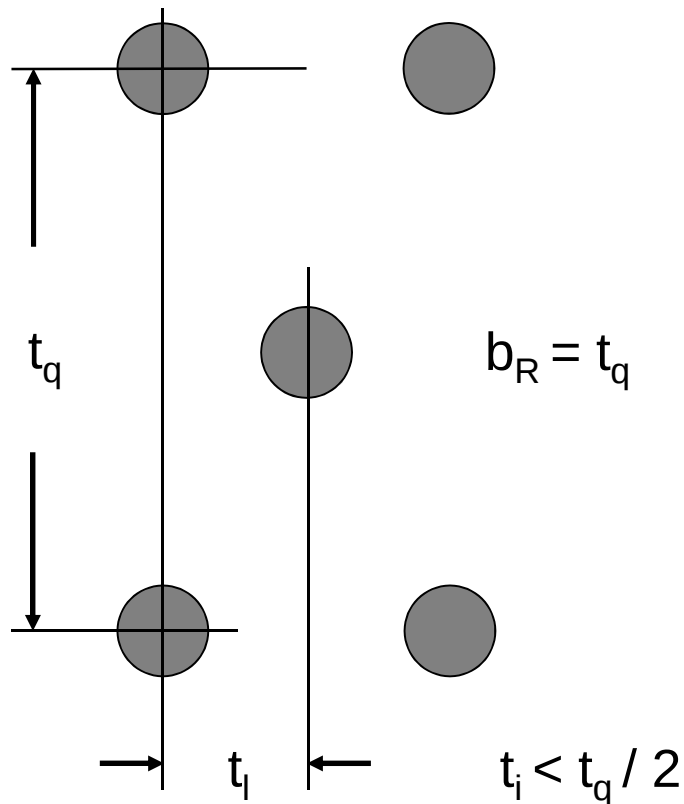
l_R Länge der Rippe mit $l_R \geq b_R$

d Rohrdurchmesser (Grundkörper)

Erzwungene Konvektion

Versetzte Lamellenwärmeübertrager

$$l_R = \sqrt{(t_l^2 + t_q^2 / 4)}$$



Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$x = \varphi \cdot d / 2 \cdot \sqrt{2 \cdot \alpha_R / \lambda_R / s}$$

$\varphi \cdot d / 2$

Gewichtete Rippenhöhe

α_R

Wärmeübergangskoeffizient an der Rippe

λ_R

Wärmeleitfähigkeit der Rippe

s

Rippenstärke

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager

$$\eta_R = \tanh(x) / x = 1 / x \cdot (e^x - e^{-x}) / (e^x + e^{-x})$$

η_R Rippenwirkungsgrad

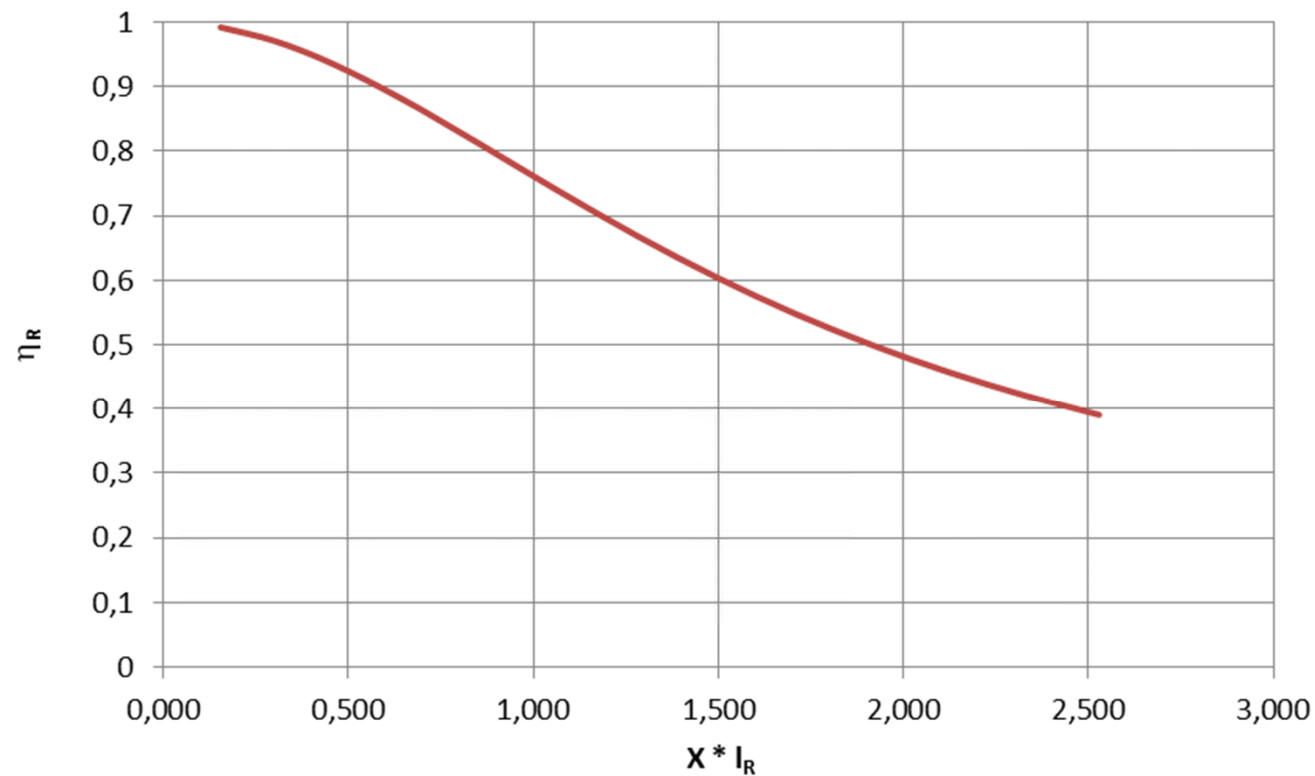
$$\dot{Q} = \alpha_R \cdot (A_0 + \eta_R \cdot A_R) \cdot (\vartheta_0 - \vartheta_U)$$

ϑ_0 Temperatur des Grundkörpers

ϑ_U Umgebungstemperatur

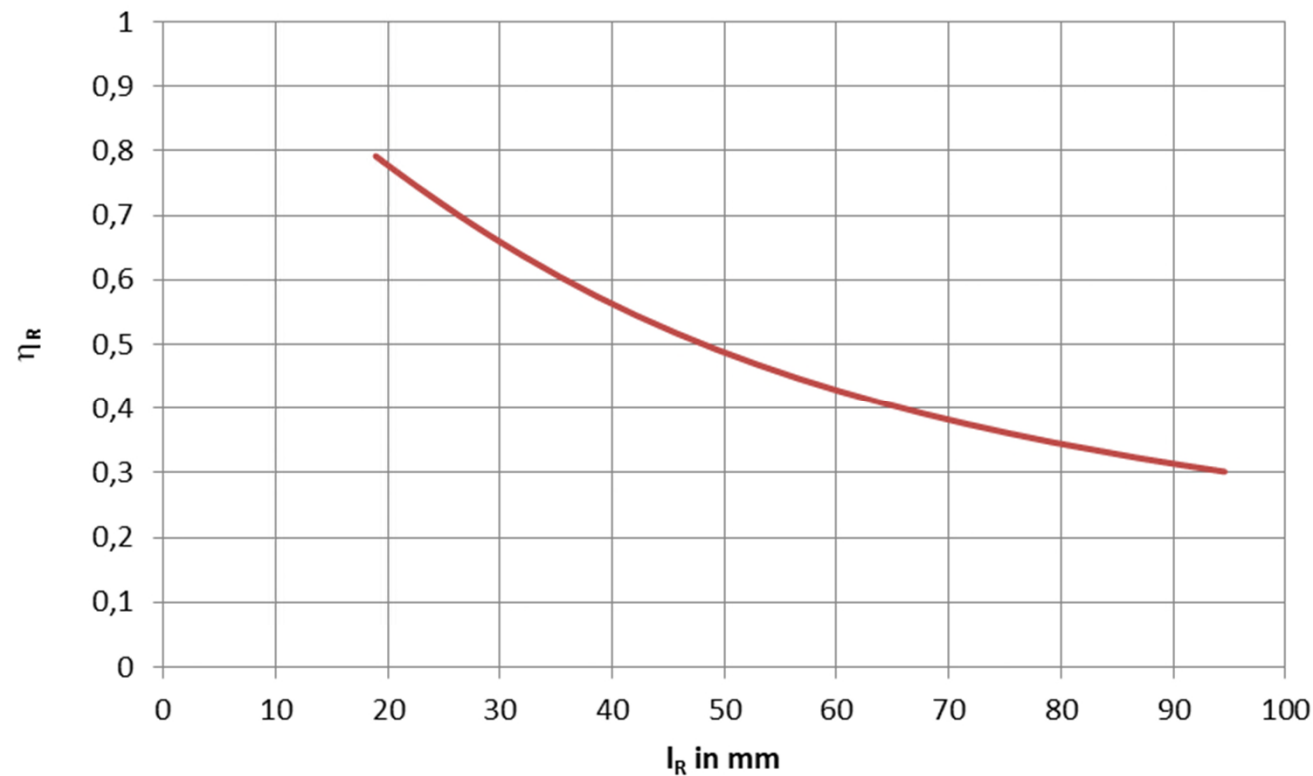
Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager



Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager mit im Beispiel
 $s_1 = s_2$ und $d = 12$ mm und $tr = 2,5$ mm ($s = 0,2$ mm)



Erzwungene Konvektion

Scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient

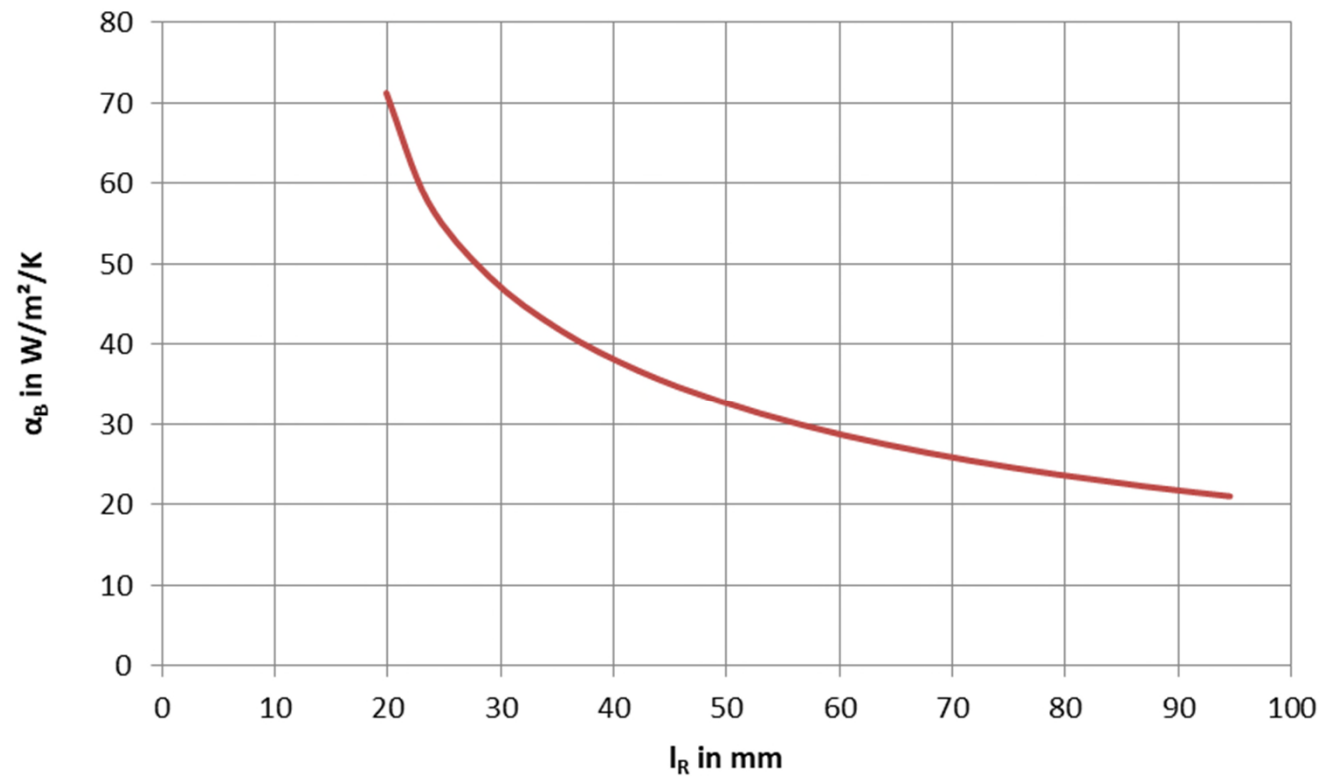
$$\alpha_{\text{Sch}} = \alpha \cdot (A_G / A_a + \eta_R \cdot A_R / A_a)$$

mit:

A_G	Fläche des Grundkörpers (Rohr außen) in m ²
A_a	gesamte Oberfläche des Wärmeübertragers in m ²
A_R	Lamellenoberfläche in m ²

