

Steigerung der Wärmeübertragung an berippten Lamellenwärmeübertragern

Stand der Technik und theoretische Grundlagen

Christoph Kaup, Brücken

Berippte Wärmeübertrager werden als Erhitzer, Kühler oder als Wärmeübertrager in Kreislaufverbundsystemen zur Wärmerückgewinnung eingesetzt. Hierbei dienen auf der Luftseite berippte Rohre zur Wärmeübertragung, die im Kreuzstrom, also quer zur Luftrichtung, angeordnet sind. Allerdings werden die einzelnen Rohre nacheinander im Gegenstrom zur Luftrichtung durchströmt, so dass bereits ab wenigen Durchgängen der Kreuz-Gegenstrom thermodynamisch dem reinen Gegenstrom sehr nahe kommt. Aus diesem Grund können ab einigen Rohrreihen praktisch die physikalischen Gegenstrombeziehungen in Berechnungen verwendet werden.

Autor



Dr.-Ing. Christoph Kaup Jg. 1963, Studium der Verfahrenstechnik, des Wirtschaftsingenieurwesens und der Informatik mit Promotion. Lehrbeauftragter am Umwelt-Campus Birkenfeld, Hochschule Trier, für Energieeffizienz und Wärmerückgewinnung. Geschäftsführender Gesellschafter von HOWATHERM Klimatechnik GmbH. Vorstandsmitglied und Obmann für Technik des Herstellerverbandes Raumlufttechnische Geräte e. V., Chairman der Arbeitsgruppe „Non-residential Ventilation“ in EVIA (European Ventilation Industry Association). Mitglied in verschiedenen Normungsgremien wie zum Beispiel EN 13779, EN 13053 und EN 1886 sowie in verschiedenen Richtlinienausschüssen wie VDI 6022 und VDI 3803.

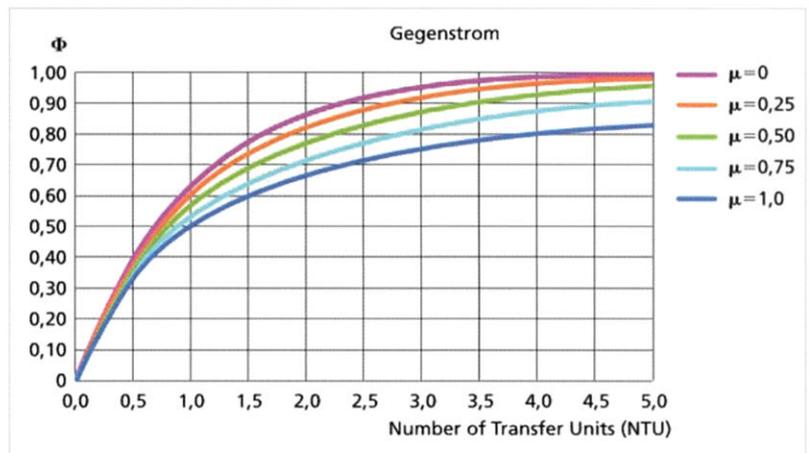


Bild 1

Temperaturänderungsgrade im Gegenstrom, bezogen auf die dimensionslose Wärmeübertragerkenngröße NTU

Zur Erreichung des benötigten thermodynamischen Temperaturänderungsgrades bezogen auf den Luftstrom wird eine entsprechende dimensionslose Kenngröße NTU (Number of Transfer Units) benötigt, die den Wärmeübertrager in seiner Charakteristik beschreibt. Aus dieser dimensionslosen Kennzahl NTU ergibt sich dann mit der Gegenstrombeziehung der thermodynamische Temperaturänderungsgrad (Wirkungsgrad) des Wärmeübertragers (Bild 1).

Dieser Änderungsgrad wird durch eine Exponentialgleichung wie folgt beschrieben:

$$\Phi_i = \frac{1 - e^{-(\mu_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F}}{1 - \mu_i \cdot e^{-(\mu_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F}}$$

für $\mu > 1$

wobei:

μ_i Wärmekapazitätenstromverhältnis der beiden Medien z. B.

$$\mu_1 = \dot{W}_1 / \dot{W}_2$$

NTU_i Number of Transfer Units bezogen auf die einzelnen Ströme i

F Korrekturfaktor zum reinen Gegenstrom

Die Abweichung des Kreuz-Gegenstroms zum thermodynamisch reinen

Gegenstrom wird dabei mit dem Korrekturfaktor (F) beschrieben, der ab vier Durchgängen (Bild 2), also ab vier Rohrreihen (n) wie folgt berechnet wird:

$$F = \frac{n}{NTU_i \cdot \sqrt{\mu_i}} \cdot \frac{3 \cdot \sinh\left(\frac{NTU_i}{n} \cdot \sqrt{\mu_i}\right)}{1 + 2 \cdot \cosh\left(\frac{NTU_i}{n} \cdot \sqrt{\mu_i}\right)}$$

