

# Optimierung der Auslegung eines Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers

Janybek Orozaliev\*, Christian Budig, Klaus Vajen

Universität Kassel, Institut für Thermische Energietechnik, 34109 Kassel  
solar@uni-kassel.de, www.solar.uni-kassel.de

\* Korrespondenzautor

## Kurzfassung

In der Praxis werden viele Geometrie- und zum Teil Betriebsparameter von Lamellenrohrwärmeübertragern von Projektierungsingenieuren festgelegt, basierend auf deren Erfahrungen und unter Berücksichtigung von Standardbaureihen der Hersteller. Aufgrund der komplexen Einflüsse dieser Parameter auf die Wirtschaftlichkeit der Wärmeübertrager wird in der vorliegenden Arbeit ein automatisiertes Verfahren zur Auslegungsoptimierung mit dem Ziel maximaler Wirtschaftlichkeit vorgeschlagen. Bei der Optimierung werden Geometrie- und Betriebsparameter durch einen mathematischen (genetischen) Algorithmus variiert. Die Konfigurationen der Wärmeübertrager werden anhand der Investitions- und Betriebskosten des gesamten Systems (Wärmeübertrager, Ventilator, Pumpe, Rohrleitung) bewertet. Hierzu wurden spezifische Ansätze zur Aufstellung der Kostenfunktionen, insbesondere der des Wärmeübertragers, entwickelt.

In einer beispielhaften Anwendung des Optimierungsverfahrens wurde gezeigt, dass die Wärmeübertragungskosten im Vergleich zur Referenzkonfiguration um ca. 30% gesenkt werden können.

## Stichwörter:

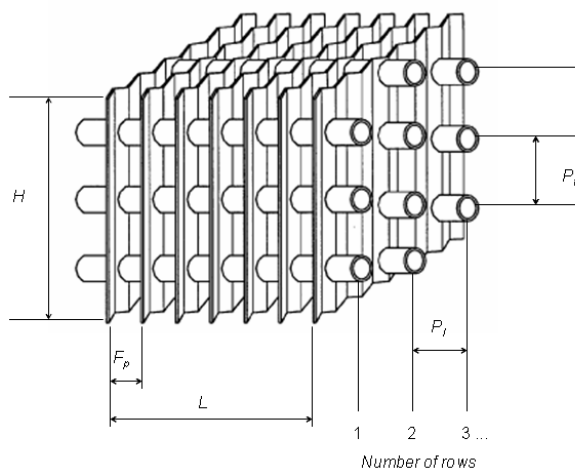
Lamellenrohrwärmeübertrager, Optimierung, Kostenfunktion

## 1 Einleitung

Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager (siehe Bild 1) werden häufig für eine Wärmeübertragung zwischen einem Gas und einer Flüssigkeit oder einem Fluid im Phasenwechsel eingesetzt, z.B. zur Wasserkühlung, Luftkühlung oder -heizung. Bei der Auslegung von Wärmeübertragern müssen dessen Geometrie- und Betriebsparameter festgelegt werden. Dabei werden in der Praxis viele geometrische Parameter entweder durch Standardbaureihen der Hersteller vorgegeben oder durch einen Projektierungsingenieur nach seiner Erfahrung ausgewählt. Dieses Auslegungsvorgehen mag für Standard-Anwendungen gut funktionieren, bei Nicht-Standard-Anwendungen mit anderen Randbedingungen, wie z.B. ohne explizite Anforderungen an die zu übertragende Leistung, sind aber oft zusätzliche Untersuchungen erforderlich.

Die Geometrie- und Betriebsparameter bestimmen maßgeblich Leistung und Druckverlust des Wärmeübertragers sowie Leistung und Kosten von Ventilatoren und Pumpen. Deswegen muss der Einfluss der Wärmeübertrager-Auslegung auf das gesamte System inkl. Ventilatoren und Pumpen berücksichtigt werden, um die kosteneffizienteste Lösung zu finden. Idealerweise sollen dabei Investitions- und Betriebskosten aller Komponenten betrachtet werden. Allerdings ist eine plausible Kostenabschätzung generell schwierig, so dass häufig andere Kriterien genutzt werden, wie z.B. das Verhältnis zwischen Colburn-Faktor und Druckverlustbeiwert oder die minimale Entropiegeneration [2].

In dieser Arbeit werden allerdings die Wärmeübertrager-Konfigurationen mit Betrachtung der Investitions- und Betriebskosten des Gesamtsystems sowie der Leistung der jeweiligen Wärmeübertrager wirtschaftlich bewertet. Darüber hinaus wird eine numerische Optimierung der Auslegung mit genetischen Algorithmen durchgeführt, um die optimale Konfiguration zu finden. Im Folgenden werden das Optimierungsverfahren, die Zielfunktion der Optimierung, das Wärmeübertragermodell sowie die Kostenfunktionen beschrieben. Der Schwerpunkt liegt dabei auf dem Vorgehen bei der Optimierung und der Aufstellung der Kostenfunktionen. Die Auslegungsoptimierung wird hierbei an einem Beispiel einer Nicht-Standard-Anwendung dargestellt.