Erzwungene Konvektion

Berippte Lamellenwärmeübertrager



Wärmewiderstand

Berippte Lamellenwärmeübertrager

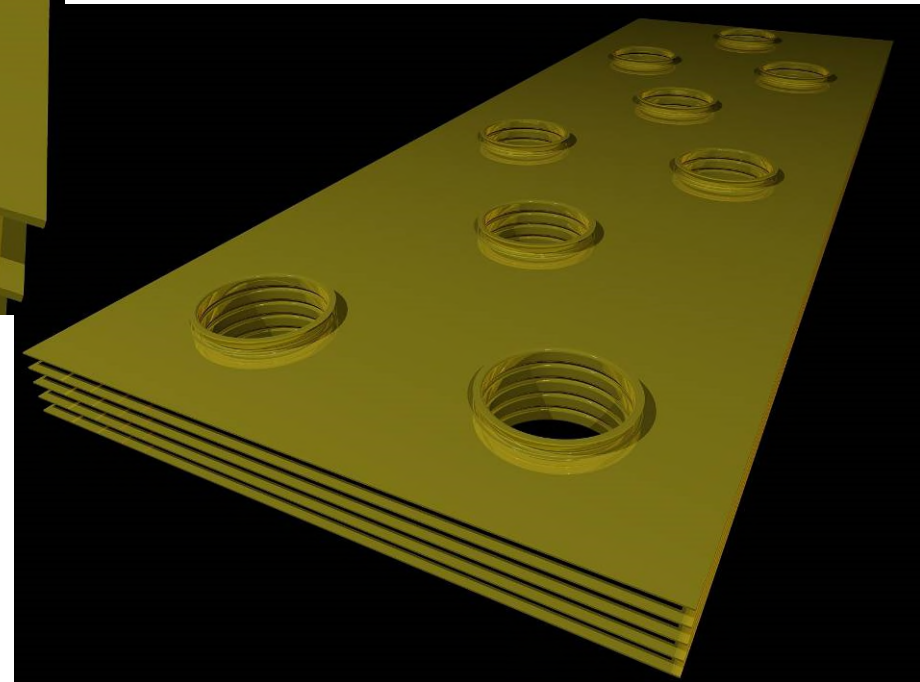
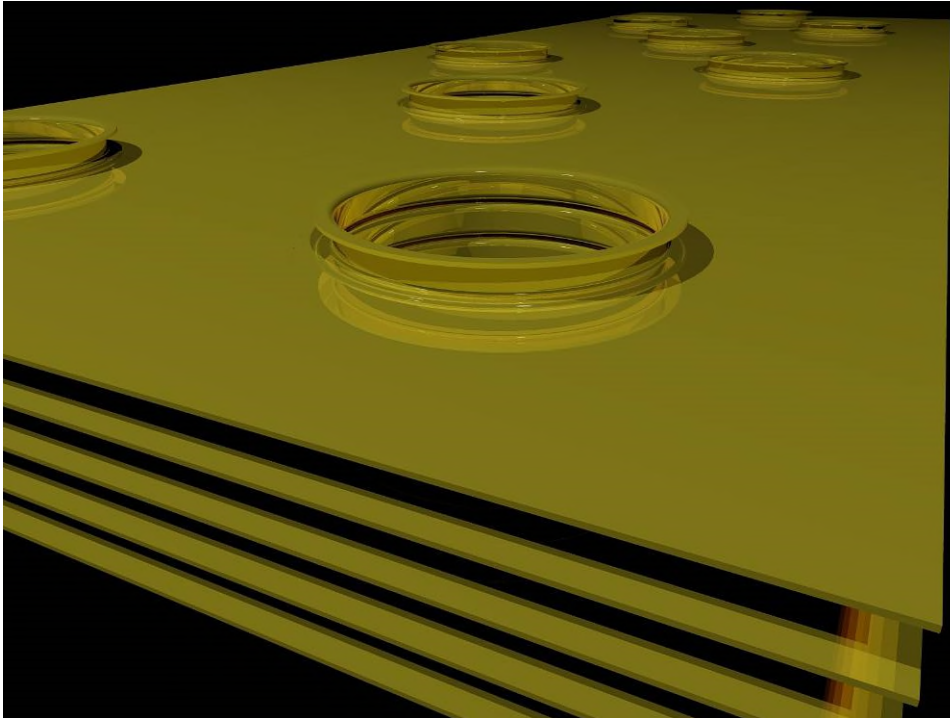
$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{A_a}{A_i} \cdot \left(\frac{d_a - d_i}{2 \cdot \lambda} + \frac{1}{\alpha_i} \right)$$

mit:

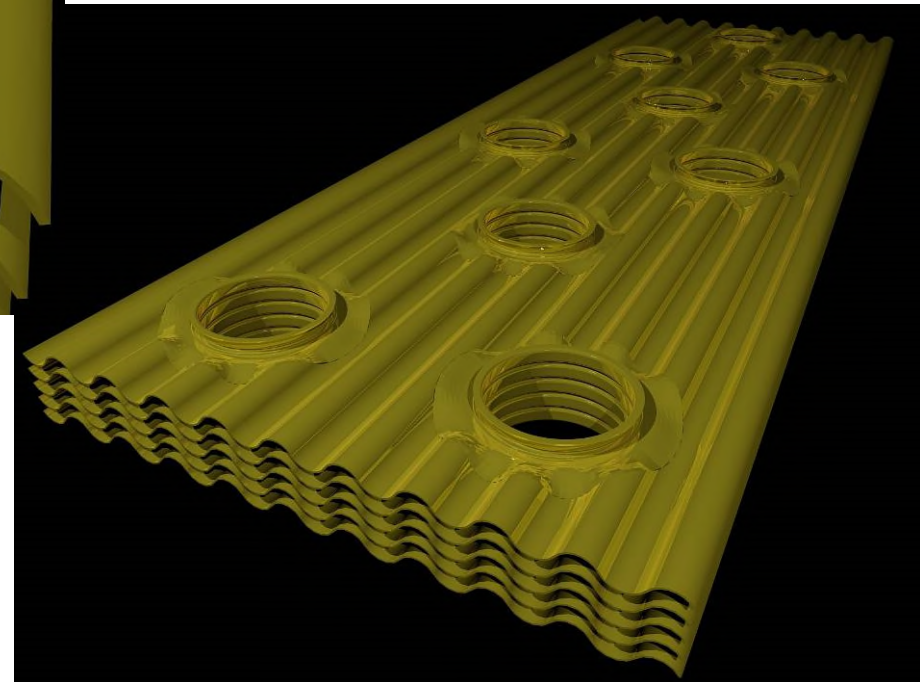
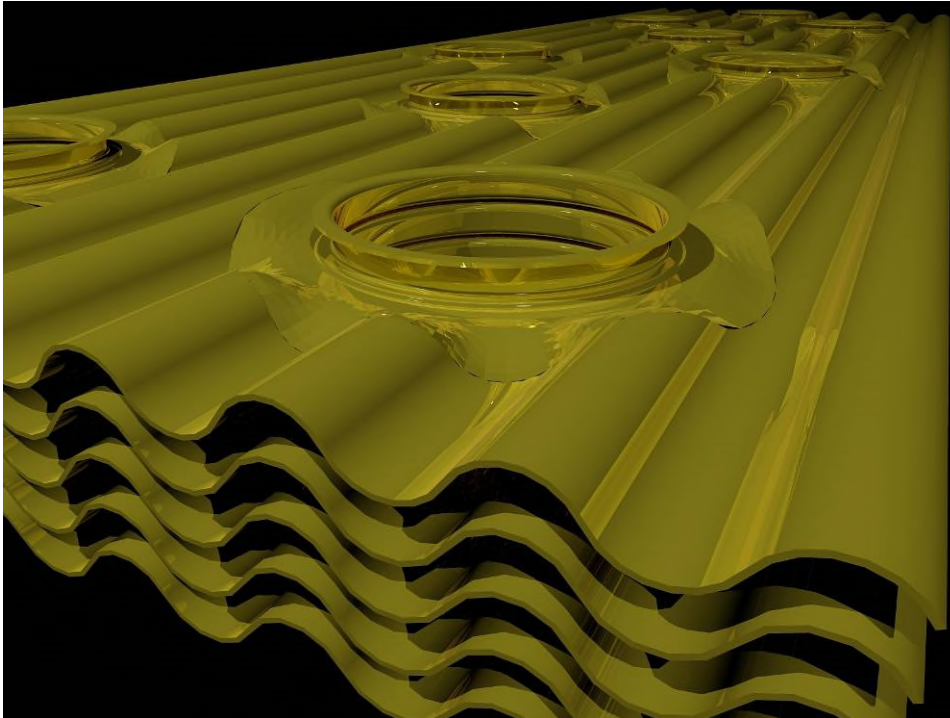
A_a äußere Oberfläche des Wärmeübertragers in m²

A_i innere Oberfläche des WÜ in m²

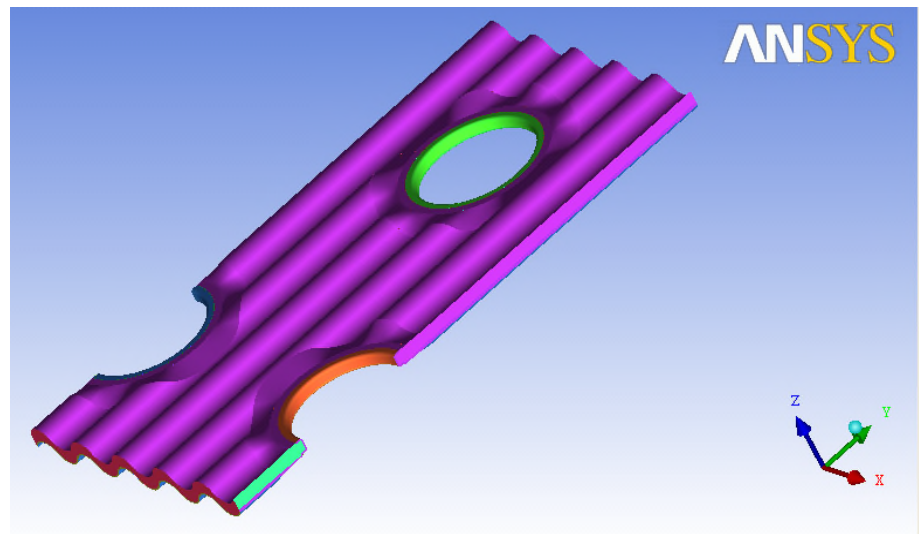
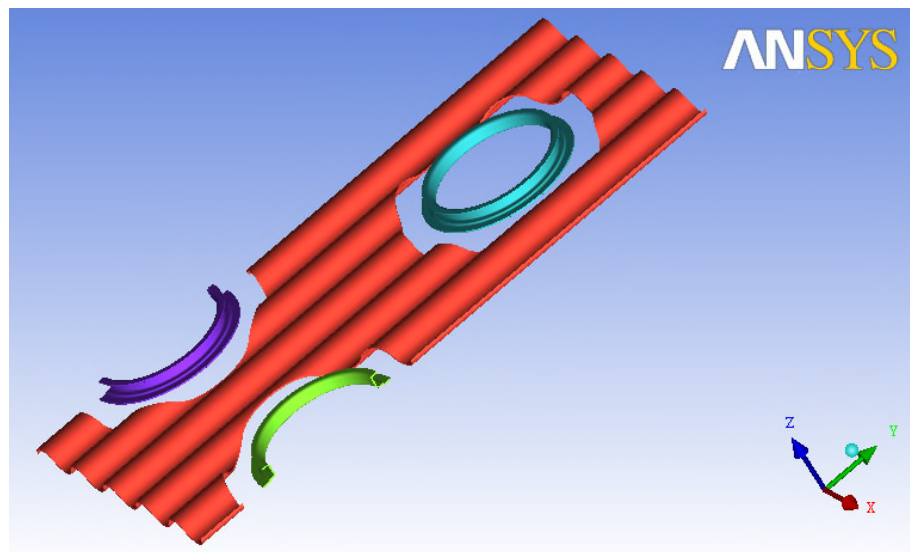
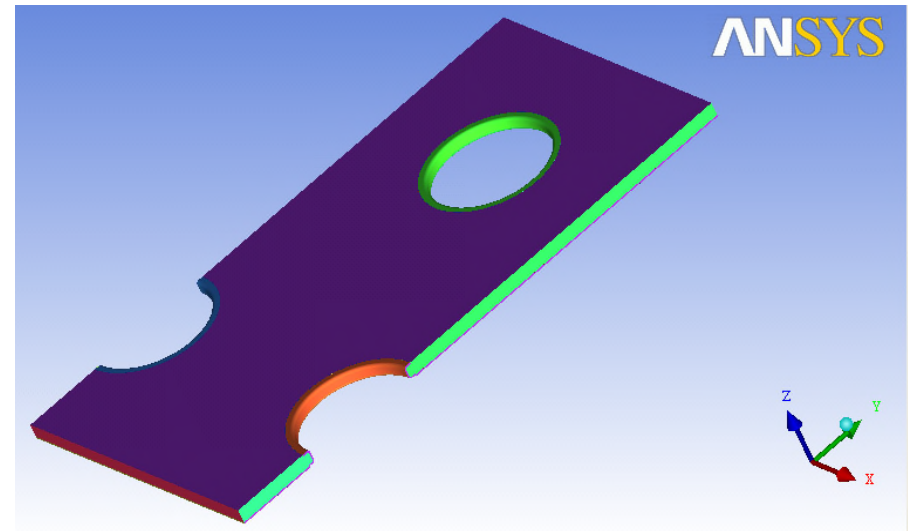
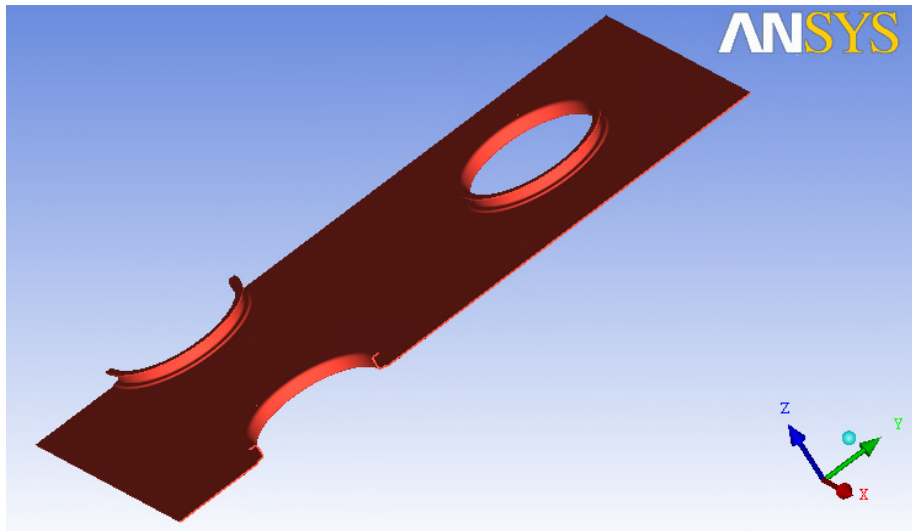
Berippte Wärmeübertrager