Sind beide Wärmekapazitätenströme gleich, also $\dot{W}_1 = \dot{W}_2$ und damit $\mu = 1$, wie dies beispielsweise bei einer Wärmerückgewinnung bei ausgeglichenen Massenströmen der Fall ist, vereinfacht sich

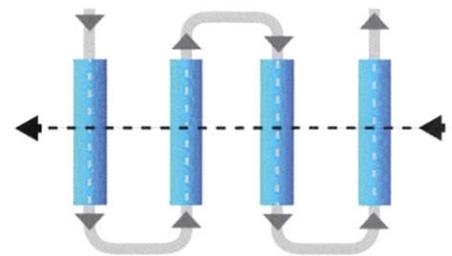


Bild 2

Kreuz-Gegenstromanordnung mit vier Durchgängen (Rohrreihen)

die Gegenstrombeziehung zu:

$$\Phi = \frac{NTU_i \cdot F}{1 + NTU_i \cdot F}$$

Die dimensionslose Kennzahl NTU errechnet sich dabei aus der Beziehung:

$$NTU_i = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_i}$$

wobei:

k Wärmedurchgangskoeffizient in $W/m^2/K$

A Wärmeübertragende Fläche in m^2

\dot{W}_i Wärmekapazitätsstrom in W/K des betreffenden Mediums

mit:

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

mit:

\dot{m}_i Massenstrom des Mediums in kg/s

c_p spezifische Wärmekapazität in $kJ/kg/K$

Die dimensionslose Kennzahl NTU beschreibt also das Produkt aus der Güte der Wärmeübertragung, dem Wärmedurchgangskoeffizient (k) und der wärmeübertragenden Fläche (A), bezogen auf den Wärmekapazitätsstrom \dot{W} des betrachteten Mediums.

Aus dieser Beziehung erkennt man, dass zur Erreichung eines hohen NTU entweder ein hoher Wärmedurchgangskoeffizient (k) oder/und eine große wärmeübertragende Fläche (A) notwendig ist, da der Wärmekapazitätsstrom durch den zu erwärmenden oder zu kühlenden Massenstrom vorgegeben ist und damit nicht verändert werden kann.

Eine größere Fläche bedarf entweder einer größeren Anströmfläche (Querschnitt) oder einer größeren Bautiefe des Wärmeübertragers.

Eine größere Anströmfläche erhöht die Kosten des Wärmeübertragers deutlich und kann bei einer energieeffizienten Auslegung schnell zu einer vollständig laminaren Strömung im Wärmeübertrager führen, die wiederum den Wärmeübertragungsprozess durch eine verringerte Wärmeübertragung und damit einer verringerten k -Zahl limitieren kann.

Die Erhöhung der Bautiefe führt zwangsläufig zu einer deutlichen und linearen Erhöhung des Strömungswiderstandes des Wärmeübertragers und verschlechtert so die Energieeffizienz.

Die Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten (k) bedeutet dabei gleichzeitig eine Reduzierung des Wärmewiderstandes (R), der sich errechnet mit:

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}}$$

wobei:

α_i Wärmeübergangskoeffizient innen (z. B. Wasser) in $W/m^2/K$

d Dicke des wärmeleitenden Materials (z. B. des Rohres) in m

λ Wärmeleitkoeffizient in $W/m/K$

α_a Wärmeübergangskoeffizient außen (z. B. Luft) in $W/m^2/K$

Da zum Beispiel bei einem Wasser/Luft-Wärmeübertrager der Wärmeübergangskoeffizient auf der Wasserseite in einer Größenordnung von ca. 1 000 bis 5 000 $W/m^2/K$ liegt und gleichzeitig der Wärmewiderstand der Wärmeleitung im Rohr oder der Lamelle vernachlässigbar klein ist, wird schnell deutlich, dass der Wärmeübergangskoeffizient auf der Luftseite das schwächste Glied in der Kette ist und damit zum limitierenden Faktor der Wärmeübertragung wird. Üblicherweise liegen Wärmeübergangskoeffizienten auf der Luftseite bei ca. 20 bis 40 $W/m^2/K$, je nach Rohranordnung und Lamellengeometrie, und damit um ca. zwei Zehnerpotenzen niedriger als auf der Wasserseite.

Daher muss der Wärmewiderstand auf der Luftseite verringert werden, um eine Steigerung der Wärmeübertragungsleistung zu erreichen.