**Bild 1.** Schematische Darstellung eines typischen Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers (aus [1] mit eigenen Ergänzungen)

## 2 Anwendung

In der kirgisischen Hauptstadt Bischkek mit sommerlichen Umgebungstemperaturen bis zu 40°C tagsüber und 20...25°C nachts wird ein Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager für die Vorerwärmung von 12°C kalten Speisewassers für das dortige Fernwärmenetz eingesetzt [3]. Das vorerwärmte Wasser wird von konventionellen Kesseln, z.B. durch Verbrennung von Gas oder Kohle, auf die Nutztemperatur von 60°C erhitzt. Da das Heizwerk dabei nahezu beliebig hohe Leistungen bereitstellen kann bestehen prinzipiell erst einmal keine Minimalanforderungen bzgl. der Wärmeübertragerleistung oder des Temperaturhubs des Wassers bei der Vorerwärmung. Luftvolumenströme und Druckverluste sind ebenfalls prinzipiell nicht beschränkt. Die Umgebungslufttemperatur und -feuchte am Wärmeübertragereintritt ändern sich im tages- und jahreszeitlichen Verlauf. Die einzigen bekannten Parameter sind die Temperatur und der Volumenstrom des Wassers am Eintritt des Wärmeübertragers. Insgesamt sind so selbst für eine einfache thermodynamische Berechnung des Wärmeübertragers zusätzliche Informationen erforderlich. Für die Auslegung des Wärmeübertragers müssen somit diverse Annahmen getroffen werden, die aufgrund fehlender Erfahrung mit dieser Anwendung nicht unbedingt zur wirtschaftlich günstigsten Lösung führen.

In Zentralasien und Russland besitzt die beschriebene Anwendung ein großes Potential. Mehrere Tausend kleinere Heizwerke mit bis zu 100 m<sup>3</sup>/h Kaltwasservolumenstrom und einige sehr große Heizkraftwerke mit bis zu 3.000 m<sup>3</sup>/h sind hier in Betrieb [4].

## 3 Methodik zur Auslegungsoptimierung

Zur Ermittlung der optimalen Auslegung des Wärmeübertragers werden zahlreiche Konfigurationen definiert und bewertet. Werden nahezu alle Parameter variiert, so ist eine große Anzahl<sup>1</sup> an Konfigurationen möglich. Um nicht alle möglichen Konfigurationen berechnen zu müssen, können mathematische Optimierungsalgorithmen zur Ermittlung der günstigsten Lösung verwendet werden. Aufgrund der komplexen Abhängigkeiten der Leistung der Wärmeübertrager von ihren geometrischen Größen und Betriebsbedingungen bieten sich hierzu genetische Algorithmen an [5]. Im Vergleich zu klassischen Algorithmen erfordern diese zwar einen höheren Rechenaufwand, besitzen aber eine höhere Resistenz gegenüber dem Auffinden lokaler Optima.

### 3.1 Definition der Zielfunktion

Ziel der Auslegungsoptimierung in dieser Arbeit ist die Ermittlung der wirtschaftlichsten Lösung eines Lamellenrohrwärmeübertragers. Die Wirtschaftlichkeit wird dabei durch jährliche Gesamtkosten bezogen auf die übertragene Wärmemenge – also die Gestehungskosten einer Kilowattstunde übertragener Wärme (Wärmepreis  $c_{\text{heat}}$ ) – beschrieben, siehe Gl. (1).

<sup>1</sup> Werden beispielsweise nur 6 Parameter und 10 mögliche Werte je Parameter gewählt, ergeben sich 10<sup>6</sup> mögliche Kombinationen

$$c_{heat} = \frac{\text{Annuität} [\text{€}/a] + \text{Wartung} [\text{€}/a] + \text{Betriebskosten} [\text{€}/a]}{\text{übertragene Wärmemenge} [kWh_{th} / a]} = \frac{f_a \cdot C_{inv} + c_{main} + c_{op}}{Q} \quad (1)$$

Die übertragene Wärmemenge Q wird aufgrund der Schwankungen der Umgebungstemperatur mit Hilfe von Jahressimulationen des Wärmeübertragers ermittelt. Hierzu ist ein Modell zur Berechnung der thermischen Leistung und der Druckverluste des Wärmeübertragers erforderlich.

Der Annuitätsfaktor  $f_a$  ist dabei eine Funktion des Betrachtungszeitraums (n Jahre) und des Kapitalzinssatzes i. Bei in dieser Arbeit gewählten Werten von n = 10 Jahren und i = 6 %/a, ergibt sich ein Annuitätsfaktor von 13,6 %/a.

$$f_a = \frac{i \cdot (1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2)$$

Die Investitionskosten  $C_{inv}$  setzen sich vereinfacht nur aus den Komponentenkosten (Wärmeübertrager, Ventilator, Pumpe und Verrohrung) zusammen. Kosten für Planung, Transport, Installation sowie Zollabgaben, Steuern und mögliche Förderungen wurden aufgrund des großen Variationsbereichs und der unsicheren Daten nicht berücksichtigt. Letztere sind neben der Größe der Anlage auch von dem Installationsort abhängig.