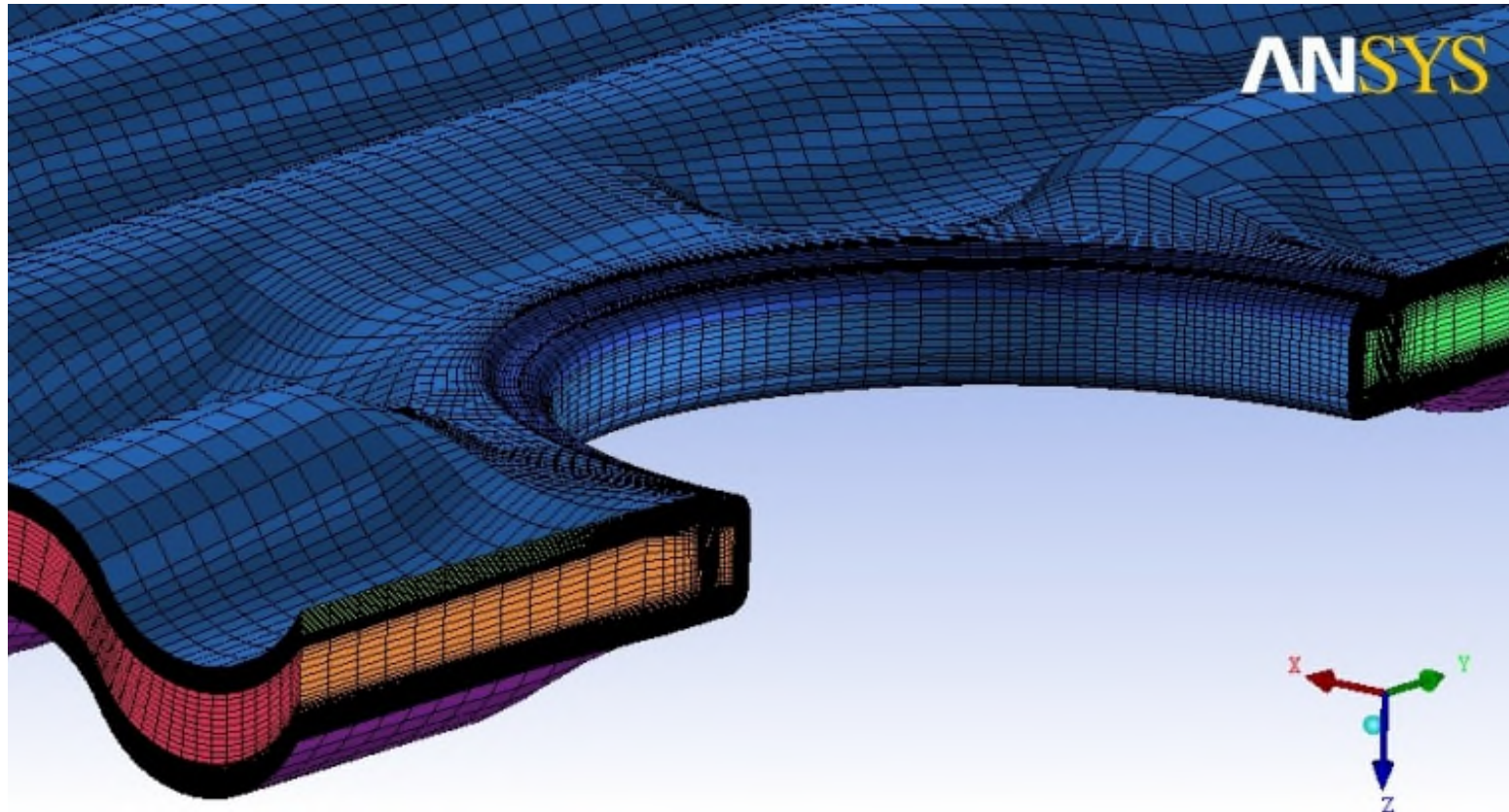


Entwicklung Lamelle



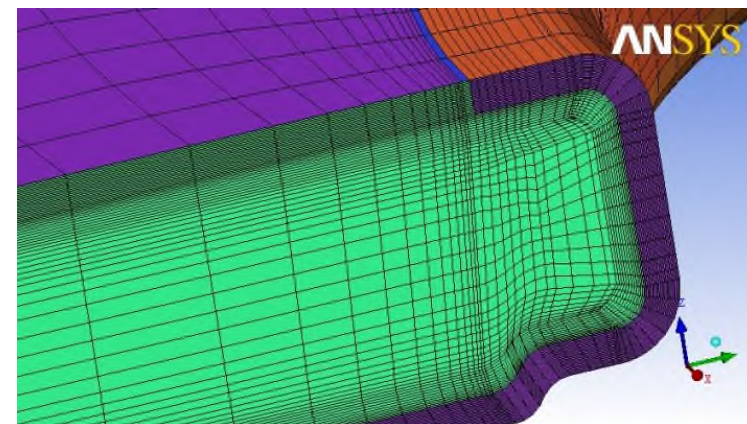
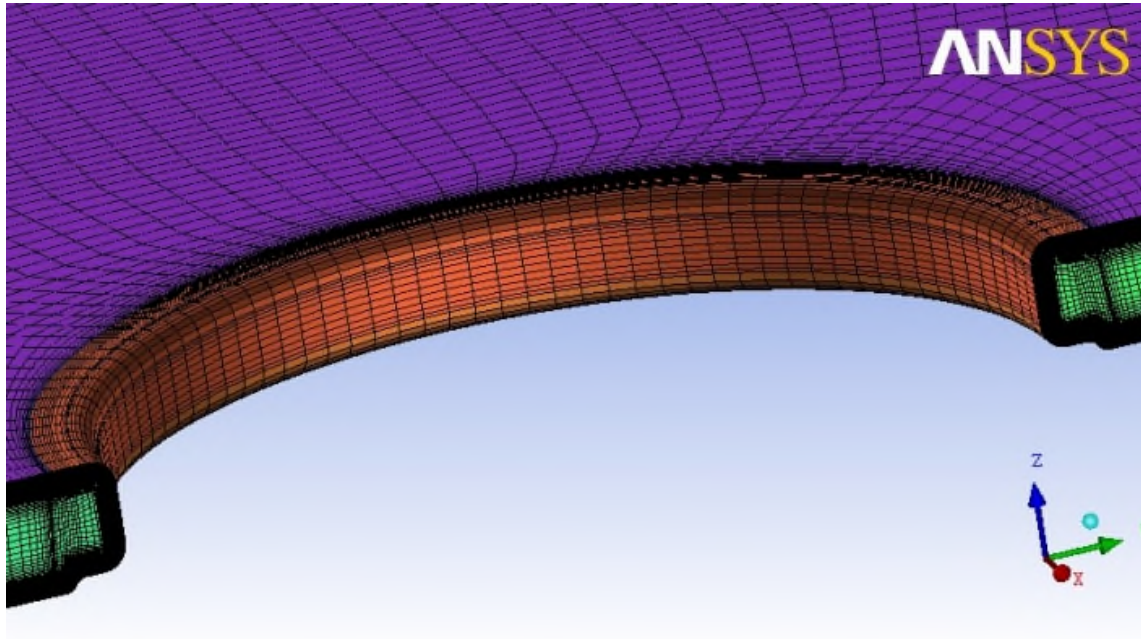
Entwicklung Lamelle