Die notwendige Steigerung der Wärmeübertragung durch eine erzwungene Strömung auf der Luftseite ergibt sich aus folgender Beziehung:

$$\alpha = \frac{\dot{q}}{\vartheta_M - \vartheta_W} = \frac{Nu \cdot \lambda}{l}$$

wobei:

\dot{q} Wärmestrom in W/s

Nu Dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient, Nusseltzahl $Nu = f(Pr, Re)$

λ Wärmeleitkoeffizient des strömenden Mediums in $W/m/K$

l charakteristische Länge der Lamelle in m

ϑ Temperatur des Mediums (M) abz. der Wand (W) (z. B. Lamelle)

Die dimensionslose Nusseltzahl (Nu) errechnet sich dabei an einer ebenen Platte (Lamelle) aus:

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{\xi / 8 \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\xi / 8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)}$$

für turbulente Strömung mit $5 \cdot 10^5 < Re < 10^7$ und $0,6 < Pr < 2000$

wobei:

Pr Prandtl-Zahl (stoffabhängige Größe des Mediums, z. B. Luft)

Re Reynold-Zahl (strömungsabhängige Größe)

ξ Widerstandsbeiwert der Platte (Lamelle) mit: $\xi = 0,296 \cdot Re^{-0,2}$

bei laminarer Strömung ergibt sich Nu aus:

$$Nu_{\text{lamin}} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}$$

für laminare Grenzschicht mit $Re < 5 \cdot 10^5$ und $0,6 < Pr < 2000$

Im Übergangsbereich zwischen laminarer Strömung und turbulenter Strömung, in der sich fast alle Wärmeübertrager in raumluftechnischen Anlagen mit üblichen Luftgeschwindigkeiten von 1 bis 4 m/s bewegen, ergibt sich dann die effektive Nusselt-Zahl aus der Beziehung:

$$Nu_{\text{eff}} = \sqrt{Nu_{\text{lamin}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2}$$

Möglichkeiten der Effizienzsteigerung

Basierend auf diesen physikalischen Zusammenhängen können damit letztlich zwei grundlegende Lösungswege zur Steigerung der Wärmeübertragung auf der Luftseite abgeleitet werden:

1. Steigerung der Wärmeübertragung durch Mikrostrukturen auf der Wärmeübertrageroberfläche und damit eine Steigerung des Widerstandsbeiwertes ξ der Lamelle.

2. Steigerung der Wärmeübertragung durch eine vergrößerte Oberfläche im definierten Wärmeübertragervolumen bei möglichst gleichzeitiger Steigerung des Turbulenzgrades (Widerstandsbeiwertes ξ) und damit der Wärmeübertragungseffizienz (kombinierter Ansatz).

Der erste Lösungsweg erscheint vielversprechend und wird bereits intensiv in verschiedenen industriellen Anwendungsbereichen verfolgt. Allerdings erzeugt diese Lösung in der Raumluftechnik nicht lösbare Probleme, da die Hygiene in RLT-Anlagen ebenfalls von besonderer Bedeutung ist und durch Mikrostrukturen zwangsläufig die Rauigkeit der Lamellen und damit die Möglichkeit von Anhaftungen von Partikeln deutlich vergrößert wird. Dieser Lösungsweg steht also den einschlägigen Normen und Richtlinien zum hygienischen Betrieb der Anlagen entgegen.

Aus diesem Grund verbleibt in der Summe der Aspekte nur der zweite prinzipielle Lösungsweg.

Diese Lösung besteht im Unterschied zu einer konventionellen und flachen Lamelle (**Bild 3**) aus einer Lamelle mit einer wesentlich größeren Oberfläche und gleichzeitig erhöhtem Turbulenzgrad, ohne den Druckverlust wesentlich zu erhöhen. Dabei verbleiben die Oberflächen der Lamelle technisch glatt und reinigungsfähig.

Es ist bekannt und entspricht dem Stand der Technik, Lamellen von Wär-

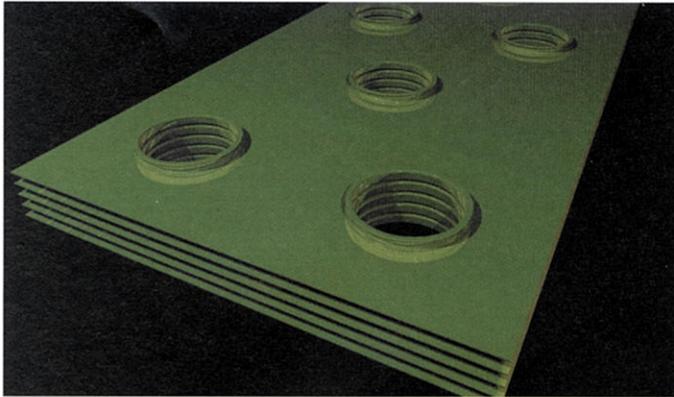


Bild 3

Konventionelle Lamellen eines berippten Wärmeübertragers in versetzter Rohranordnung mit Ansicht auf die Eintrittskante