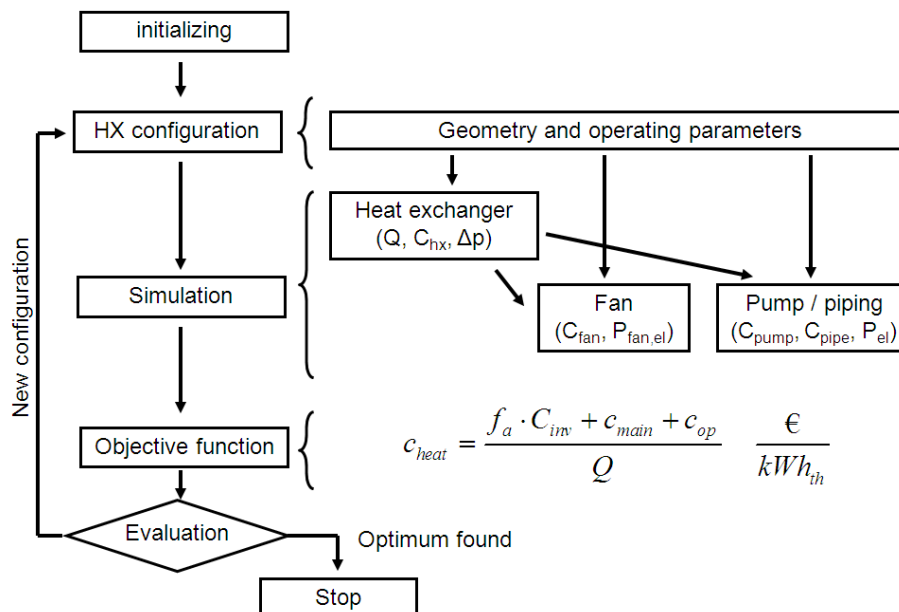
$$C_{inv} = C_{hx} + C_{fan} + C_{pump} + C_{pipe} \quad (3)$$

Die Wartungskosten  $c_{main}$  werden überschlägig mit 1 %/a der Investitionskosten  $C_{inv}$  abgeschätzt. Betriebskosten werden aus dem jährlichen elektrischen Energiebedarf  $W_{el}$  von Ventilatoren und Pumpen und dem Strompreis  $c_{el}$  ermittelt. Der jährliche Stromverbrauch wird in dynamischen Simulationen durch Integration über den Simulationszeitraum bestimmt.

### 3.2 Beschreibung des Optimierungsverfahrens

Das Optimierungsverfahren ist schematisch in Bild 2 dargestellt. Das Verfahren ist im Wesentlichen in drei Schritte unterteilt:

- 1) Wahl der Geometrie- und Betriebsparameter des Wärmeübertragers,
- 2) Berechnung des Wärmeübertragers und der Zielfunktion  $c_{heat}$ ,
- 3) Evaluation der aktuellen und Wahl einer neuen Konfiguration.



**Bild 2.** Schematische Darstellung des Optimierungsverfahrens

Dieses Vorgehen wird so oft wiederholt, bis das Optimum, hier also das Minimum von  $c_{\text{heat}}$ , gefunden ist. Die zu untersuchenden Parameter-Konfigurationen werden hierbei von einem genetischen Optimierungsalgorithmus definiert. Der Algorithmus ist in der open-source Optimierungssoftware GenOpt [6] implementiert. Die Berechnung des Wärmeübertragers bzw. des Zielfunktionswertes erfolgt mit Hilfe von Jahressimulationen in der Simulationsumgebung TRNSYS [7].

#### 4 Modell des Wärmeübertragers

Bei der Verwendung genetischer Algorithmen sind häufig mehrere Tausend Iterationen bzw. Jahressimulationen erforderlich. Um die für die Optimierung benötigte Rechenzeit im Rahmen zu halten muss die Lösung des Wärmeübertragermodells möglichst schnell konvergieren. Aufgrund des hohen Rechenaufwands schließt dies Modelle aus, die Finite-Elemente-Methoden benutzen. In dieser Arbeit wurde daher auf empirische Korrelationen zurückgegriffen. Das Modell ist detailliert in [8] beschrieben und wird hier daher nur kurz erläutert.

Die Modellstruktur basiert auf einen stationären und adiabatischen TRNSYS Modell Type1223 (detailed cooling coil model) des ASHRAE HVAC Secondary Toolkit [9, 10]. Das Modell ist vom Prinzip her ein Ein-Knoten-Modell, wobei die Berechnung separat für trockene und, zur Berücksichtigung von Kondensation, feuchte Wärmeübertragungsflächen erfolgt. Type1223 benutzt die luftseitige Wärmeübergangskorrelation von Elmahdy und Biggs [11], die aus experimentellen Untersuchungen von ca. 20 Wärmeübertragern erstellt wurde. Um die Gültigkeit des Modells zu erweitern, wurden in dem hier verwendeten Modell Korrelationen aus [12, 13] implementiert, die Daten von insgesamt 74 Wärmeübertragern für trockene Fläche und 31 für feuchte Fläche beinhalten.

Der Type1223 wurde weiterhin um die Berechnung von Druckverlusten erweitert. Der luftseitige Druckverlust wird mit Druckverlustkorrelationen aus [12, 13] berechnet. Der Druckverlust auf der Flüssigkeitsseite setzt sich zusammen aus den Druckverlusten in den Rohren und Pässen. Diese werden je nach Strömungsform nach den Beziehungen von Hagen–Poiseuille, Blasius and Nikuradze [14] ermittelt. Im Unterschied zum Type1223 werden die Stoffwerte von Luft und Wasser nicht konstant angenommen, sondern werden jeweils für die mittlere Fluidtemperatur ermittelt. Außerdem wurden die Konvergenzverfahren angepasst, um die Stabilität des Modells für Optimierungsrechnungen zu erhöhen.

#### 5 Kostenfunktionen

Für die automatisierte Ermittlung der Investitionskosten  $C_{\text{inv}}$  werden die Kostenfunktionen von den Wärmeübertragern, den Ventilatoren, den Rohrleitungen (inkl. Fittings und Einbauten) und den Pumpen benötigt. Zur Ermittlung von Betriebskosten ist weiterhin die Kenntnis über die elektrische Leistungsaufnahme von Ventilatoren und Pumpen erforderlich. Diese werden in den folgenden Abschnitten hergeleitet. Die Kostenfunktionen sind hergeleitet aus deutschen Listenpreisen der jeweiligen Hersteller ohne Mehrwertsteuer und mögliche Rabatte.