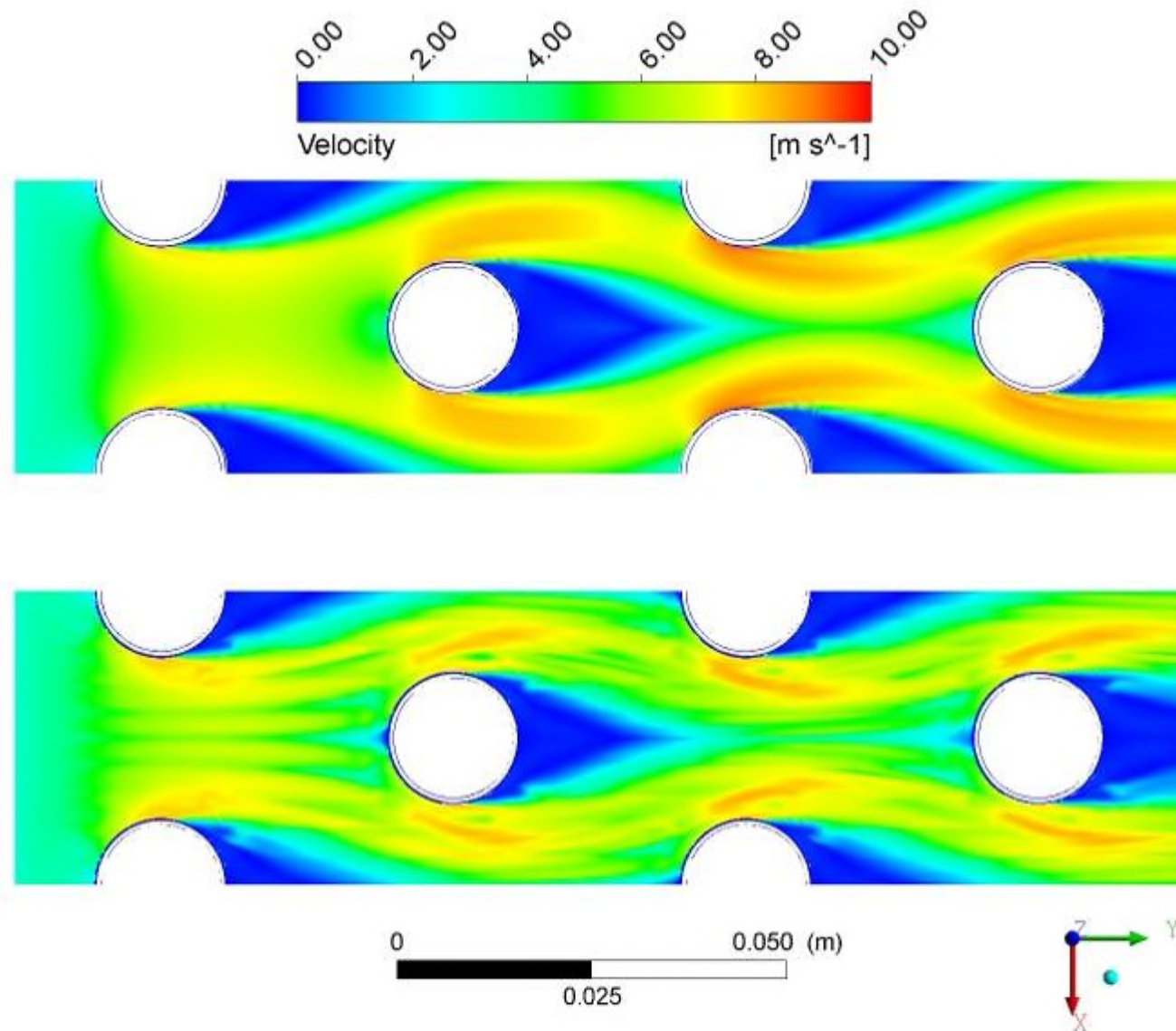


Hexaedergitters der strukturierter Lamelle

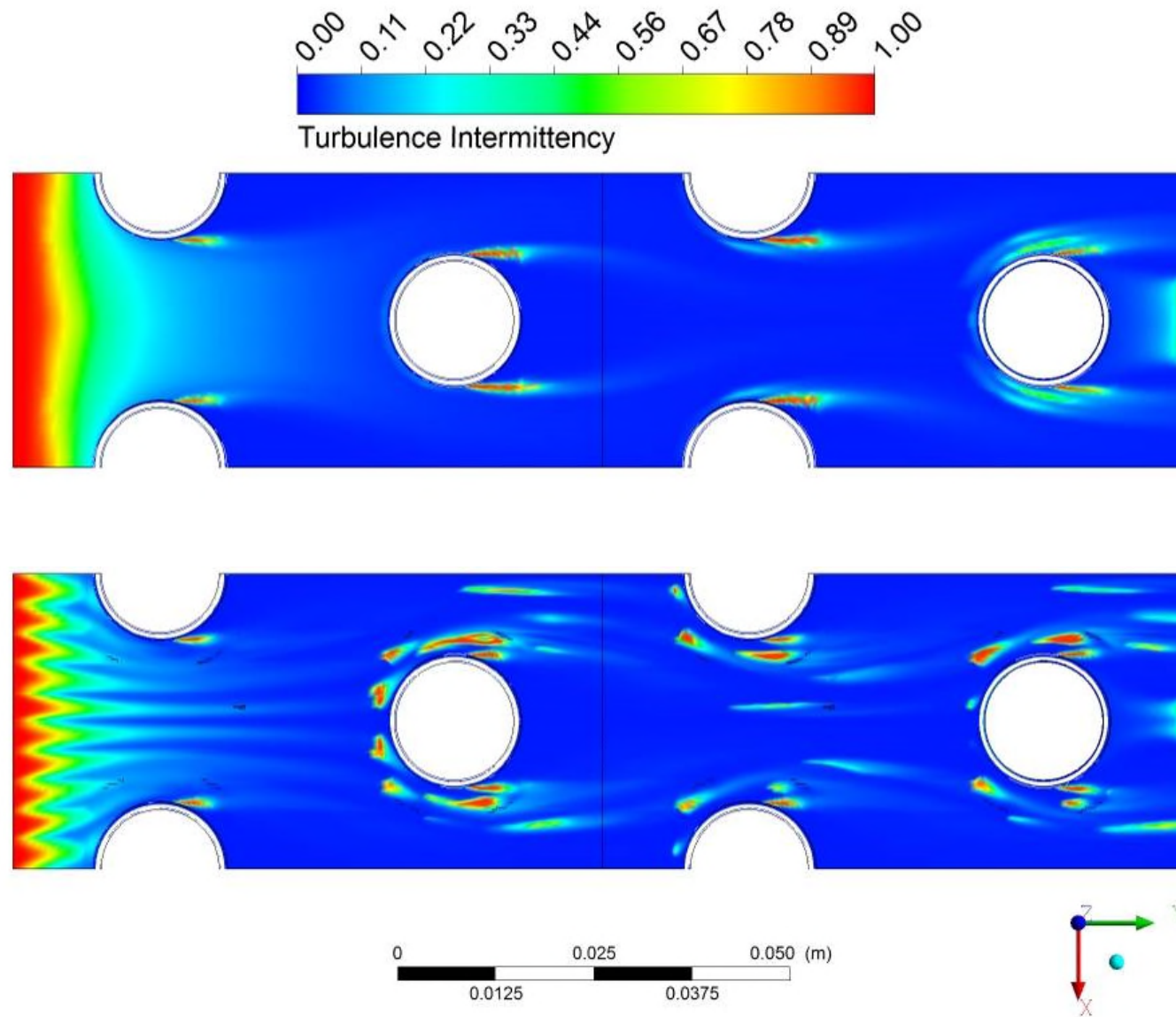
Entwicklung Lamelle



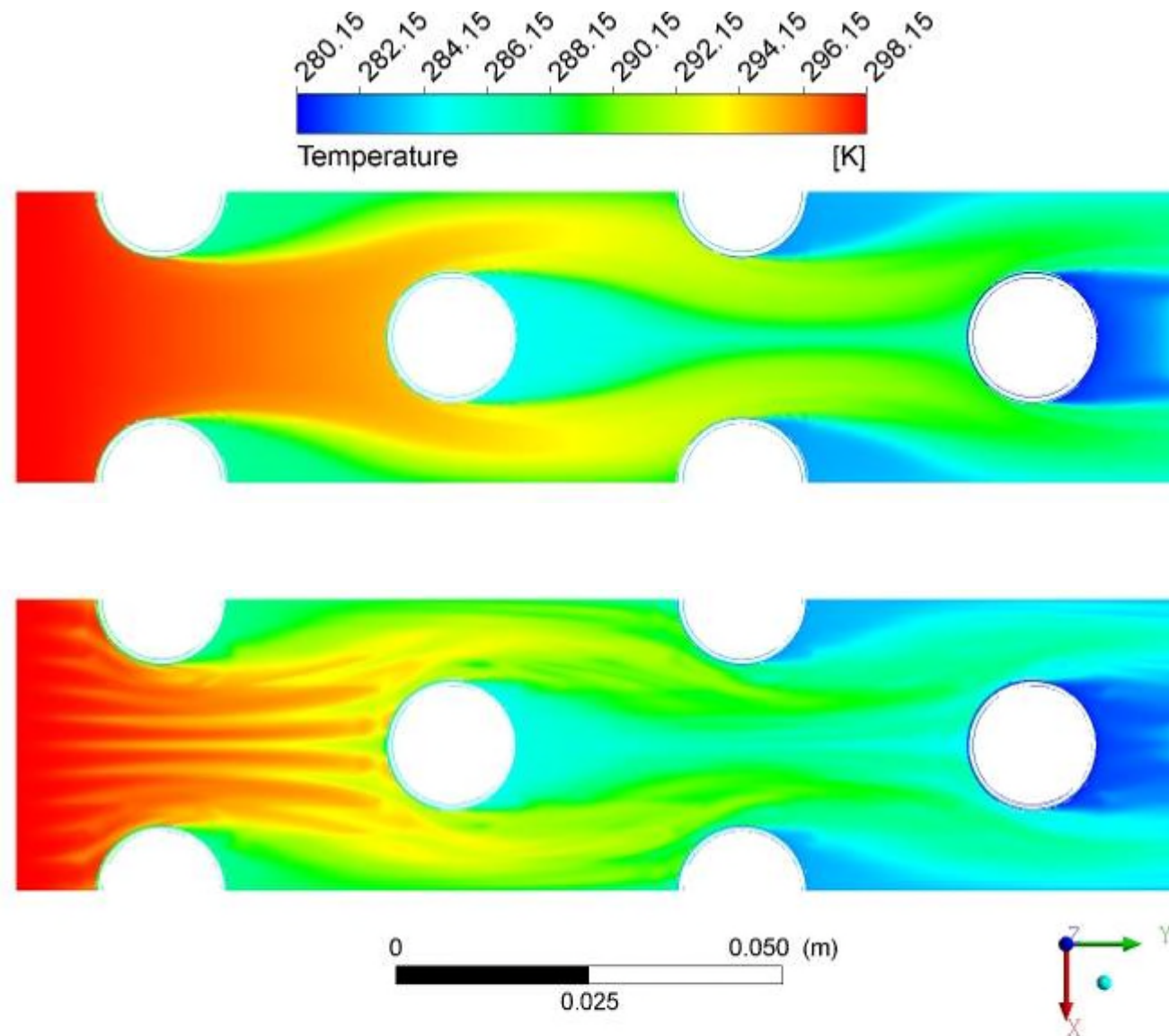
Entwicklung Lamelle



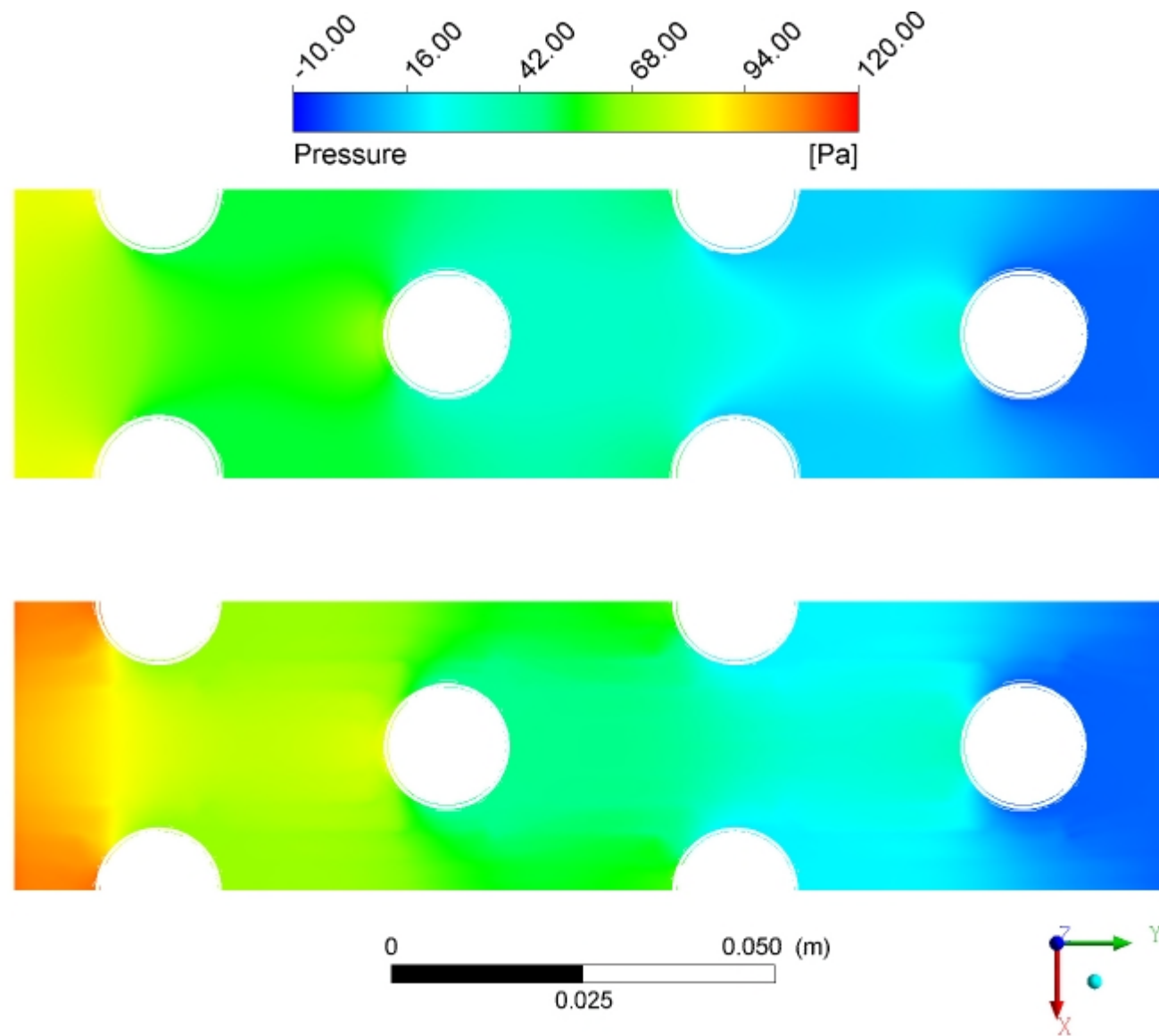
Entwicklung Lamelle



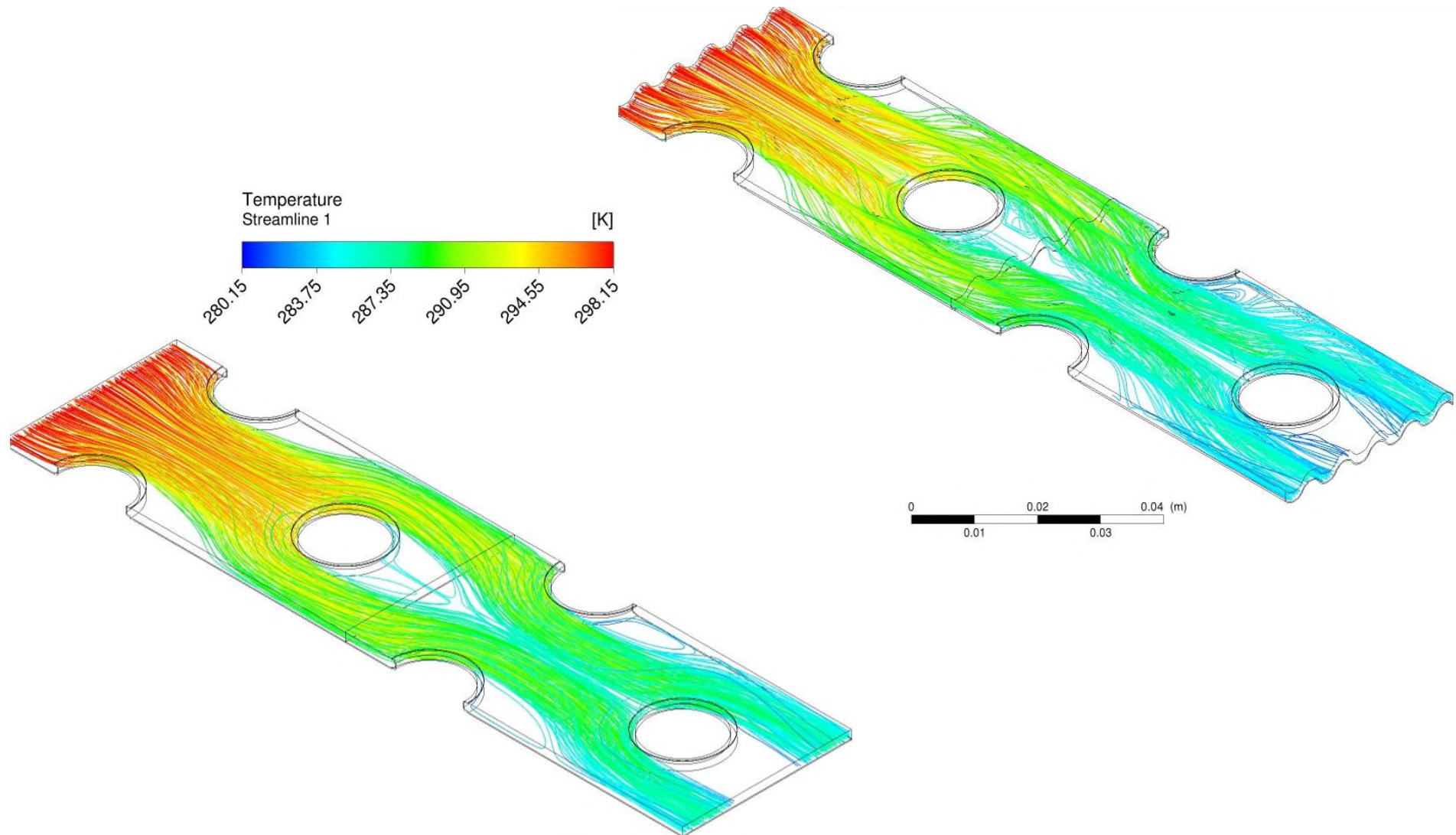
Entwicklung Lamelle



Entwicklung Lamelle



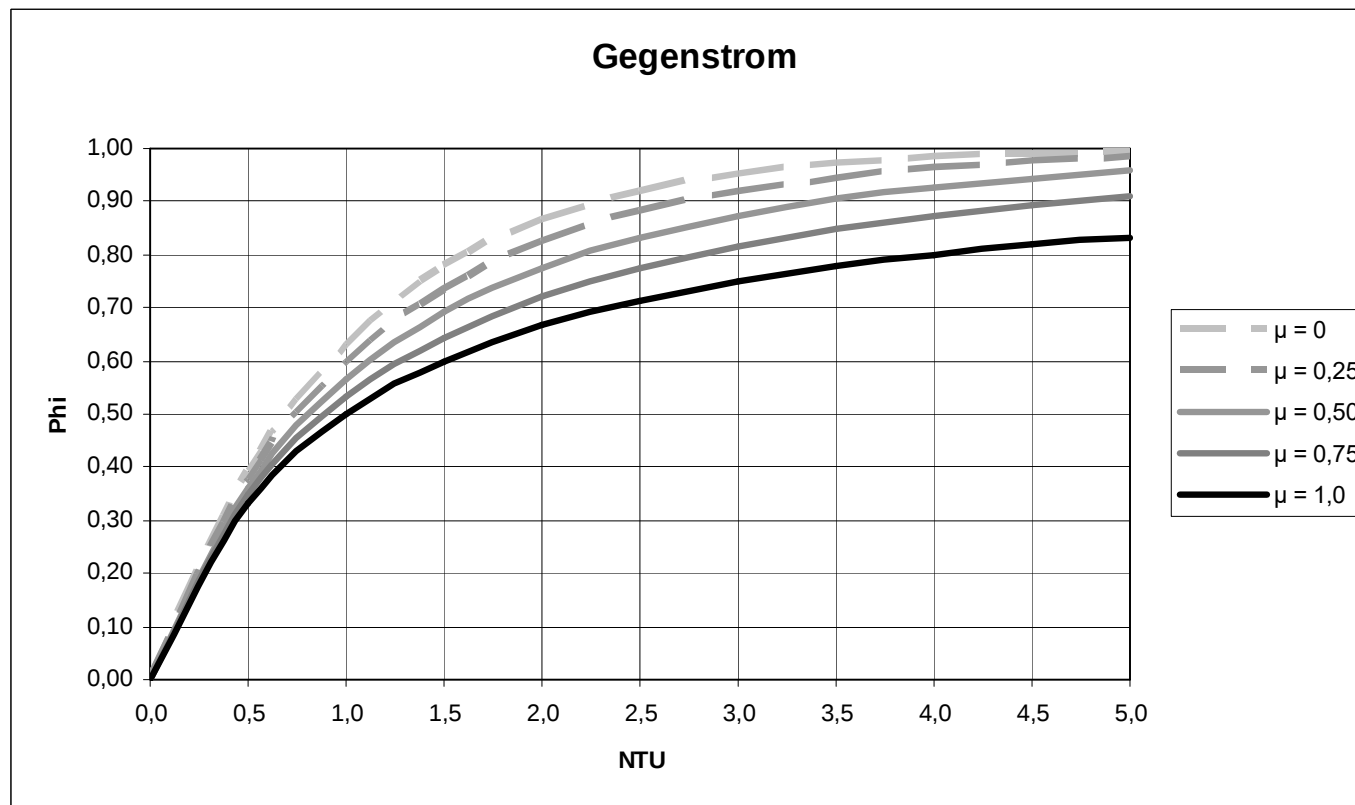
Entwicklung Lamelle



Übertragungsgrad im reinem Gegenstrom

$$\Phi_i = (1 - e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) / (1 - \mu_i \cdot e^{[(\mu_i - 1) \cdot NTU_i]}) \quad \text{bei } \mu \neq 1$$

$$\Phi = NTU / (1 + NTU) \quad \text{bei } \mu = 1$$



Ergebnisse der CFD - Simulation

- $\dot{Q}$ „strukturiert“ gegenüber $\dot{Q}$ „konv.“ **+ 12,7 %**

- NTU „strukturiert“ gegenüber NTU „konv.“ **+ 29,7 %**

- ΔP „strukturiert“ gegenüber ΔP „konv.“ **+ 27,8 %**

Ergebnisse der Messung

- $\dot{Q}$ „strukturiert“ gegenüber $\dot{Q}$ „konv.“ **+ 12,0 %**

- NTU „strukturiert“ gegenüber NTU „konv.“ **+ 27,0 %**

- ΔP „strukturiert“ gegenüber ΔP „konv.“ **+ - 0,0 %**

Messung *HTL Luzern* 1998

konv. Lamelle*
LA 2,5 mm

w	Φ	ΔP	NTU
m/s		Pa	„konv.“

1,5	0,77	166	3,348
2,5	0,72	364	2,571
3,5	0,70	619	2,333

Messung *TÜV Süd* 2012

strukturierte Lamelle*
LA 2,7 mm

Φ	ΔP	NTU	NTU	Faktor ΔP
	Pa	„Struktur“	Faktor	

0,79	124	3,673	1,10	0,75
0,76	277	3,167	1,23	0,76
0,73	480	2,759	1,18	0,77

* Systeme geometrisch baugleich (Rohrreihen, Rohrabstände, Lamellendicke, etc. identisch) Messungen nach EN 308