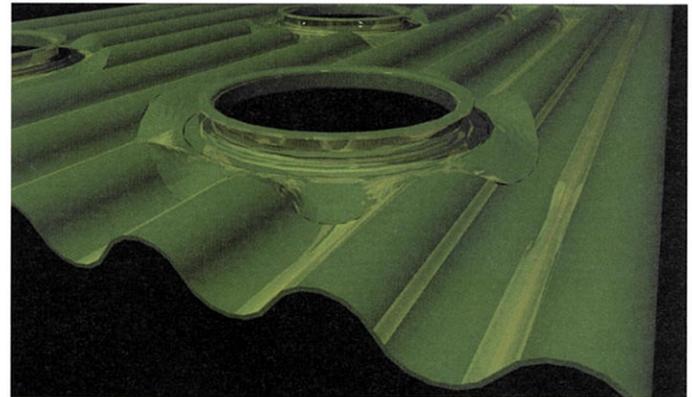


Bild 4

Neuartige Lamelle mit wellenförmigen Verformungen eines berippten Wärmeübertragers längs zur Strömungsrichtung mit Ansicht auf die Eintrittskante

meübertragern quer zur Luftrichtung mit Wellen oder sonstigen Verformungen (Turbulenzpromotoren) zu versehen. Hierdurch wird die Turbulenz im Wärmeübertrager und damit der Wärmeübergang wesentlich verbessert. Der Nachteil dieser Verfahren ist aber die sehr deutliche Erhöhung des Strömungswiderstands, der bis zu +200 % gegenüber einer konventionellen und flachen Lamelle betragen kann. Aus diesem Grund kann so die Fläche der Lamelle nur moderat erhöht werden und beträgt dann meist nur wenige bis maximal +10 % gegenüber einer flachen Lamelle.

Verfolgt man aber nun die Idee, Umformungen (z. B. Wellenstrukturen) einer Lamelle nicht quer zur Luftrichtung, sondern längs zur Luftrichtung auszubilden, kann die effektive Oberfläche der Lamelle um bis zu +30 % erhöht werden, ohne den Druckverlust wesentlich zu erhöhen, da Wellentäler und -berge längs zur Luftrichtung ausgebildet sind (Bild 4).

Trotz dieser ausgeprägten Wellenstruktur bleibt die Oberfläche der Lamelle technisch glatt und die Reinigungsfähigkeit nach VDI 6022 wird dabei nicht eingeschränkt. Hier unterstützt der Verlauf der Wellen in Luftrichtung aktiv die Reinigungsfähigkeit der äußeren Oberfläche, da der Reinigungsstrahl ebenfalls besser geführt wird.

Durch die wellenförmigen Umformungen kann die Lamelle dabei so ausgebildet werden, dass sich eine optimale Flächenvergrößerung des 1,2- bis 1,25-fachen der Ursprungsfläche (flachen Lamelle) ergibt, um den Rippenwirkungsgrad der Lamelle nicht wesentlich zu verringern.

Wird die Lamellenvergrößerung zu hoch, tragen die Flächenanteile, die vom medienführenden Rohr entfernt sind,

immer weniger zur Übertragungsleistung bei.

Der Rippenwirkungsgrad der Lamelle ergibt sich dabei aus der Beziehung:

$$\eta_R = \frac{\tanh X}{X} = \frac{1}{X} \cdot \frac{e^X - e^{-X}}{e^X + e^{-X}}$$

wobei:

$$X = \varphi \cdot \frac{d}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_R}{\lambda_R \cdot s}}$$

mit:

$\varphi \cdot d/2$ Gewichtete Rippenhöhe in m

α_R Wärmeübergangskoeffizient der Rippe in W/m²/K

λ_R Wärmeleitfähigkeit der Rippe in W/m/K

s Rippenstärke in m

die gewichtete Rippenhöhe berechnet sich aus dem Rippenfaktor (φ):

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \varphi')$$

wobei:

$$\varphi' = 1,28 \cdot \frac{b_R}{d} \cdot \sqrt{\left(\frac{l_R}{b_R} - 0,2\right)}$$

bei fluchtender Rohranordnung

$$\varphi' = 1,27 \cdot \frac{b_R}{d} \cdot \sqrt{\left(\frac{l_R}{b_R} - 0,3\right)}$$

bei versetzter Rohranordnung

mit:

b_R Breite der Rippe in m

l_R Länge der Rippe in m

d Rohrdurchmesser des Grundkörpers in m

Der Rippenwirkungsgrad soll im Er-

gebnis bei mindestens 0,9 liegen, damit die Lamellenfläche auch mindestens zu 90 % effektiv zur Wärmeübertragung genutzt wird.

