



PROTOKOLL THERMISCHE VERFAHRENSTECHNIK I

Wärmeübertragungsprozess

Teilnehmer:

Willy Messerschmidt
Roman-Luca Zank

Gruppe:	J
Protokollführer:	Roman-Luca Zank
Datum der Versuchsdurchführung:	Online
Abgabedatum:	25.07.2020

Merseburg den 25.07.2020

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	2
2	Theoretische Grundlagen	2
3	Durchführung	4
4	Ergebnisse und Berechnungen	4
5	Diskussion	7

1 Einleitung

Im folgenden Protokoll werden generierte Messdaten zum Versuch *WÜP* ausgewertet. Ziel ist es mithilfe der erklärenden Videos zum Praktikum und Mittels der gegebenen Messdaten Aussagen über den Wärmeübergangsprozess zu treffen. Untersucht werden hierfür zwei Wärmetauscher, welche in Reihen- und Parallelschaltung vorliegen. Über Parameter wie der übertragenen Wärme, der REYNOLDS-, PRANDTL- und NUSSELT-Zahl, sowie des Wärmeübergangs- und des Wärmedurchgangskoeffizienten werden beide Schaltungen mit den entsprechenden Betriebsvorgaben miteinander verglichen.

2 Theoretische Grundlagen

Grundlage für den Versuch stellte die Wärmeübertragung am Rohr da. So lässt sich der übertragende Wärmestrom über die spezifische Wärmekapazität, dem Massenstrom, sowie aus der Differenz zwischen eingehender und ausgehender Temperatur des Stromes.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \\ \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha) \\ \dot{Q} &= \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha)\end{aligned}\tag{1}$$

Da die generierten Messwerte dennoch ähnlich real gemessenen Werten sind, wird für die Auswertung ein Korrekturterm für den Volumenstrom eingeführt. Dieser hält die Abweichungen im Volumenstrom fest und korrigiert den Wert für den abgegebene bzw. aufgenommenen Wärmestrom. Mit Hilfe des Korrekturwertes entspricht die abgegebene Wärmemenge \dot{Q}_{ab} der aufgenommenen Wärme \dot{Q}_{auf} .

$$\dot{Q} = (\dot{V} \pm \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_\omega - T_\alpha)\tag{2}$$

Bestimmt wird der Korrekturvolumenstrom $\Delta\dot{V}$ durch gleichsetzen der angepassten Gleichungen für die Wärmeströme.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{ab} &= \dot{Q}_{auf} \\ (\dot{V}_{ab} + \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\omega,i} - T_{\alpha,i}) &= (\dot{V}_{auf} - \Delta\dot{V}) \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{\omega,j} - T_{\alpha,j})\end{aligned}\tag{3}$$

Um das Verhältnis zwischen einzusetzender Pumpleistung aufgrund von Druckverlusten und dem übertragenen Wärmestrom berechnen zu können, ist die folgende Gleichung für die Pumpenleistung notwendig:

$$P_{Pumpe} = \Delta p \cdot \dot{V}\tag{4}$$

Unter der Annahme, dass eine elektrische Kreislumpumpe mit einem Wirkungsgrad von 80 % eingesetzt wird, ergibt sich für die einzusetzend, elektrische Leistung:

$$P_{elektr.} = \frac{P_{Pumpe}}{0,8}\tag{5}$$

Für die weitere Charakterisierung der Strömung außerhalb des Rohrs wird der hydraulische Rohrdurchmesser d_H als theoretische Größe eingeführt. Er soll sicherstellen, dass die vorherrschenden, turbulenten Strömungen ändernd gut beschrieben werden können.

$$d_H (\text{Rohr}) = D_i - d_a \quad (6)$$

Solche Größen sind unter anderem die Reynoldszahl Re zur Charakterisierung der Strömung als turbulent, laminar oder einem Übergangszustand.