Messung *HTL Luzern* 1998

konv. Lamelle*
LA 2,5 mm

w	Φ	ΔP	NTU
m/s		Pa	„konv.“

1,5	0,77	166	3,348
2,5	0,72	364	2,571
3,5	0,70	619	2,333

Messung *TÜV Süd* 2012

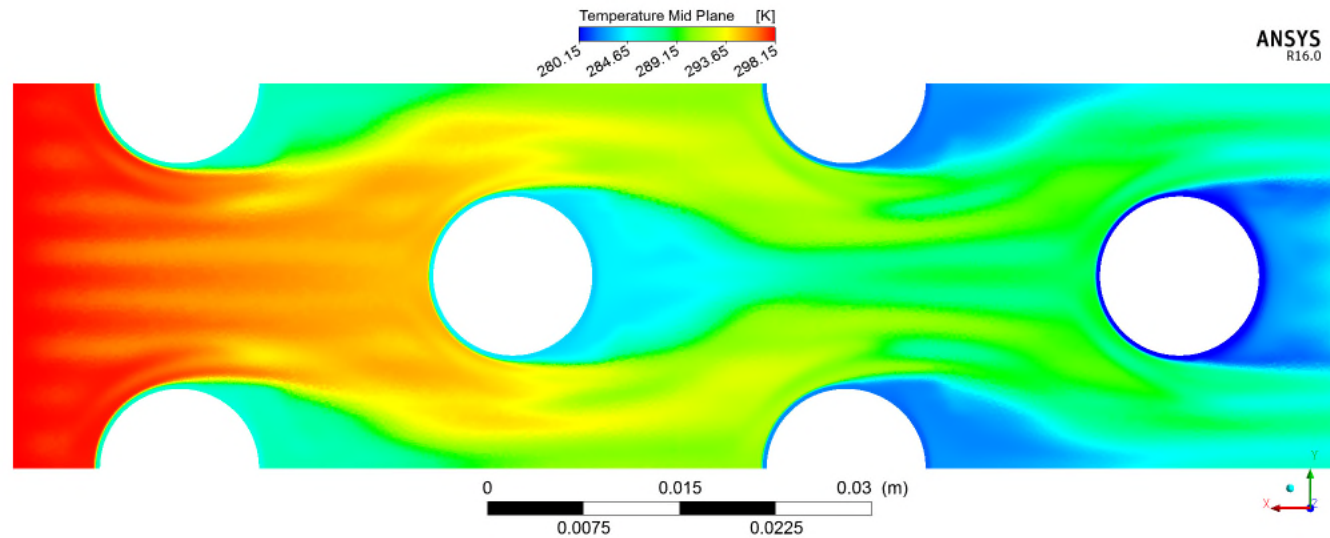
strukturierte Lamelle*
umgerechnet auf LA 2,5 mm

Φ	ΔP	NTU	NTU	Faktor ΔP
	Pa	„Struktur“	Faktor	

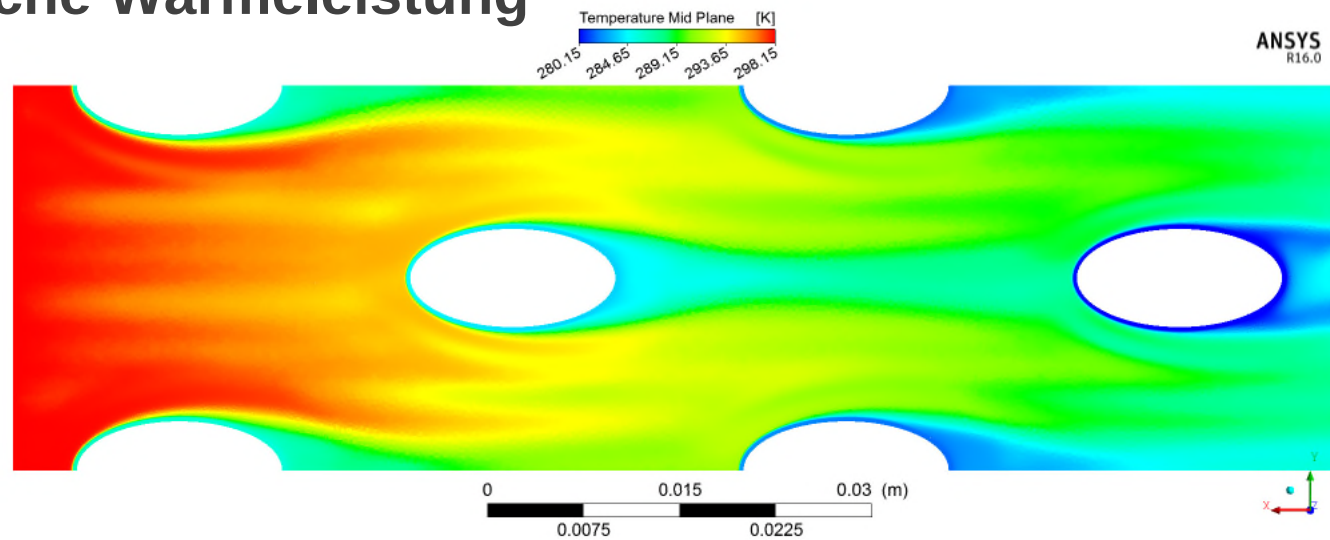
0,80	140	3,967	1,18	0,84
0,77	313	3,420	1,33	0,86
0,75	543	2,980	1,28	0,88

* Systeme geometrisch baugleich (Rohrreihen, Rohrabstände, Lamellendicke, etc. identisch) Messungen nach EN 308

Vergleich Ovalrohr

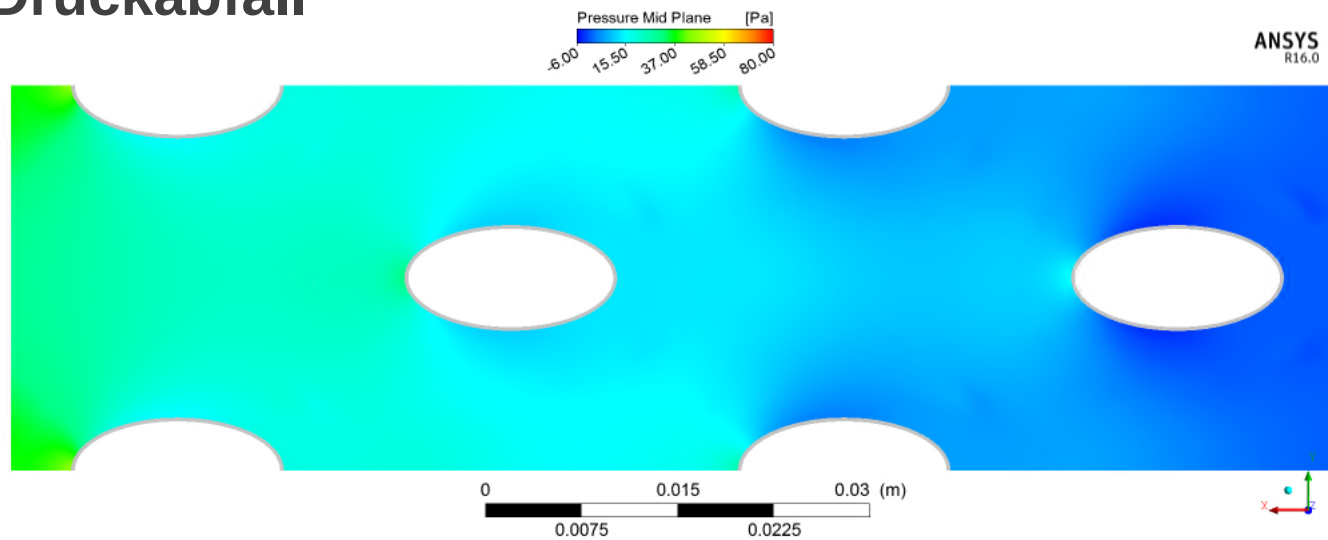
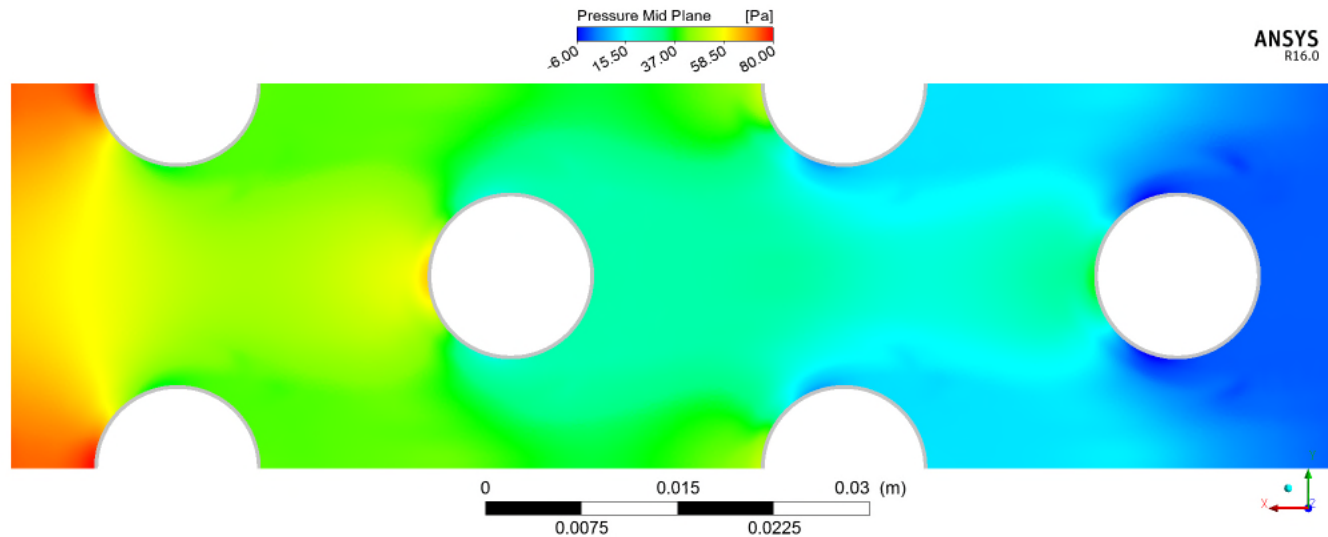