Durch eine sinusförmige Umformung der Lamelle ergibt sich an den Flanken (2) der Umformung ein Spalt zwischen den Lamellen (1) der effektiv kleiner ist als der Lamellenabstand selbst (Bild 5 und 6). Durch diese Stellen ergibt sich beim Umströmen der Rohre (Überströmen von einer Welle zur nächsten) eine Geschwindigkeitserhöhung, die zusätzlich den Wärmeübergang verbessert (Erhöhung der Reynold-Zahl). Es bildet sich ein Turbulenzeffekt zwischen den Lamellen aus.

Da die „Wellen“ immer auf ein Rohr „zulaufen“, wird vorteilhaft die Umformung am Ende „tropfenförmig“ ausgebildet, damit ein Überströmen zu den jeweils benachbarten Wellen strömungsgünstig erfolgen kann, um den Widerstand möglichst gering zu halten. Durch die Umformung wird der Druckverlust nur gering erhöht, da die Luft im Wesentlichen längs zur Wellenstruktur strömt.

CFD-Simulationen

Zur Berechnung der erwarteten Effekte hat der TÜV Süd die Wärmeübertragungs- und Strömungsprozesse im Rahmen von CFD-Simulationen¹⁾ analysiert.

Hierzu wurden sowohl eine flache und konventionelle Lamellengeometrie als auch mehrere neuartige gewellte Lamellengeometrien in einer versetzten Rohranordnung untersucht (Bild 7).

Die einzelnen Lamellen wurden aufwändig in einem Hexaeder-Gitter mo-

¹⁾ CFD Computational Fluid Dynamics



Bild 5
 Lamellenpaket mit wellenförmigen Verformungen eines berippten Wärmeübertragers längs zur Strömungsrichtung

delliert. **Bild 8** zeigt die gewellte Lamelle im Detail. Gleichzeitig wurden mehrere verschiedene Modelle verwendet, um das Ergebnis zu verifizieren.

Dabei ergaben sowohl ein Tetraeder-Modell (Prismen) als auch ein Hexaeder-Modell mit einem SST-Modell²⁾ sowie ein weiteres Transition-Modell Ergebnisse in einer gleichen Größenordnung.

In den CFD-Simulationen hat sich gezeigt, dass die Verbesserung nicht nur aufgrund der vergrößerten Fläche zu er-

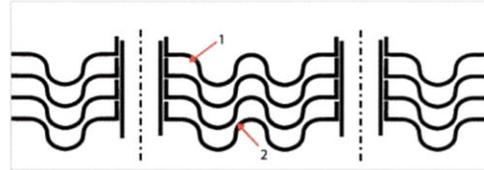


Bild 6
 Wellenstruktur der Wärmeübertragerlamellen im plakativen Schnitt

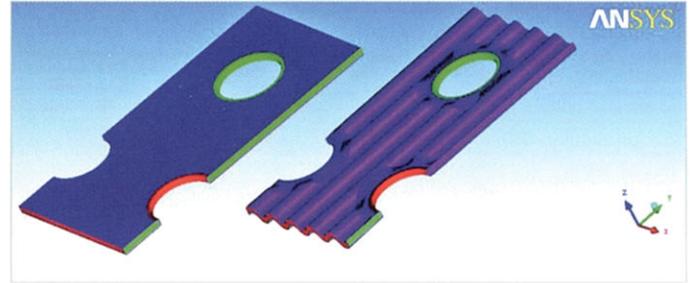


Bild 7
 Lamellengeometrien (flach und gewellt) als 3-D-Modell

klären ist. Durch die Umformung wird auch der Wärmeübergang deutlich verbessert. Dieser Effekt konnte in den Simulationen visualisiert werden.

Es wurde ein Kühler mit einer Bautiefe von vier Rohrreihen berechnet. Die Wassertemperaturen wurden mit 6 °C Vorlauf und 12 °C Rücklauf definiert. Auch der Wärmeübergang auf der Wasserseite wurde mit 5 000 W/m²/K festgelegt.

Auf Basis der Simulationen konnte letztlich eine Steigerung der Kühlleis-

tung von +12,7 % nachgewiesen werden. Hierbei wurde die trockene Abkühlung der Luft von 25 °C auf 12 °C Aus-

²⁾ SST = Shear Stress Transport

trittstempertur auf 10,3 °C verbessert (**Bild 9**).