##### 5.1 Lamellenrohr-Wärmeübertrager

Da aus der Literatur keine Kostenfunktion für Lamellenrohrwärmeübertrager bekannt sind, musste eine Funktion hergeleitet werden. Ein typischer Ansatz zur Aufstellung der Kostenfunktion für Wärmeübertrager ist die Beschreibung der Kosten in Abhängigkeit von der Wärmeübertragungsfläche. Solche Kostenfunktionen sind in der Literatur für Platten- oder Rohrbündelwärmeübertrager beschrieben, siehe z.B. [15, 16]. Dieser Ansatz ist jedoch für die Auslegungsoptimierung von Lamellenrohrwärmeübertragern weniger geeignet, da nicht berücksichtigt wird, dass Rohre und Lamellen unterschiedliche Kosten verursachen. Solch eine Kostenfunktion kann daher Mehrkosten bei einer thermisch günstigen Vergrößerung der Rohroberfläche im Vergleich zur Lamellenfläche nicht berücksichtigen und somit die Optimierungsergebnisse unzulässig beeinflussen.

In der vorliegenden Arbeit wird daher ein anderer Ansatz verfolgt. Da die Lamellen, Rohre und Wärmeübertrager selbst Massenprodukte sind und der Herstellungsprozess weitgehend automatisiert

ist wird davon ausgegangen, dass der Materialaufwand bzw. die Materialkosten den entscheidenden Parameter in der Preisbildung von Wärmeübertragern darstellen<sup>2</sup>.

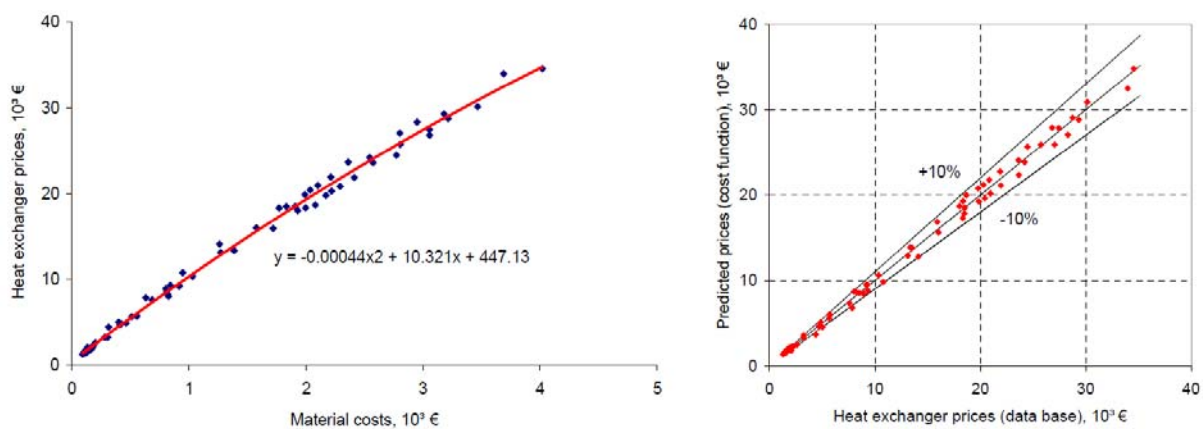
Zur Ableitung der Kostenfunktion standen Daten aus dem Jahr 2006 für 74 unterschiedlich große Wärmeübertragern mit einem Materialaufwand zwischen 40 und 1500 kg zickzack-förmigen<sup>3</sup> Aluminiumlamellen und runden Kupferrohren zur Verfügung. Die Kostenfunktion in Abhängigkeit von den Materialkosten ist in Gl. (4) als Polynom zweiten Grades beschrieben.

$$C_{hx,2006} = -0,00044 \cdot C_{mat}^2 + 10,32 \cdot C_{mat} + 447 \text{ €} \quad (4)$$

Dabei sind die Materialkosten  $C_{mat}$  [€] das Produkt aus dem jeweiligen Materialaufwand (Massen der Aluminium-Lamellen und Kupferrohren) und der Rohrstoffpreisen an der London Metal Exchange (LME).

$$C_{mat} = m_{Al} \cdot c_{Al} + m_{Cu} \cdot c_{Cu} \text{ mit } c_{Al} = 1.7 \text{ €/kg und } c_{Cu} = 4 \text{ €/kg (LME 01/2006)} \quad (5)$$

Die somit ermittelte Kostenfunktion ist in guter Übereinstimmung mit der Datengrundlage, siehe Bild 3. Die mittlere Abweichung beträgt ca. -1% und die Standardabweichung ca. 6%.



**Bild 3.** Preise der Wärmeübertrager (Punkte) und die daraus ermittelte Kostenfunktion (Linie) in Abhängigkeit von den Materialkosten (linkes Diagramm), sowie Abweichung zwischen der Kostenfunktion und den Listenpreisen (rechts).