Identische Wärmeleistung

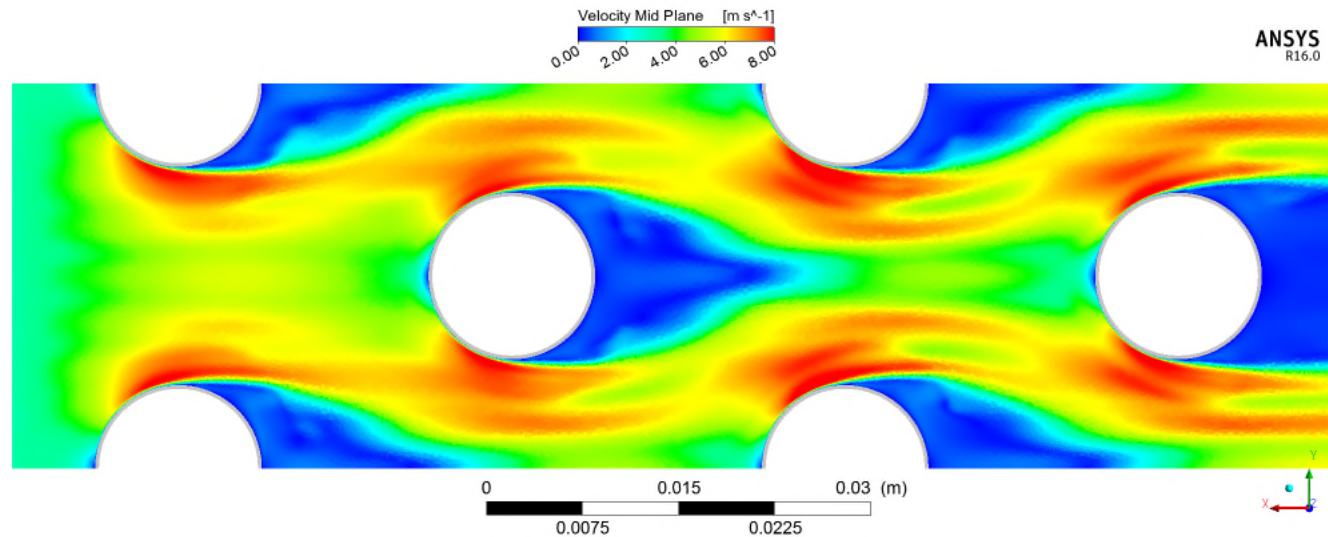


Vergleich Ovalrohr

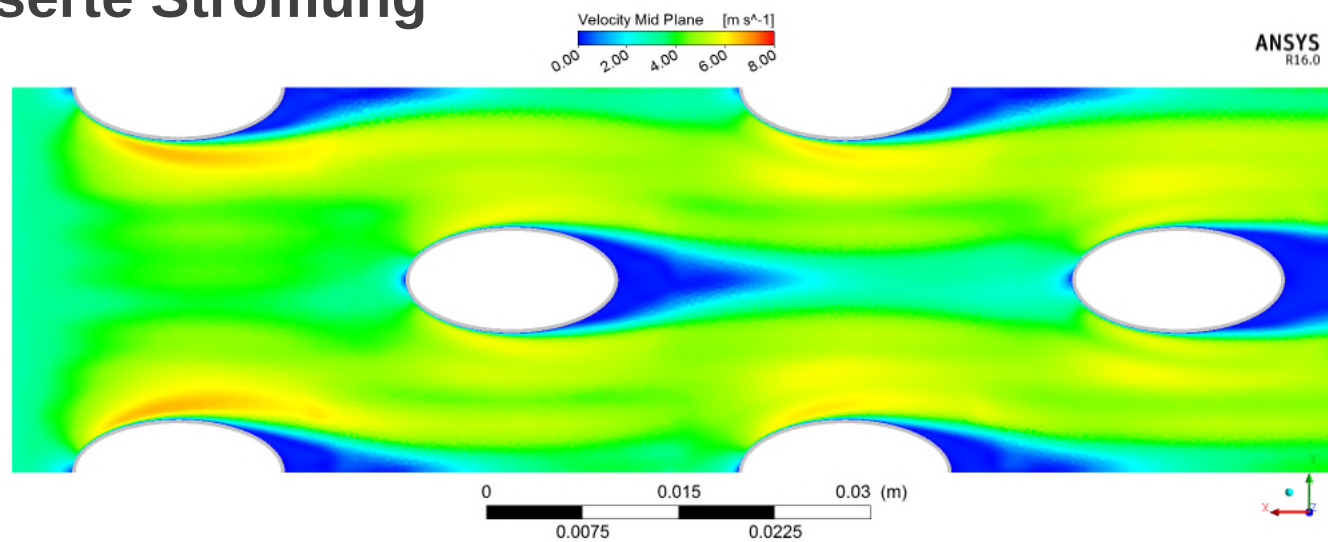
- 45 % Druckabfall



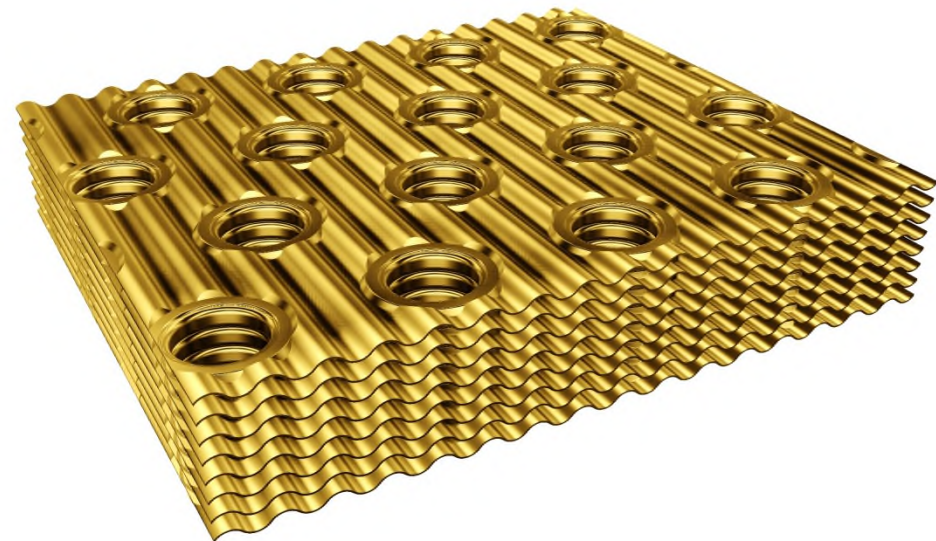
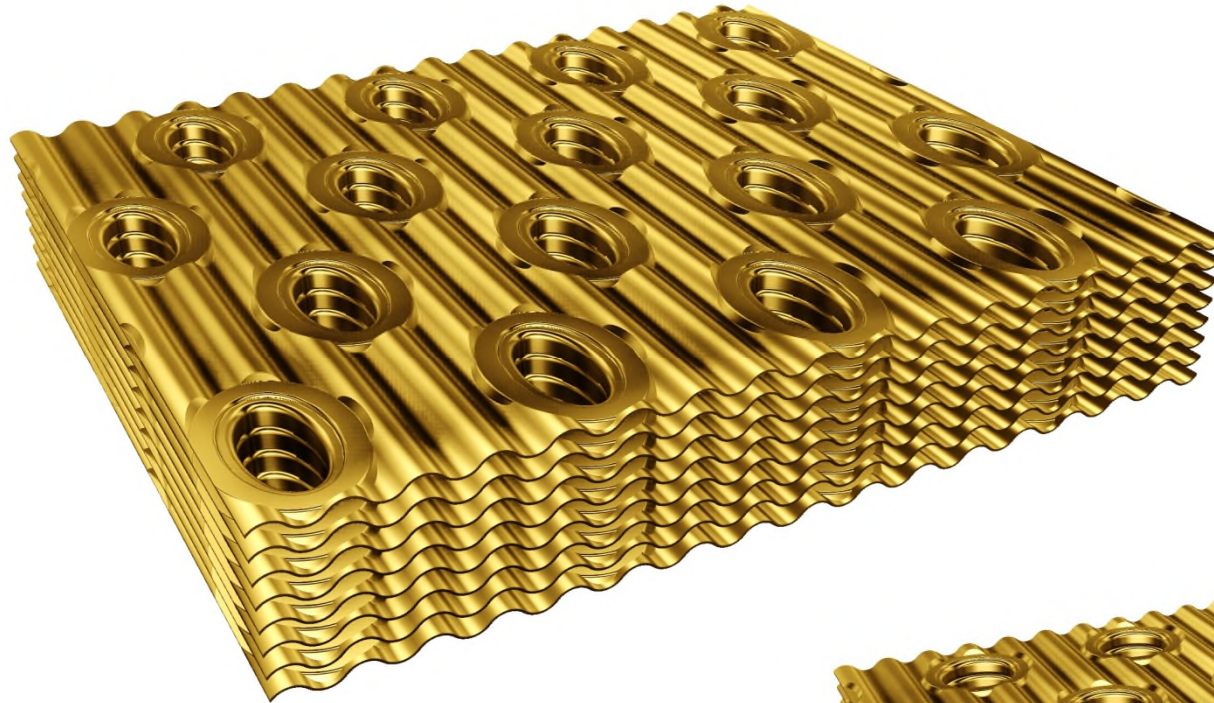
Vergleich Ovalrohr



Verbesserte Strömung

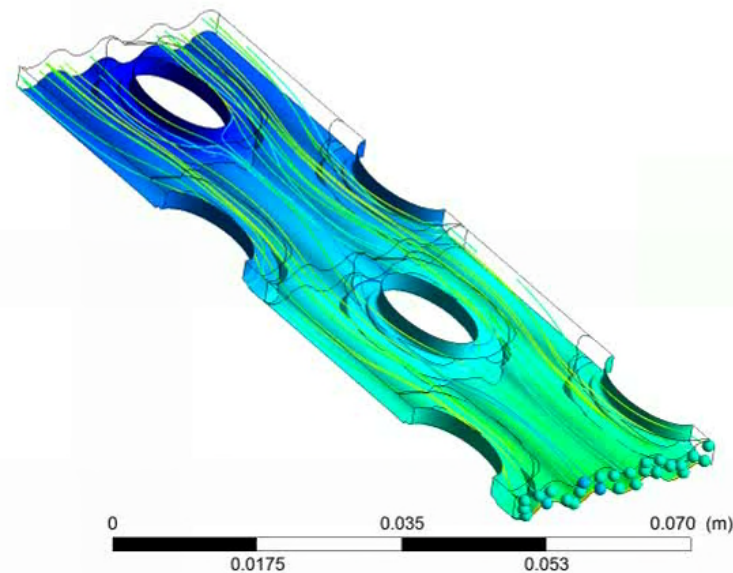
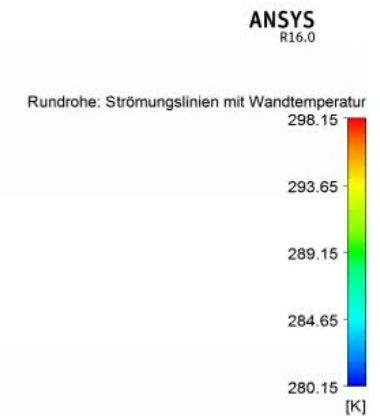
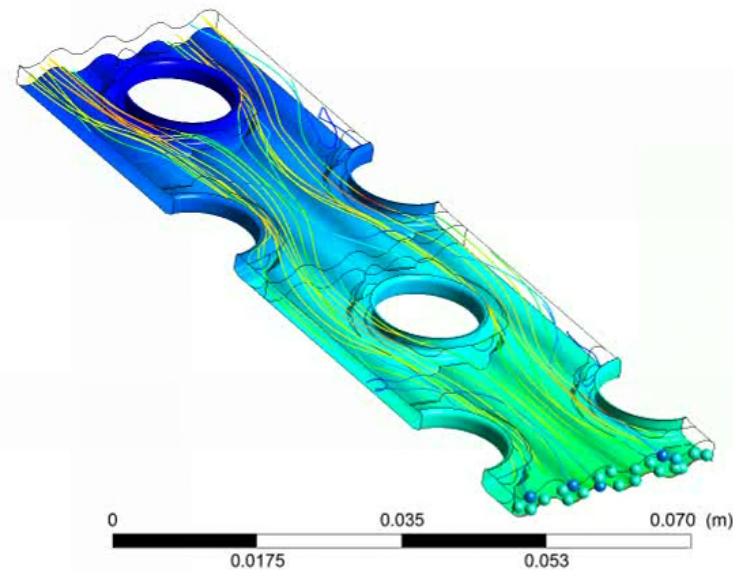


Vergleich Ovalrohr



Druckverlustreduktion
Ovalrohr gegenüber
Rundrohr ~ **45 %**

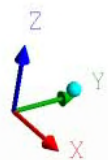
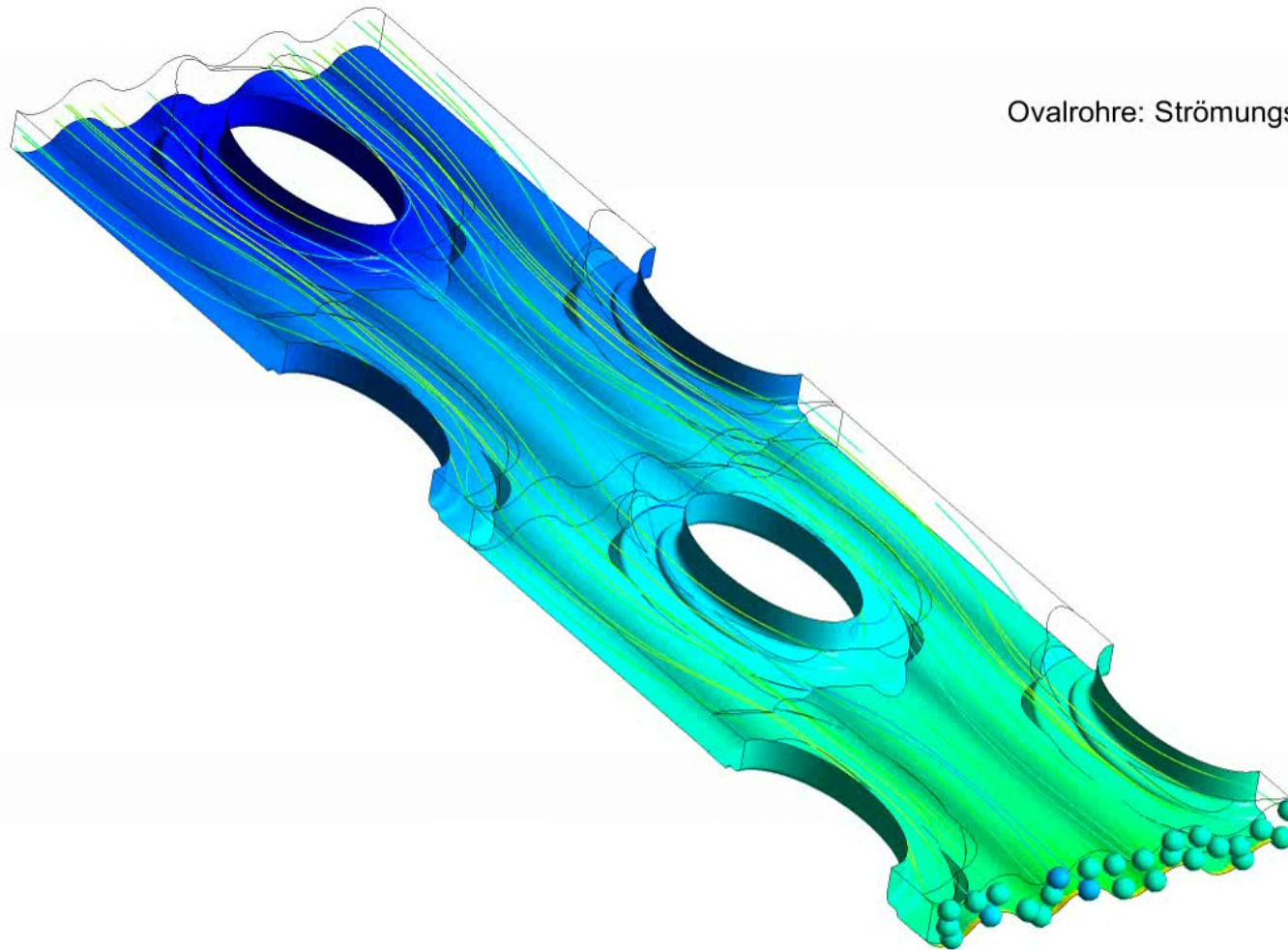
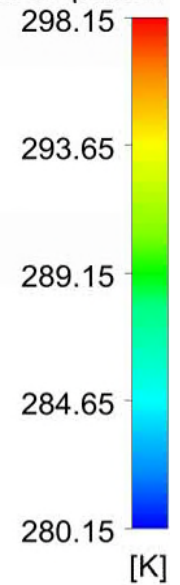
Vergleich Ovalrohr