Damit ergab sich ein Temperaturänderungsgrad (ϕ_F) der flachen Lamellen analog zur Leistung von:

$$\phi_F = \frac{25,0 - 12,0}{25,0 - 6,0} = 0,684$$

Der Änderungsgrad der gewellten Lamelle (ϕ_W) betrug:

$$\phi_W = \frac{25,0 - 10,3}{25,0 - 6,0} = 0,774$$

Aus dem Temperaturänderungsgrad ergibt sich das NTU vereinfacht bei $\mu = 1$ mit:

$$NTU = NTU = \frac{\Phi}{1 - \Phi}$$

bzw. bei $\mu \ll 1$ aus der entsprechenden Exponentialfunktion:

$$NTU = \frac{1}{1 - \mu} \cdot \ln \frac{1 - \mu \cdot \Phi}{1 - \Phi}$$

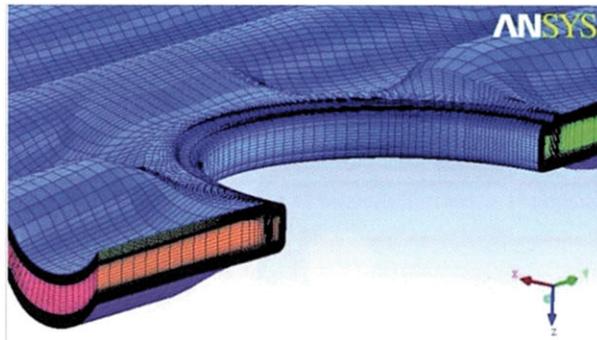
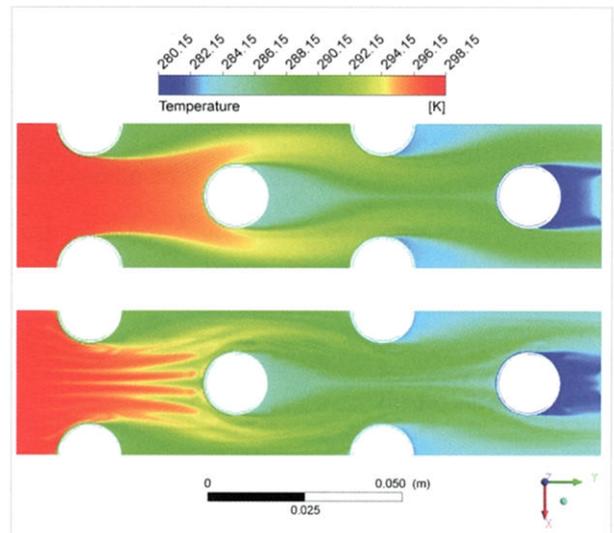


Bild 8
 Lamellengeometrien (gewellt) als CFD Hexaeder-Gitter-Modell

Bild 9
 Lufttemperaturprofile im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)



Sonderenteil

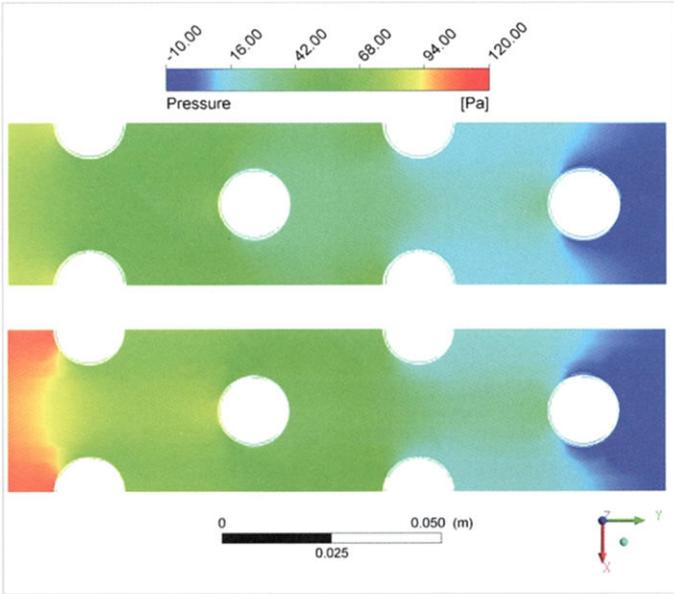


Bild 10
Druckverläufe im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)

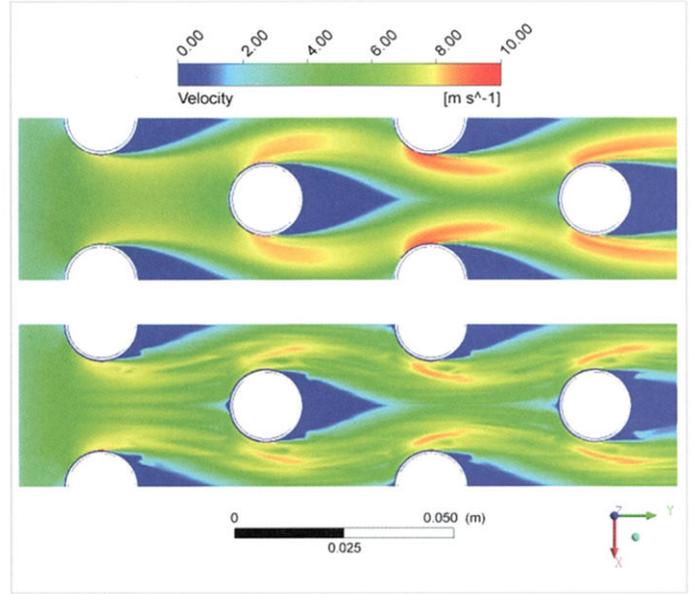


Bild 11
Geschwindigkeitsprofile im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)³⁾