$$Re = \frac{d \cdot w}{\nu} \quad (7)$$

Die Prandtl-Zahl hingegen gibt das Verhältnis zwischen kinematischer Viskosität ν und der Temperaturleitfähigkeit a an.

$$Pr = \frac{c_p \cdot \nu \cdot \rho}{\lambda} \quad (8)$$

Idealer Weise lässt sich so aus den beiden zuletzt genannten Größe eine weitere, neue, dimensionslose Kennzahl definieren um den konvektiven Wärmeübergang zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Fluid zu beschreiben. Die NUSSELT-Zahl Nu . Für die äußere Wasserströmung lässt sich dieser Übergang als ideal annehmen, da der Wärmeübergang der Luft deutlich stärker die Übertragung beeinflusst.

$$Nu_{\text{ideal}} = 0,023 \cdot (Re^2 \cdot Pr)^{0,4} \quad (9)$$

Aus einem weiteren Zusammenhang der NUSSELT-Zahl gegenüber der Wärmekonvektion, lässt sich so der Wärmeübergangskoeffizient α_a für die wasserseitige Wärmeübertragung berechnen.

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \\ \alpha &= \frac{Nu \cdot \lambda}{d} \end{aligned} \quad (10)$$

Aus den berechneten Wärmeübergangskoeffizienten, den geometrischen Daten der Wärmeübertrager, sowie den Wärmeleitkoeffizienten des Fluides lässt sich als weiterer Kennparameter der Wärmedurchgangswiderstand U_a einführen. Dieser charakterisiert ebenfalls den Wärmeübergangsprozess.

$$U_a = \left(\frac{d_a}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left[\frac{d_a}{d_i} \right] + \frac{1}{\alpha_a} \right)^{-1} \quad (11)$$

Im Folgenden sind die genutzten geometrischen Rohrdaten, sowie die Stoffdaten hinterlegt.

Tab. 1: Rohrdaten

	warmseitig (Innenrohr)	kaltseitig (Doppelmantel)
d_i [mm]	10	16
d_a [mm]	13	-
L [m]	7,5	

Tab. 2: Stoffdaten

Stoffwert	Einheit	Gleichung
Wärmeleitfähigkeit (Stahl)	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right]$	$\lambda_{\text{Stahl}} = 15$
Dichte (Wasser)	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	$\rho = 1005,7 - 0,375 \cdot T$
Wärmeleitfähigkeit (Wasser)	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{m} \cdot \text{K} \cdot \text{h}}\right]$	$\lambda_{\text{Wasser}} = 2,0107 + 0,007606 \cdot T - 0,000033467 \cdot T^2$
kinematische Viskosität (Wasser)	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}}\right]$	$\ln(\nu) = -13,2883 - 0,0280596 \cdot T + 0,000112275 \cdot T^2$
spezifische Wärmekapazität (Wasser)	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right]$	$c_p = 4,185$

3 Durchführung

Um die Fahrweisen in Reihen- und Parallelschaltung miteinander vergleichen zu können, würden im Präsenzpraktikum verschiedene Druck-, Temperatur und Volumenstrommessungen für den warmen und den kalten Strom durchgeführt werden. Die unterschiedlichen Ventileinstellungs- und Regelungsbeschreibungen werden daher in diesem Protokoll nicht näher erläutert. Der schematische Versuchsaufbau ist in Abbildung 1 dargestellt.