Zur Aktualisierung der Kostenfunktion für andere Jahre reicht eine einfache Aktualisierung der Rohrstoffpreise nicht aus, da sich die Produktionskosten im Vergleich zu den Rohrstoffpreisen weniger stark ändern. Stattdessen könnte eine im Anlagenbau etablierte Methode der Preisanpassung über Preisindizes, sog. Kölbel-Schulze-Indizes [15], verwendet werden.

$$C_{hx} = C_{hx,2006} \frac{I}{I_{2006}} \quad (6)$$

Da die Kostenfunktionen von Ventilatoren, Pumpen und Rohrleitung basierend auf Kosten im Jahr 2009 erstellt wurden, wurde hier die Kostenfunktion des Wärmeübertragers mit den Kölbel-Schulze-Indizes chemischer Anlagen (VCI 2010 [17], Teil Apparate und Maschinen)  $I_{2006} = 102,2$  und  $I_{2009} = 110,3$  auf 2009 angepasst.

## 5.2 Ventilator, Pumpe und Rohrleitung

Kosten und elektrische Leistungsaufnahme eines Ventilators oder einer Pumpe werden durch den gewünschten Volumenstrom und den zu überwindenden Druckverlust bestimmt. Der durch den Wärmeübertrager verursachte Druckverlust hängt dabei sowohl von seiner Geometrie als auch vom

<sup>2</sup> Dieser Ansatz spricht auch nicht gegen die üblichen Kostenfunktionen für Platten- oder Rohrbündelwärmeübertrager, da dort Materialkosten und Wärmeübertragungsfläche direkt gekoppelt sind.

<sup>3</sup> Im üblichen Lamellenwinkelbereich (kleiner als 20°) unterscheiden sich Wärmeübertrager mit zickzack-förmigen Lamellen nur wenig von denen mit flachen Lamellen bzgl. Leistung, Druckverlust und Kosten.

Volumenstrom ab. Für eine wirtschaftliche Auslegungsoptimierung müssen Funktionen der Investitionskosten und der elektrischen Leistungsaufnahme der Ventilatoren und Pumpen für jede beliebige Kombination von Volumenstrom und Druckverlust gelten. In [18] wurde für Ventilatoren gezeigt, dass Kostenfunktionen in Abhängigkeit von den Betriebsparametern Volumenstrom und Druckverlust in weiten Bereichen hohe Unsicherheiten aufweisen. Solche Kostenfunktionen sind daher für eine Auslegungsoptimierung nicht geeignet.

Für einen vorgegeben Volumenstrom und Druckverlust werden daher aus einer Datenbank ein geeigneter Ventilator und eine Pumpe mit Kosten und deren parametrisierten Kennlinien (Koeffizienten der Polynome für Druckerhöhung und Wirkungsgrad als Funktion des Volumenstroms) automatisiert ausgewählt. Die Datenbank für Axialventilatoren beinhaltet ca. 400 Kennlinien mit einem Laufraddurchmesser von 630 mm bis 1250 mm und die Datenbank für Pumpen ca. 100 Kennlinien. Bei der automatisierten Auslegung wird die Kennlinie mit den geringsten jährlichen Gesamtkosten nach Gl. (7) und (8) gewählt. Dabei muss die Kennlinie über dem Auslegungspunkt liegen, d.h. die Druckerhöhung des Ventilators bzw. der Pumpe muss höher sein als der Systemdruckverlust.

$$c_{ann} = f_a \cdot C_{fan} + C_{main} + P_{el, fan} \cdot t_{op} \cdot c_{el} \quad (7)$$

$$c_{ann} = f_a \cdot (C_{pump} + C_{pipe}) + C_{main} + P_{el, pump} \cdot t_{op} \cdot c_{el} \quad (8)$$

Hierzu werden zusätzliche Informationen über den Annuitätsfaktor  $f_a$ , die erwarteten jährlichen Volllaststunden  $t_{op}$  und den Strompreis  $c_{el}$  benötigt, siehe Tabelle 1.

Die Auswahl der Pumpe erfolgt zusammen mit der des Rohrleitungsdurchmessers, da dieser nur die Rohrleitungskosten sowie die Leistung und Kosten der Pumpe und nicht den Wärmeübertrager selbst beeinflusst. Damit wird der Durchmesser der Rohrleitung nicht vom Optimierungsalgorithmus variiert, sondern lediglich, zusammen mit der Pumpe, an die gegebenen Betriebsbedingungen und Druckverluste des Wärmeübertragers angepasst. So wird aus allen möglichen Kombinationen von in der Datenbank implementierten Rohrdurchmessern (von DN32 bis DN160) und Pumpenkennlinien diejenige mit den minimalen jährlichen Kosten ausgewählt.

Zur Bestimmung des Druckverlusts und der Kosten der Rohrleitung wird die Leitungslänge vorgegeben. Der Einfluss von Fittings und Einbauten kann in der Vorplanung nur grob abgeschätzt werden. Zur Berücksichtigung von Fittings werden die Rohrleitungskosten (Kosten pro Meter multipliziert mit der Länge) pauschal um 50% und der Rohrleitungsdruckverlust um 100% erhöht.

## 6 Optimierungsergebnisse

Die Auslegung eines Wärmeübertragers für die Wasservorerwärmung in Bischkek [3] wurde optimiert und mit einem in einer Versuchsanlage installiertem Wärmeübertrager verglichen, der von einem erfahrenen Ingenieur eines großen Herstellers projiziert wurde. Die Randbedingungen für die dynamischen Simulationen sind in der Tabelle 1 aufgelistet.