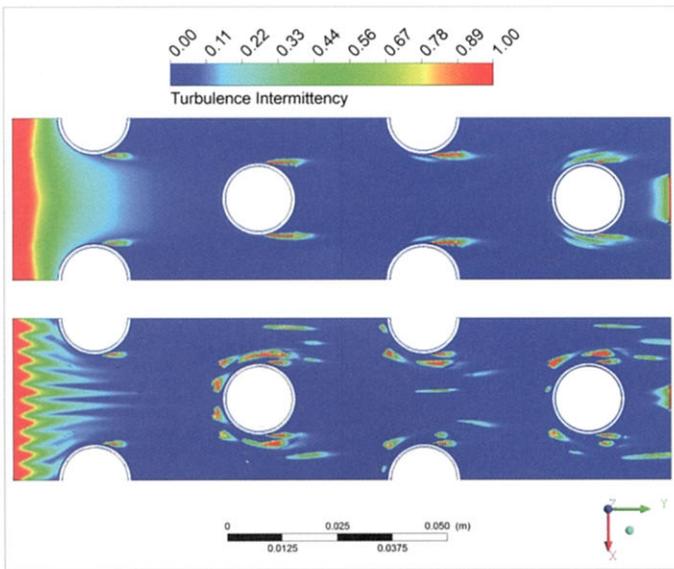


Bild 12
Turbulenzgrade im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)

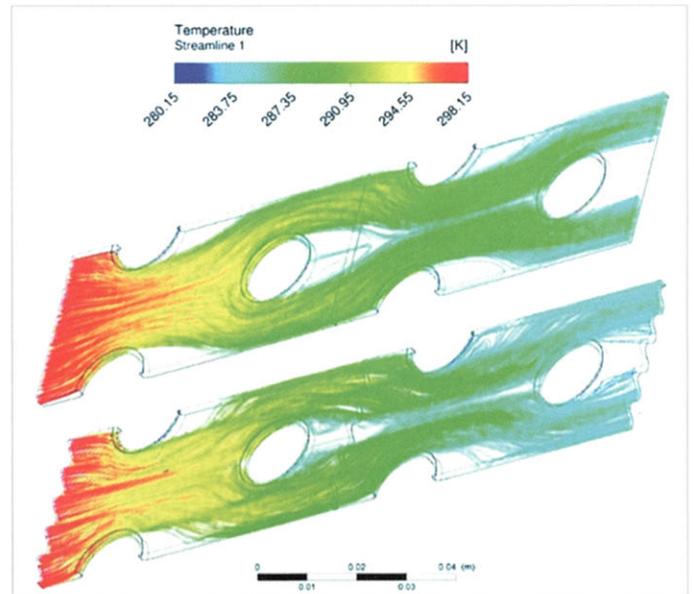


Bild 13
Strömungsfäden im Vergleich zur flachen Lamelle (oben)

Diese Leistungssteigerung geht daher mit einer Verbesserung des NTU, also dem Produkt aus Fläche mal Wärmedurchgangskoeffizient, von 29,7 % einher.

Dabei wurde die Fläche der Lamelle netto „nur“ um 17 % erhöht. Die weitere Verbesserung der Übertragungsleistung ist auf eine Steigerung des Wärmedurchgangskoeffizienten (k) zurückzuführen.

Es wird also auch der Wärmeübergang deutlich um 10,9 % verbessert. Dieses Ergebnis resultiert offensichtlich aus den Geschwindigkeitsänderungen an den

Wellenflanken bzw. beim Umströmen der Rohre. Gleichzeitig erhöht sich der berechnete Differenzdruck von 82 Pa auf 105 Pa moderat (**Bild 10**).

Auch aus **Bild 12** kann der Turbulenzgrad an der Lamelle im Vergleich beurteilt werden. Man erkennt sehr gut, dass insbesondere an den Eintrittskanten des Wärmeübertragers eine turbulente Strömung vorherrscht. In weiten Bereichen der Lamelle dominieren allerdings weitgehend laminare Strömungsverhältnisse.

In **Bild 11** ist gut zu erkennen, dass die Geschwindigkeiten über die neue La-

melle deutlich homogener verteilt sind, als dies bei der konventionellen glatten Lamelle der Fall ist.

Bild 13 verdeutlicht einen weiteren Effekt der Umformungen der Lamelle. Die „Strömung-Tot-Gebiete“ hinter den Rohrdurchführungen sind bei der gewellten Variante deutlich kleiner ausgeprägt als bei der flachen Lamelle.