Vergleich Ovalrohr

ANSYS
R16.0

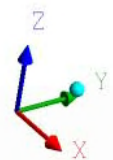
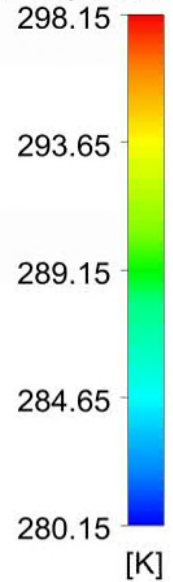
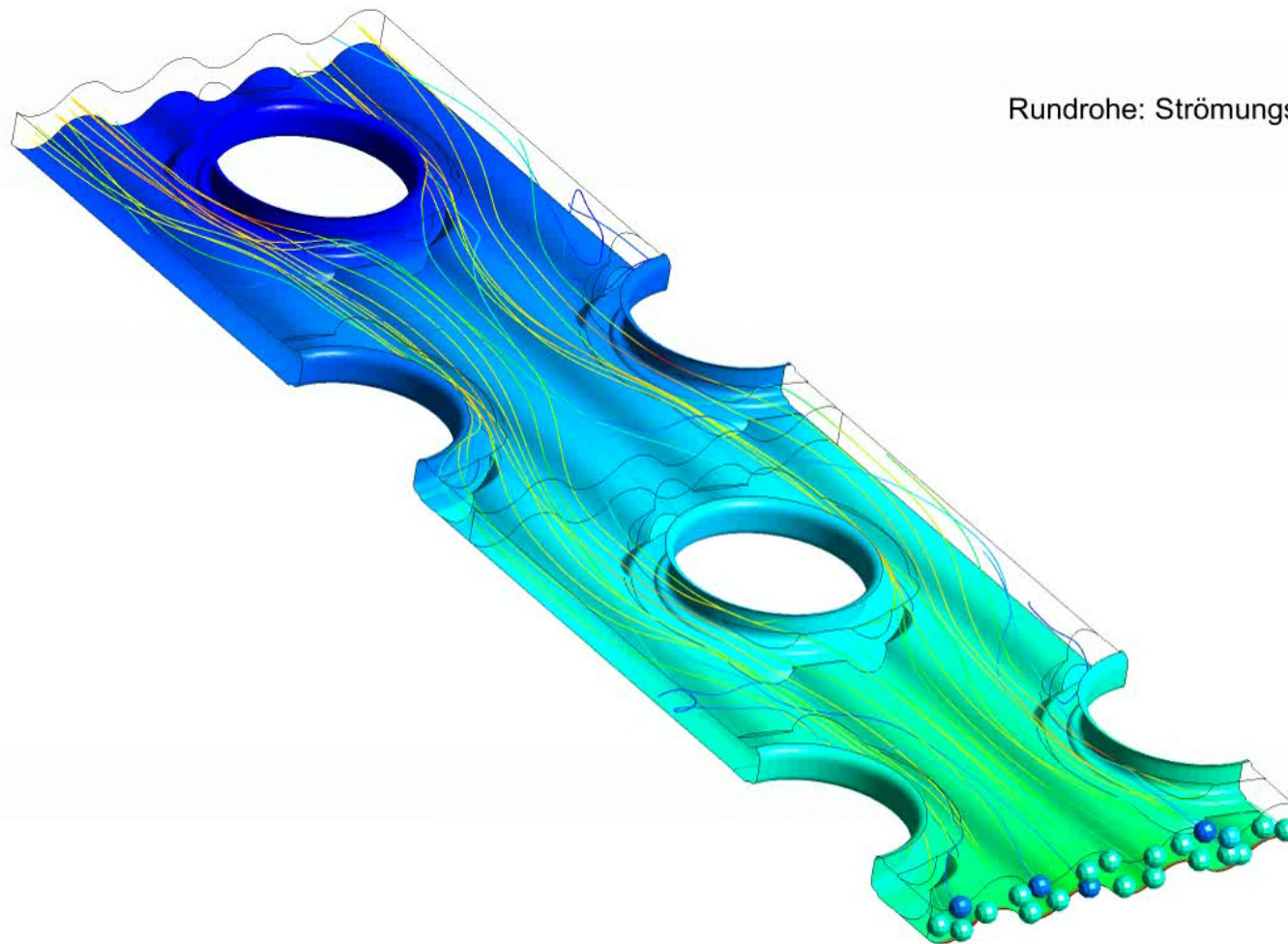
Ovalrohre: Strömungslinien mit Wandtemperatur



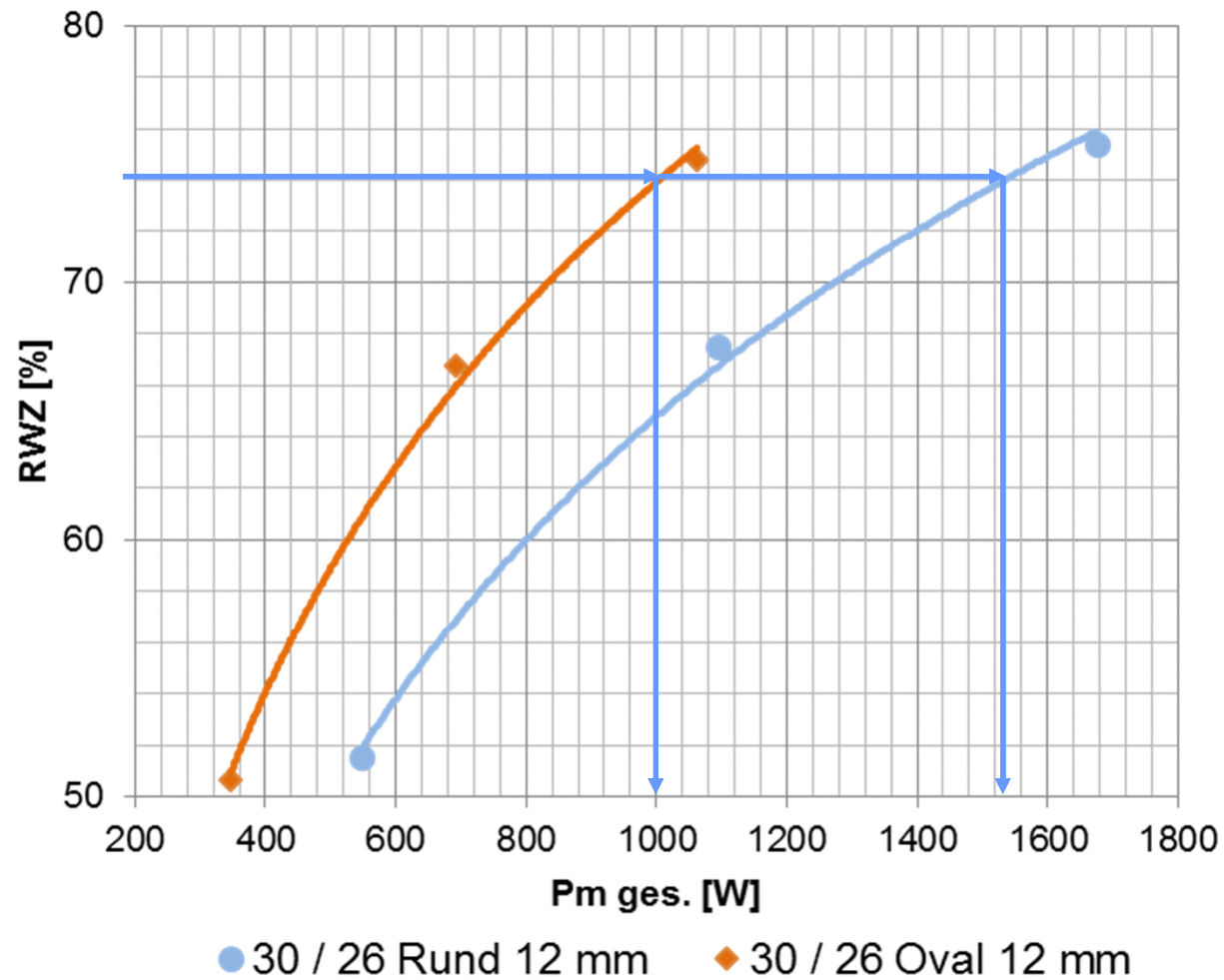
Vergleich Rundrohr

ANSYS
R16.0

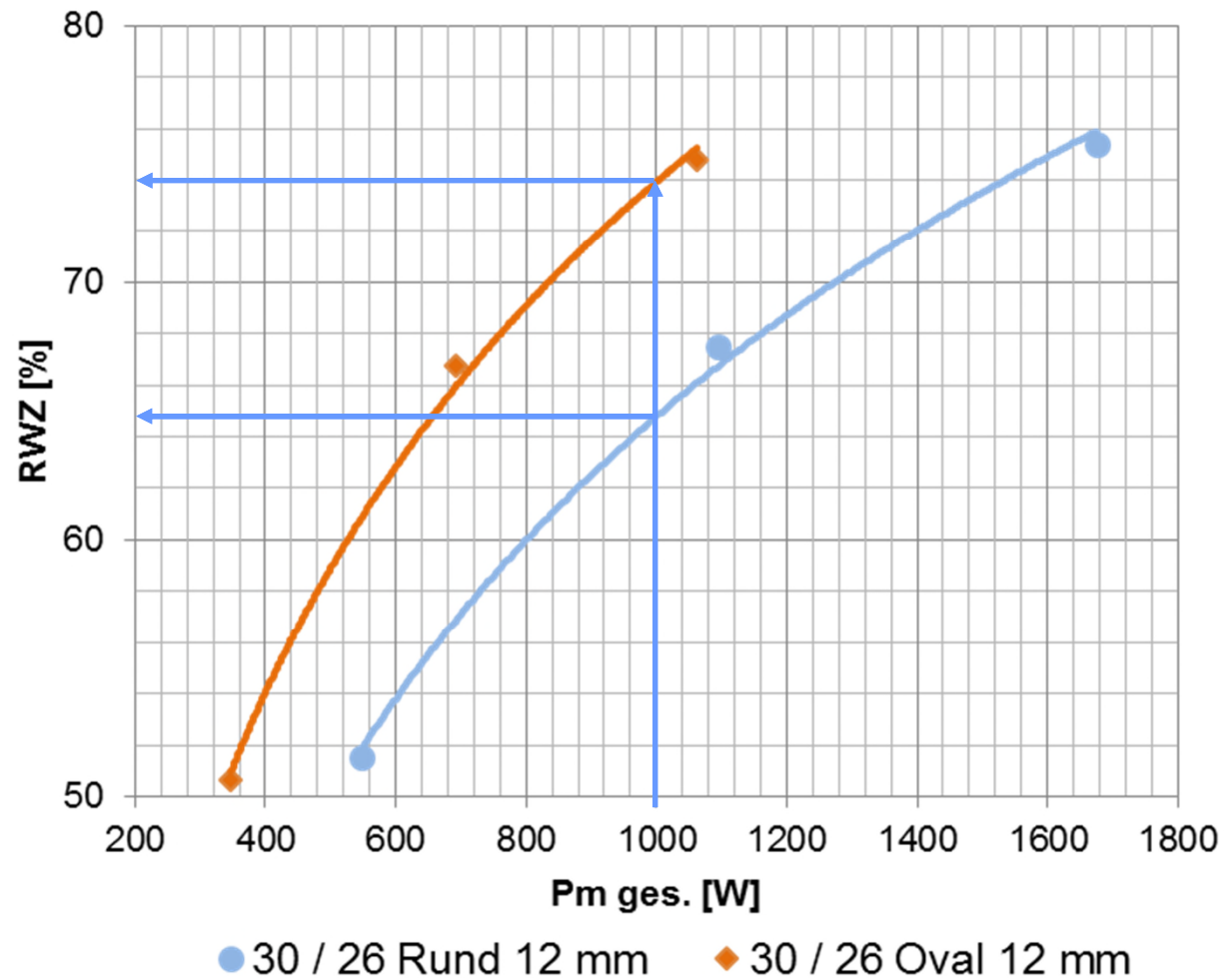
Rundrohe: Strömungslinien mit Wandtemperatur

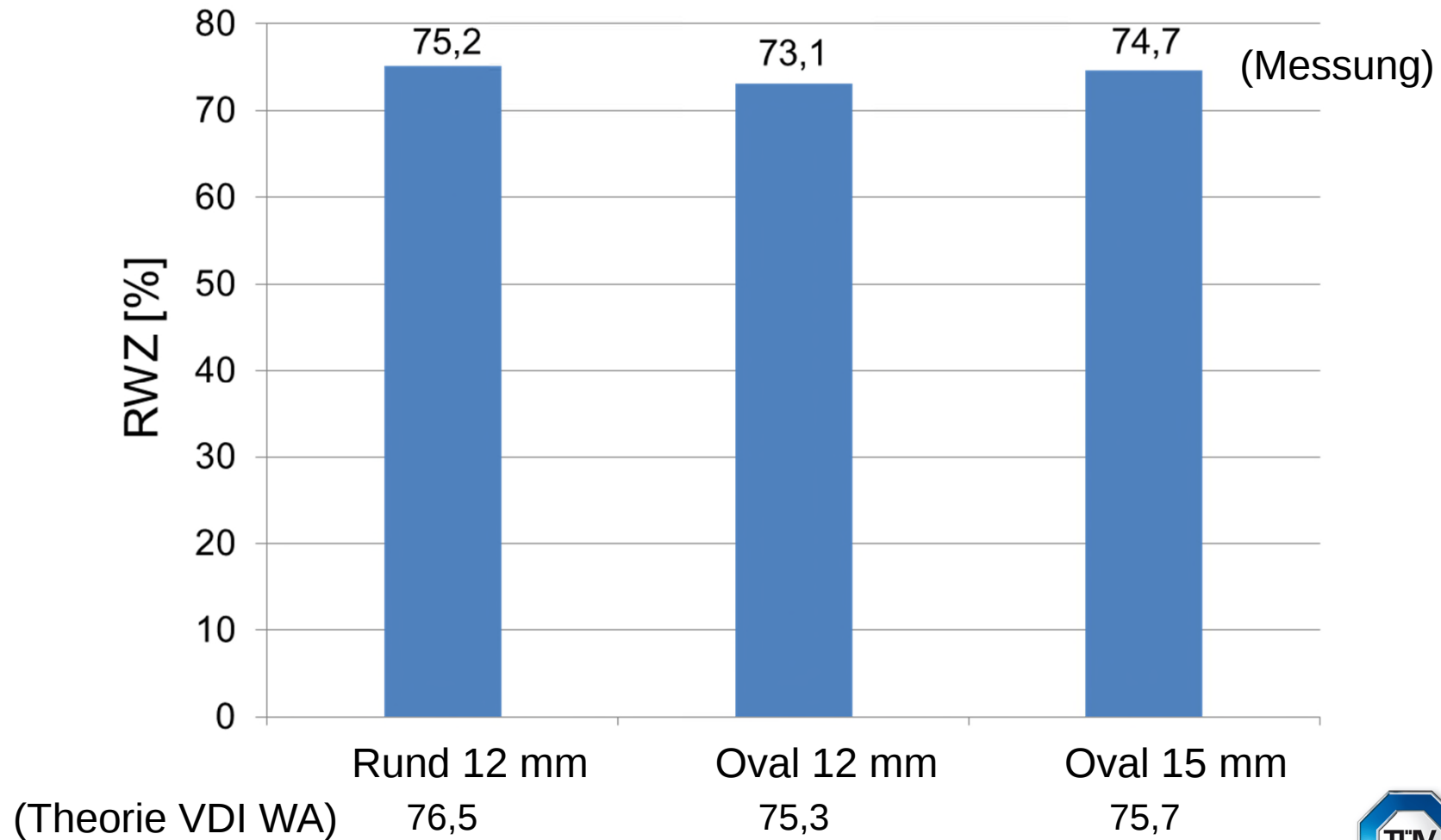


Nutzen über Aufwand (über NTU umgerechnet)