**Tabelle 1. Randbedingungen für dynamische Simulationen**

Parameter	Wert	Einheit
Simulationszeitraum	Mai - Sept (frostfreie Periode)	
Wetterdaten für Bischkek	aus Meteonorm 6.0 [19]	
Simulationszeitschritt	1	h (Stunde)
Wassereintrittstemperatur	12	°C
Wasservolumenstrom	6	m <sup>3</sup> /h
Regelung	ein, wenn $T_{amb} > T_{water, in}$	
Strompreis $C_{el}$	2	€-ct/kWh
Annuitätsfaktor $f_a$	13,6	%/a
Wartungskosten $C_{mnt}$	1	%/a von $C_{inv}$
Erwartete Volllaststunden von Ventilator und Pumpe $t_{op}$	3500	h/a
Rohrleitungslänge	100	m

Bei der Optimierung wurden nahezu alle geometrische Parameter des Wärmeübertragers und der Luftvolumenstrom über einen großen Wertebereich variiert. In dem Variationsbereich wurden Produktionsmöglichkeiten (z.B. Lamellenteilung und -dicke) und eine gleichmäßige Verteilung des

Luftstroms (lamellierte Länge und Höhe) berücksichtigt. Die Rohrwandstärke im Wärmeübertrager wurde nicht variiert, da bzgl. des Materialaufwandes, des wasserseitigen Druckverlusts bei gleichem Rohraußendurchmesser und der Wärmeleitung durch die Rohrwand immer eine kleinere Wandstärke günstiger ist. Die minimale Rohrwandstärke wird durch den Betriebsdruck begrenzt. Daher wurde in der Optimierung mit 0.32 mm die gleiche Wandstärke wie bei dem installierten Wärmeübertrager gewählt. Formänderungen der Lamellen (z.B. mit Louvern) und Rohren (z.B. oval förmige) wurde in der Optimierung aufgrund fehlender entsprechender Kostenfunktionen ebenfalls nicht berücksichtigt. Die variierten Parameter mit ihren Variationsbereichen sowie den Werten beim installierten Wärmeübertrager (Ref) und im Optimum (Opt) sind in der Tabelle 2 aufgelistet. Die Auswirkungen der optimierten Parameter auf wirtschaftliche und technische Kennwerte des gesamten Systems und der einzelnen Komponenten sind in der Tabelle 3 zu finden.

**Tabelle 2. Variierte Parameter, deren Variationsbereiche sowie Referenz- und optimale Werte**

Parameter		Einheit	Variationsbereich		Ref	Opt
			min	max		
Luftvolumenstrom		m <sup>3</sup> /h	9.000	40.000	10.000	2.0000
=> Kapazitätsstromverhältnis					2.1	1,0
Lamellenteilung	$F_p$	mm	1.5	5	3	1.5
Lamellendicke	$\delta$	mm	0.15	0.45	0.25	0.15
Lamellierte Länge	$L$	m	0.8	1.5	1.25	1.4
Lamellierte Höhe	$H$	m	0.8	1.5	1	1.5
Anzahl Rohrreihen	$N$		2	9	6	4
Anzahl Pässe			2	16	10	6
Anzahl Rohre quer der Luftströmung			15	90	20	55
=> Rohrabstand quer der Luftströmung	$P_t$	mm			50	27.3
Rohrabstand in der Luftströmung	$P_l$	mm	15	50	25	15
Rohraußendurchmesser		mm	6	22	12	6

**Tabelle 3. Referenz- und optimale Konfiguration im Vergleich (Zahlen z.T. gerundet)**

Parameter		Einheit	Ref	Opt	Änderung
Zielfunktion (Wärmepreis)	$C_{heat}$	€-ct/kWh	0.78	0.54	-30%
Übertragene Wärme	$Q_{use}$	MWh/a	80	130	60%
Investitionskosten	$C_{inv}$	€	3.800	4.100	7%
Wartungskosten	$C_{mnt}$	€/a	38	41	7%
Betriebskosten	$C_{op}$	€/a	80	120	45%
Kosten des Wärmeübertragers	$C_{hx}$	€	2.000	1.830	-8%
Kosten des Ventilators	$C_{fan}$	€	950	1.250	30%
Leistungsaufnahme des Ventilators	$P_{fan}$	kW	0.55	1.1	100%
Kosten der Pumpe	$C_{pump}$	€	560	560	0%
Leistung der Pumpe	$P_{pump}$	kW	0.7	0.7	0%
Kosten der Rohrleitung	$C_{pipe}$	€	330	470	40%
Durchmesser der Rohrleitung	$D_{out,pipe}$	mm	40	50	25%
Luftseitiger Druckverlust des WÜT	$\Delta p_{hx\_air}$	Pa	71	70	-2%
Wasserseitiger Druckverlust des WÜT	$\Delta p_{hx\_liq}$	kPa	34	105	213%
Druckverlust in der Rohrleitung	$\Delta p_{pipe}$	kPa	150	50	-65%
Förderhöhe der Pumpe	$\Delta p_{pump}$	kPa	190	190	0%

Die Zielfunktion  $c_{\text{heat}}$  wurde, im Vergleich zur Referenz, durch Änderungen der Geometrie- und Betriebsparameter in der optimalen Konfiguration um ca. 30% verbessert. Beispielsweise wurde der Luftvolumenstrom verdoppelt und die Lamellenteilung halbiert, siehe Tabelle 2. Solche Änderungen führen einerseits zu einem besseren Wärmeübergang und andererseits zu höherem Druckverlust. Der luftseitige Druckverlust des Wärmeübertragers blieb nahezu gleich, da die kürzere Strömungslänge (Produkt aus Rohrabstand in der Luftströmung und der Anzahl der Rohrreihen) und die größere Anströmfläche (Produkt aus lamellierten Länge und Höhe) die Erhöhung des Volumenstroms kompensieren, siehe Tabelle 3. Dennoch ist wegen des höheren Volumenstroms ein teurerer und leistungsstärkerer Ventilator erforderlich.