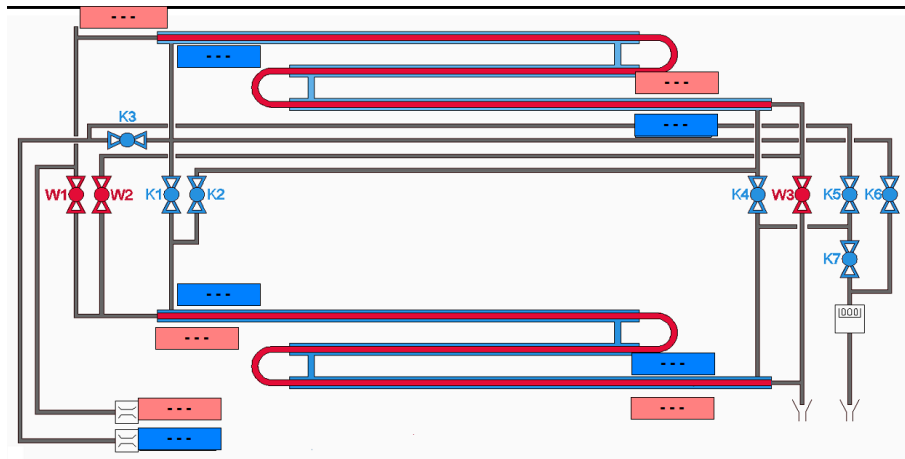


Abb. 1: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus

4 Ergebnisse und Berechnungen

Tab. 3: Temperatur- und Druckmesswerte für die Reihenschaltung

Messstelle	Temperatur [°C]	Druck [bar]
$T_{\alpha, \text{warm}}$	55,38	1,030
$T_{\text{zw1}, \text{warm}}$	46,58	0,690
$T_{\text{zw2}, \text{warm}}$	46,56	0,500
$T_{\omega, \text{warm}}$	32,73	0,215
$T_{\alpha, \text{kalt}}$	16,10	2,300
$T_{\text{zw2}, \text{kalt}}$	36,71	0,900
$T_{\text{zw1}, \text{kalt}}$	36,75	1,300
$T_{\omega, \text{kalt}}$	49,68	0,065

Tab. 4: Strömungsrelevante Größen der Reihenschaltung

Strom	Fläche [m ²]	hydr. Durchmesser [m]	Volumenstrom [$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$]	Geschwindigkeit [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]
warm	$7,85 \cdot 10^{-5}$	0,01	$1,32 \cdot 10^{-4}$	1,68
kalt	$6,83 \cdot 10^{-5}$	0,003	$8,63 \cdot 10^{-5}$	1,26

Tab. 5: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Reihenschaltung

System	Q_{ab} [kW]	Q_{auf} [kW]	\dot{V}_{korr} [$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$]	$Q_{ab, \text{korr}}$ [kW]	$Q_{auf, \text{korr}}$ [kW]	ΔQ_{korr} [kW]
WÜ1	7,58	7,44	$-9,70 \cdot 10^{-7}$	7,53	7,53	0,00
WÜ2	4,83	4,67	$-1,71 \cdot 10^{-6}$	4,76	4,76	0,00
Gesamt	12,42	12,13	$-1,24 \cdot 10^{-6}$	12,30	12,30	0,00

Tab. 6: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Reihenschaltung

System	Δp [bar]	P_{Pumpe} [kW]	$P_{\text{Elektrisch}}$ [kW]	$Q/P_{\text{Elektrisch}}$	Re	Pr	Nu	α [$\frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$]	U [$\frac{\text{kW}}{\text{m} \cdot \text{K}}$]
Gesamt warm	0,82	$1,07 \cdot 10^{-2}$	$1,34 \cdot 10^{-2}$	916	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	2,24	$1,93 \cdot 10^{-2}$	$2,41 \cdot 10^{-2}$	510	-	-	-	-	-
WÜ1 warm	0,29	$3,76 \cdot 10^{-3}$	4,703	1602	$2,20 \cdot 10^4$	5,13	$1,32 \cdot 10^2$	8,14	0,0311
WÜ1 kalt	20,61	$1,78 \cdot 10^{-1}$	$2,22 \cdot 10^{-1}$	34	$3,41 \cdot 10^3$	7,87	$3,52 \cdot 10^1$	6,93	-
WÜ2 warm	0,35	$4,66 \cdot 10^{-3}$	$5,83 \cdot 10^{-3}$	817	$2,87 \cdot 10^4$	3,80	$1,45 \cdot 10^2$	9,20	0,0350
WÜ2 kalt	12,93	$1,12 \cdot 10^{-1}$	$1,40 \cdot 10^{-1}$	34	$5,39 \cdot 10^3$	4,68	$4,12 \cdot 10^1$	8,57	-