Nutzen über Aufwand (über NTU umgerechnet)



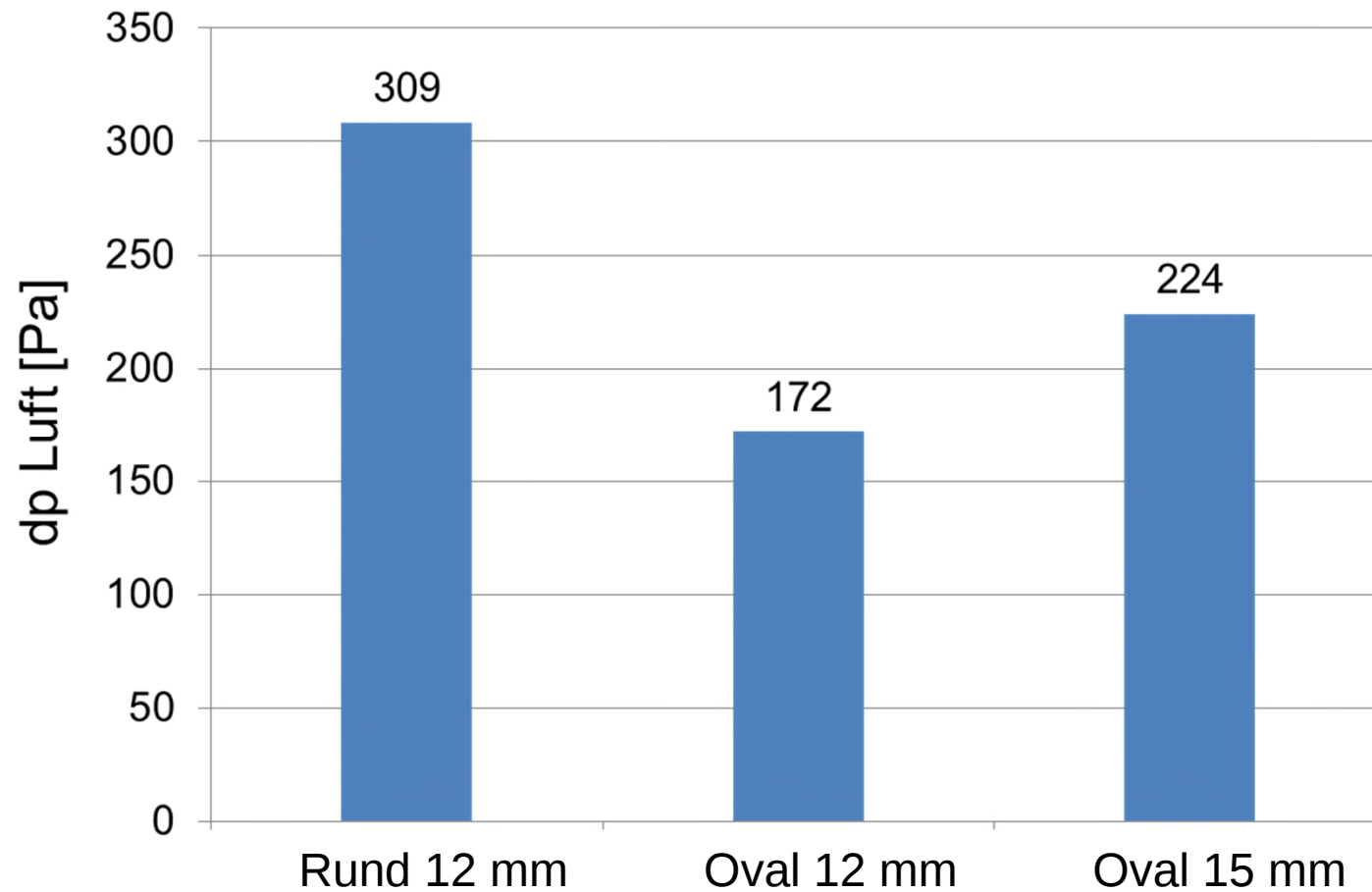


Messung TÜV Süd an Baumustern



Industrie Service

W 152

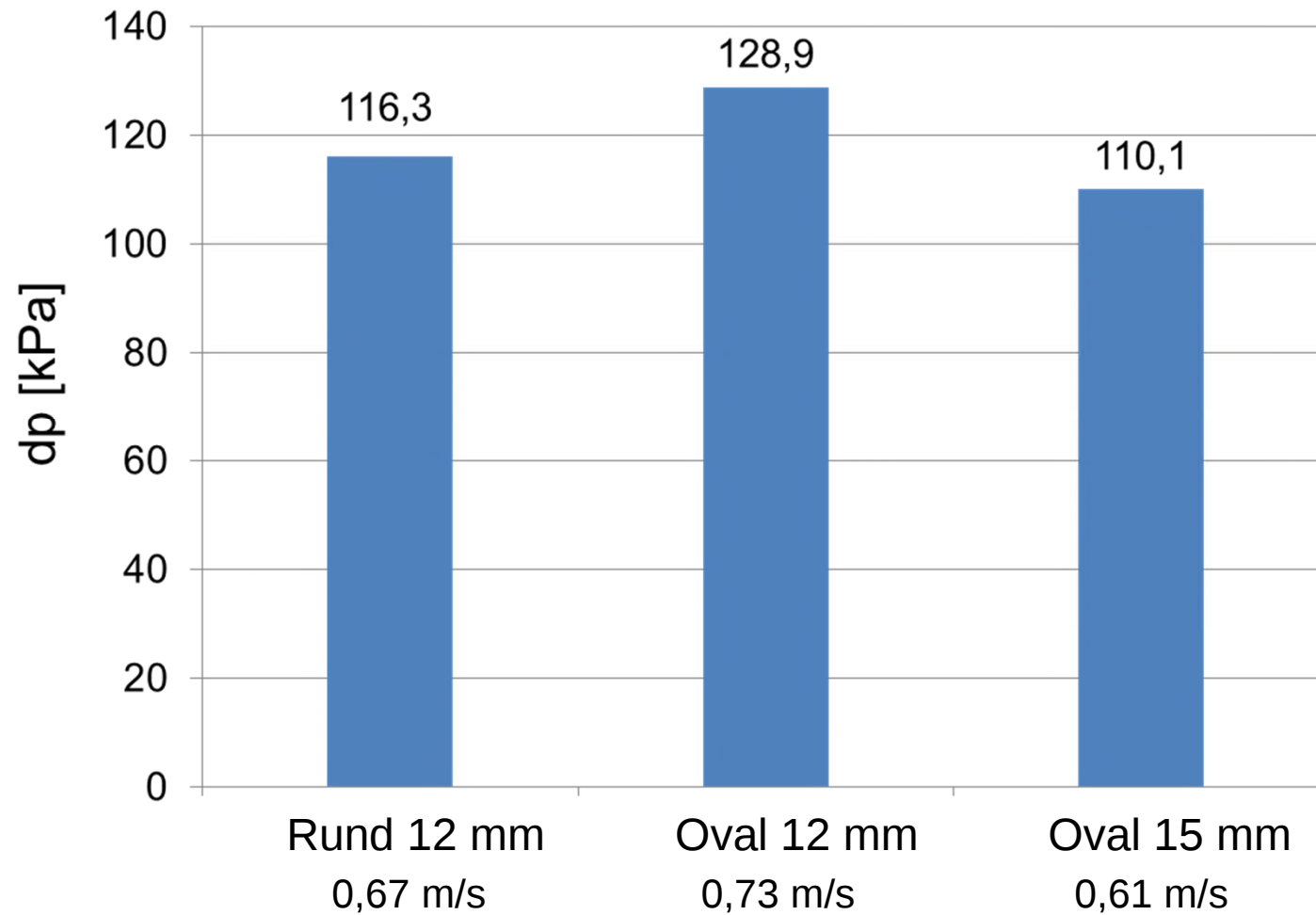


Messung TÜV Süd an Baumustern



Industrie Service

W 153

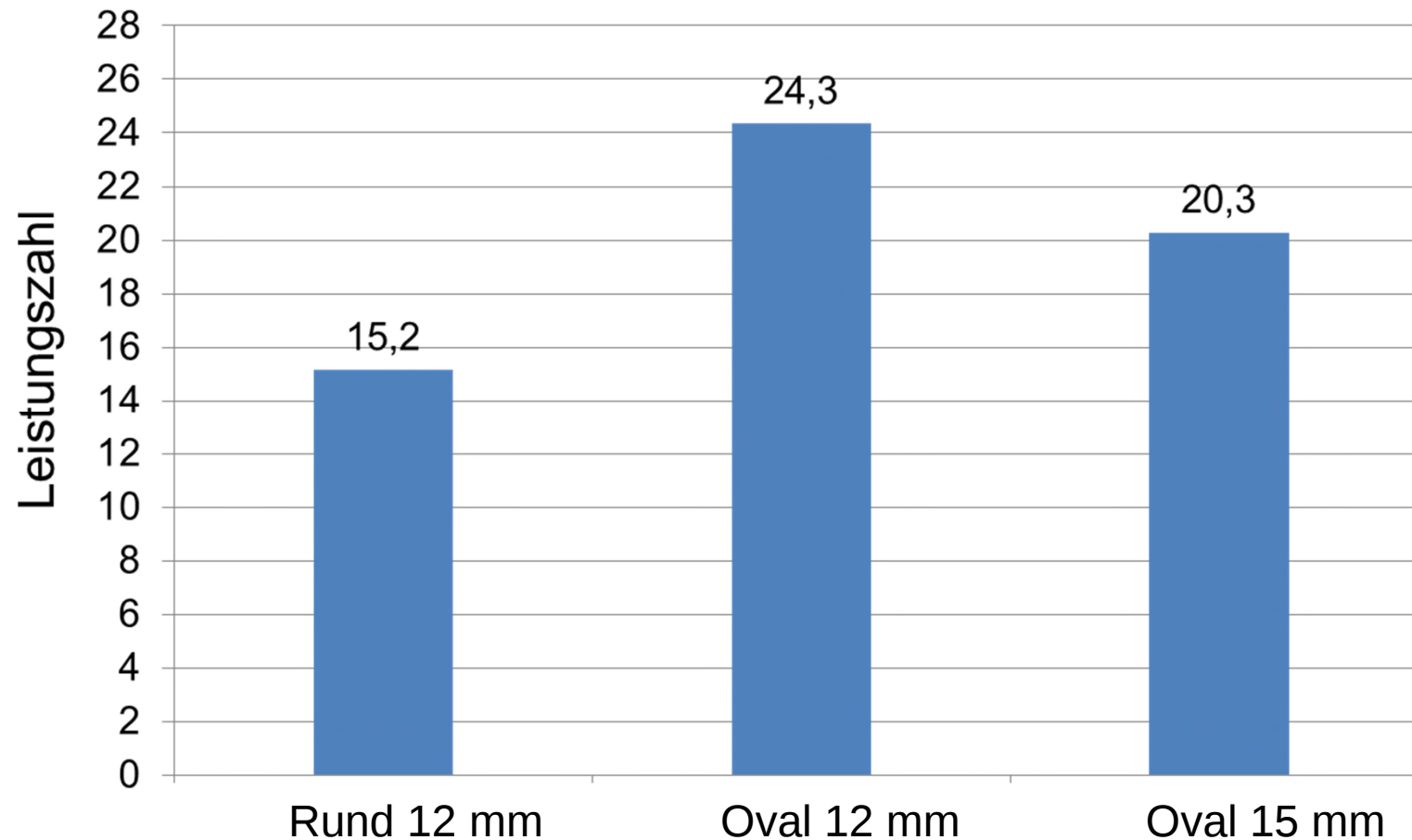


Messung TÜV Süd an Baumustern



Industrie Service

W 154



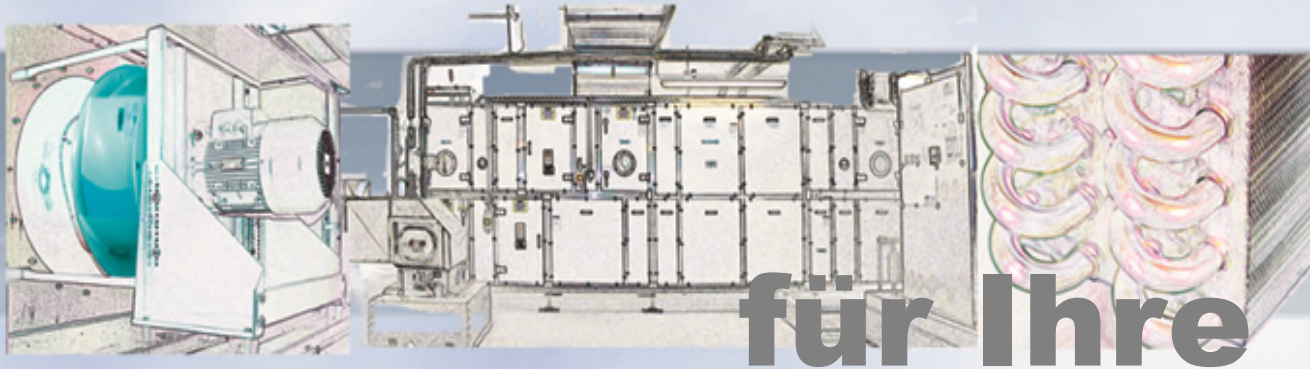
Messung TÜV Süd an Baumustern



Industrie Service

W 155

Herzlichen Dank



für Ihre
Aufmerksamkeit

Raumlufttechnik Wärmeübertragung

Energierückgewinnung und Energieeffizienz-
technologien in der Lüftungstechnik

Prof. Dr.-Ing. Dr. Christoph Kaup

c.kaup@umwelt-campus.de



Umwelt-Campus
Birkenfeld

H O C H
S C H U L E
T R I E R