Die Lamellenfläche ist in der optimalen Konfiguration ca. 155 m<sup>2</sup> und somit ca. 40% größer als in der Referenz. Die Verkleinerung der Lamellendicke führt jedoch zu einer kleineren Masse der Lamellen von ca. 34 kg im Vergleich zu ca. 42 kg in der Referenz. Die Anzahl der Rohre im Wärmeübertrager wurde von 120 auf 220 erhöht. Durch den kleineren Durchmesser reduziert sich der Materialaufwand der Kupferrohre dennoch von 16,3 kg auf 13,6 kg während sich der Druckverlust des Wärmeübertragers auf der Wasserseite deutlich erhöht. Der höhere Druckverlust des Wärmeübertragers wird durch die Wahl eines größeren Rohrleitungsdurchmessers kompensiert, so dass die gleiche Pumpe wie in der Referenzkonfiguration eingesetzt werden kann.

Der Wärmeübertragerpreis in der optimalen Konfiguration ist um ca. 8% niedriger als in der Referenz. Die Gesamtinvestitionskosten steigen aber um ca. 7% und die Betriebskosten um ca. 45%, primär wegen der Erhöhung der Leistungsaufnahme und der Investitionskosten des Ventilators. Der Wärmepreis sinkt dennoch, da die jährliche übertragene Wärmemenge  $Q_{\text{use}}$  infolge der beschriebenen Änderungen (Vergrößerung der Wärmeübertragungsfläche, Erhöhung des Luftvolumenstroms etc.) um ca. 60% steigt.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Verbesserung der Wirtschaftlichkeit des Wärmeübertragers das Ergebnis der Kombination aller Parameter ist. Die Änderung nur eines Parameters kann aufgrund der hochkomplexen gegenseitigen Abhängigkeiten zwischen den Parametern sogar zu höheren Wärmeübertragungskosten als in der Referenz führen. Beispielsweise würde eine reine Verdoppelung des Luftvolumenstroms in der Referenzkonfiguration den Wärmepreis um ca. 6% erhöhen.

## 7 Schlussfolgerungen

Für die betrachtete Anwendung können die Wärmeübertragungskosten, im Vergleich zu dem installierten Wärmeübertrager, der von einem erfahrenen Ingenieur ausgelegt wurde, durch die Auslegungsoptimierung um ca. 30% reduziert werden. Ein solch großes Optimierungspotential liegt zum Teil an den speziellen Randbedingungen der Nicht-Standard-Anwendung und fehlender Erfahrung des Projektierungsingenieurs mit diesen Randbedingungen. Demzufolge ist es zu erwarten, dass das Optimierungspotential bei den gut bekannten Anwendungen nicht so hoch ist, was allerdings noch zu überprüfen wäre. Das Optimierungsverfahren ist somit primär für Nicht-Standard-Anwendungen oder komplexe Systeme anzuwenden, so dass sich ein zusätzlicher Aufwand bei der Auslegung lohnt. Sinnvoll wäre aber womöglich auch eine Überprüfung der bisherigen Auslegungen für Standardfälle, die in hohen Stückzahlen verkauft und installiert werden. Dafür wäre es interessant, das neue Konzept zusammen mit einem Hersteller auch für Standard-Anwendungen anzuwenden, um das Kostensenkungspotenzial ermitteln zu können.

Ein kritischer Punkt bei der wirtschaftlichen Optimierung ist die relativ hohe Unsicherheit bei der Beschreibung des thermischen Wärmeübertragermodells und der Kostenfunktionen. Um die Belastbarkeit der Ergebnisse zu erhöhen, müssten noch genauere Modelle und Kostenfunktionen verwendet werden. Aus diesem Grund bietet sich die Verwendung des hier vorgestellten Optimierungsverfahrens insbesondere für Hersteller und Projektierungsingenieure an, die direkten Zugang zu solchen Modellen und Kosten haben.

Es sei angemerkt, dass das Ziel der beschriebenen Arbeiten die methodische Entwicklung und die beispielhafte Prüfung ihrer Anwendbarkeit war.

## 8 Zusammenfassung

Es wurde ein neues Verfahren zur Auslegungsoptimierung von Luft-Wasser-Wärmeübertragern entwickelt. Bei dem Verfahren werden durch einen Optimierungsalgorithmus zahlreiche



Konfigurationen des Wärmeübertragers erzeugt und mit Hilfe dynamischer Simulationen bewertet. Die Einflüsse der Geometrie- und Betriebsparameter auf die thermische Leistung, den Druckverlust und die Kosten des Wärmeübertragers werden durch Betrachtung der Investitions- und Betriebskosten nicht nur des Wärmeübertragers selbst, sondern auch des Ventilators und der Pumpe berücksichtigt. Hierzu wurden spezifische Kostenfunktionen erstellt. Für Lamellenrohrbündel-Wärmeübertrager wurde eine Kostenfunktion in Abhängigkeit von den Materialkosten entwickelt.

In einer beispielhaften Anwendung des Optimierungsverfahrens wurde gezeigt, dass die Wärmeübertragungskosten im Vergleich zur Referenzkonfiguration um ca. 30% gesenkt werden können.