³⁾ Untersuchungen verschiedener Varianten zur Hallenbelüftung mit dem 3-D-Strömungssimulationsprogramm ANSYS CFX

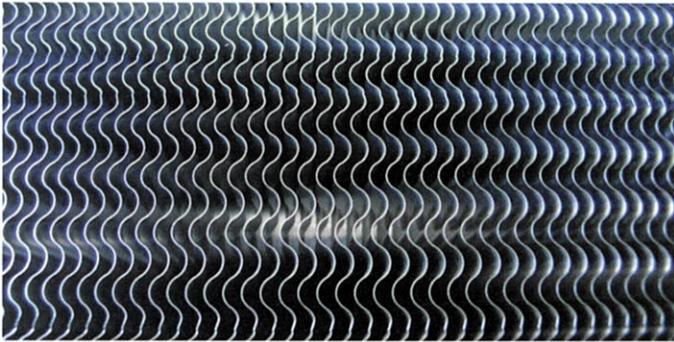


Bild 14

Anströmseite eines Wärmeübertragers mit neuer Lamelle

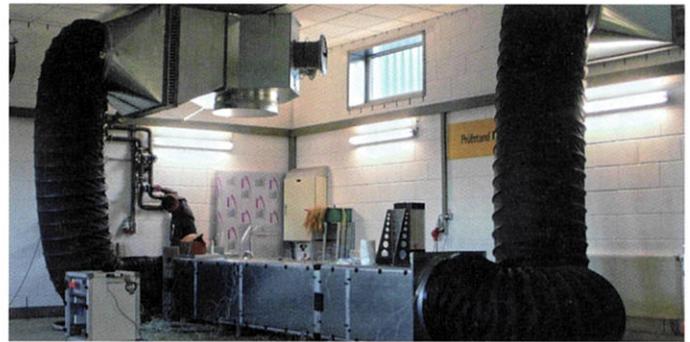


Bild 15

Wärmetechnischer Prüfstand für Wärmeübertrager

Durch die Umformungen werden die Rohre also effektiver umströmt.

Messtechnische Untersuchung

Nach den erfolgversprechenden Strömungssimulationen wurde die Herstellung der neuen Lamelle veranlasst. Nach anfänglichen Schwierigkeiten konnte die Lamelle auch produziert werden, obwohl die Wellenstruktur quer zur Stanzrichtung wie eine Feder wirkt und daher nur mit besonderen Maßnahmen überhaupt herzustellen war (Bild 14).

Nach der Herstellung konnte eine tatsächliche Flächenvergrößerung von 17 % wie berechnet realisiert werden.

Nach der Produktion der ersten Versuchsmuster wurden diese Wärmeübertrager messtechnisch nach EN 305 untersucht (Bild 15).

Dabei wurde sowohl die Luftmenge mittels Viertelkreiseinlaufdüsen als auch die Wassermenge mit einem magnetisch induktiven Durchflussmesser im

Wärmeübertrager mit einer Messtoleranz von $\pm 2,5\%$, bzw. $\pm 1,0\%$ erfasst.

Die Medientemperaturen wurden auf der Luft Eintrittsseite mit acht Temperatursensoren und auf der Austrittsseite mit 12 Sensoren ermittelt. Auf der Wasserseite wurden der Eintritt und der Austritt jeweils mit drei Temperatursensoren aufgenommen.

Parallel wurden die Druckverluste sowohl auf der Luftseite als auch auf der Wasserseite gemessen.

Bei den Messungen stellte sich heraus, dass der Druckabfall entgegen der CFD-Simulationen kaum stieg. Dabei wurde die vorausberechnete Druckverluststeigerung von rund 28 % deutlich unterschritten. Dieses sehr positive Ergebnis konnte durch die gemessenen wärmetechnischen Leistungsdaten bestätigt werden.

Die Wärmeleistung bezogen auf

$$NTU = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_i}$$

stieg um 27 % gegenüber den prognosti-

zierten 29 %. Hier lieferte die CFD-Simulation ein übereinstimmendes Ergebnis.

In Summe konnten die Ergebnisse der Leistungsdaten überzeugen, da der Differenzdruck der Wärmeübertrager wesentlich geringer stieg als berechnet.

Fazit

Bei der Verwendung der neuen Lamelle kann bei gleicher Leistung der Wärmeübertrager mit einem Bauvolumen von 79 % seines ursprünglichen Volumens hergestellt werden. Als Ergebnis hätte dieser Wärmeübertrager dann einen geringeren Druckverlust, da der spezifische Druckabfall zwar geringfügig steigt, aber der Wärmeübertrager in seiner Baulänge um ca. 20 % kleiner hergestellt werden kann.

Alternativ könnte aus einem Wärmeübertrager, der mit glatter Lamelle hergestellt ist, bei Verwendung der neuen Lamelle eine um rund 27 % höhere spezifische Leistung gewonnen werden.