### Formel- und Abkürzungsverzeichnis

	Einheit	Bedeutung
$C_{el}$	€/kWh	Strompreis
$C_{fan}$	€	Kosten des Ventilators
$C_{heat}$	€/kWh	Wärmeübertragungskosten (Wärmepreis)
$C_{hx}$	€	Kosten des Wärmeübertragers
$C_{inv}$	€	Investitionskosten
$C_{mnt}$	€/a	Jährliche Wartungskosten
$C_{op}$	€/a	Jährliche Betriebskosten
$C_{pipe}$	€	Kosten der Rohrleitung
$C_{pump}$	€	Kosten der Pumpe
$D_{out,pipe}$	m	Außendurchmesser der Rohrleitung
$f_a$		Annuitätsfaktor
$F_p$	m	Lamellenteilung
$H$	m	Lamellierte Höhe des Wärmeübertragers
$i$	%/a	Zinssatz
$L$	m	Lamellierte Länge des Wärmeübertragers
$n$	a	Betriebszeitraum
$P_{fan}$	W	Elektrische Leistung des Ventilators
$P_l$	m	Rohrabstand in Luftströmung
$P_{pump}$	W	Elektrische Leistung der Pumpe
$P_t$	m	Rohrabstand quer der Luftströmung
$Q_{use}$	kWh/a	Übertragene Wärmemenge pro Jahr
$T_{amb}$	°C	Umgebungstemperatur
$T_{water, in}$	°C	Wassertemperatur am Eintritt
$\Delta p_{hx\_air}$	Pa	Luftseitiger Druckverlust des Wärmeübertragers
$\Delta p_{hx\_liq}$	Pa	Wasserseitiger Druckverlust des Wärmeübertragers
$\Delta p_{pipe}$	Pa	Druckverlust in der Rohrleitung
$\Delta p_{pump}$	Pa	Förderhöhe der Pumpe

### Literaturverzeichnis

- [1] Wang, C.C., Hwang, Y.-M., Lin, Y.-T., Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers, Int. J. of Refrigeration 25 (2002), 673-680
- [2] Shah, R.K. and Seculic', D.P., Fundamentals of heat exchanger design, John Wiley & Sons Inc., 2003

- [3] Vajen K., Budig C., Orozaliev J., Frank E., Rose C., Borodin V., Botpaev R., Obozov A., Orths R., Solarunterstützte Fernwärmeversorgung in der GuS - Solarenergie billiger als Öl und Gas, Tagungsbericht 18. Symposium Thermische Solarenergie, Staffelstein, 23.-25.4.2008
- [4] Budig C., Orozaliev J., Rose C., Vajen K., Frank E., Botpaev R., Obozov A., Solar-assisted Water Preheating for a District Heating Net – A Potential Analysis in CIS countries, Proceedings EuroSun, Lisbon, 7.-10.6.2008
- [5] Goldberg, Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, ISBN 978-0201157673, Addison-Wesley Professional, 1989,
- [6] GenOpt. Generic Optimization Program. <http://gundog.lbl.gov/GO/>
- [7] Klein, S. A. et al., TRNSYS – A Transient System Simulation Program. Version 15, User's Manual, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, 2000
- [8] Orozaliev J., Budig C., Vajen K., Frank E., Botpaev R., Obozov A., Detailed Air-to-Water Heat Exchanger Model for a Multicomponent Solar Thermal System, Proc. EuroSun 2008, Lisbon, 7.-10.6.2008
- [9] Brandemuehl, M. J., HVAC 2 Toolkit: A Toolkit for Secondary HVAC System Energy Calculations, ASHRAE 629-RP, Joint Center for Energy Management, University of Colorado, 1993
- [10] Chillar, R. J, Liesen, R. J., Improvement of the ASHRAE secondary HVAC toolkit simple cooling coil model for simulation, Proc. of the 1st SimBuild Conference, International Building Performance Simulation Association, 2004
- [11] Elmahdy, A. H and Biggs, R.C. (1979), Finned Tube Heat Exchanger: Correlation of Dry Surface Heat Transfer, ASHRAE Transactions Vol. 85, Part 2, 1979
- [12] Wang, C.C., Chi, K.Y., Chang, C.J., Heat Transfer and Friction Characteristics of Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers, Part II: Correlations, Int. J. of Heat and Mass Transfer 43 (2000), 2693-2700
- [13] Wang, C.C., Lin, Y.-T., Lee, C.J., An Airside Correlation for Plain Fin-and-Tube Heat Exchangers in Wet Conditions, Int. J. of Heat and Mass Transfer 43 (2000), 1869-1872
- [14] Wagner, W., Strömung und Druckverlust, 5. Auflage, Vogel Buchverlag, 2001
- [15] Preisatlas. Ableitung von Kostenfunktionen für Komponenten der rationellen Energienutzung, Institut für Energie- und Umwelttechnik e.V. (IUTA), Duisburg, 2002
- [16] Hewitt, G. F., Heat Exchanger Design Handbook 2002, ISBN 1-56700-181-5, Begell House, 2002
- [17] VCI. Verband der Chemischen Industrie, Preisindex für Chemieanlagen, Chemie Technik 05/2010
- [18] Fan L., Automatisierte Auslegung von Axialventilatoren, Masterarbeit, Universität Kassel, 2009
- [19] Meteonorm 6.0, Global Solar Radiation Database, [www.meteonorm.com](http://www.meteonorm.com)

### **Danksagung**

Die Durchführung der bisherigen Forschungsarbeiten wurde unterstützt durch die VolkswagenStiftung im Rahmen eines Forschungsstipendiums "Optimization of the air-to-water heat exchanger configuration and system integration in multicomponent solar thermal systems", Förderkennzeichen I/82 129