Um die verschiedenen Wärmetauscher vergleichen zu können und ein Optimum für den Betrieb des Wärmetauschers zu verfolgen, wird eine Linearisierung der NUSSELT-Gleichung mit den Parametern a und b vorgenommen (siehe Gl.(Geradengleichung)). Diese werden für die verschiedenen Versuchsbedingungen und Wärmetauscher im Diagramm Abb. 2 aufgetragen.

$$y = m \cdot x + n \quad (\text{Geradengleichung})$$

$$Nu = a \cdot (Re^2 \cdot Pr)^b \quad (\text{logarithmieren})$$

$$\ln(Nu) = \ln(a) + b \cdot \ln(Re^2 \cdot Pr) \quad (12)$$

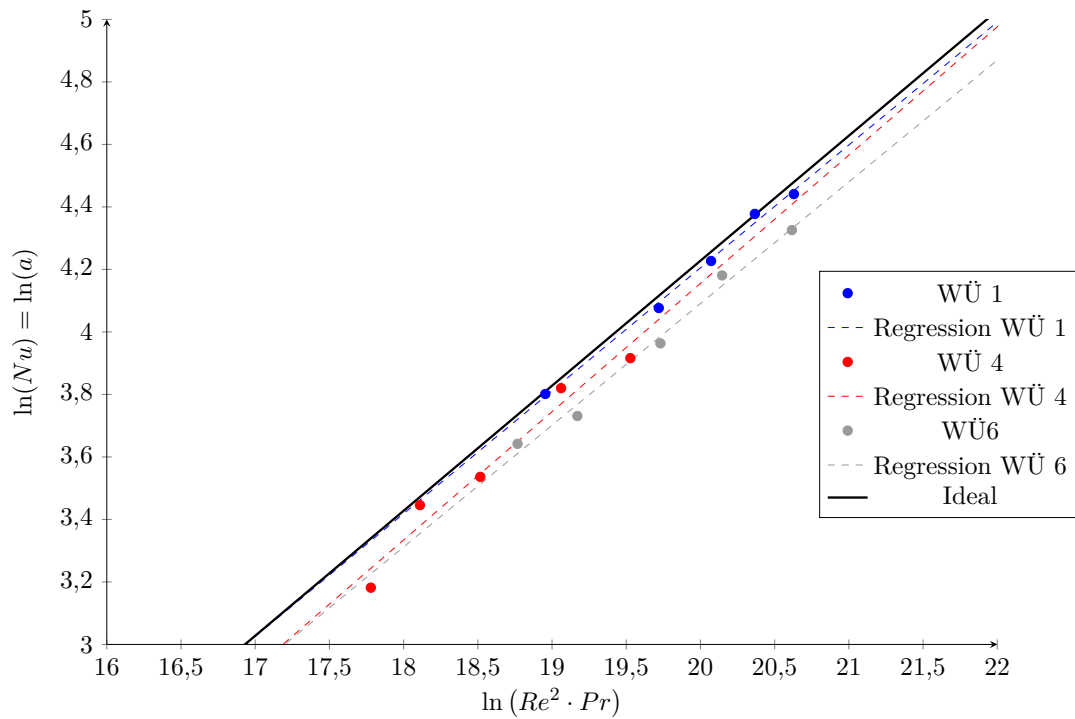


Abb. 2: linearisierte NUSSELT-Gleichung in Abhängigkeit von Re , Pr , a und b

Das Bestimmtheitsmaß Daten in Tab. ?? gibt an, dass R^2 zwischen 0,827 und 0,968 liegt. Dadurch sind starke Abweichungen zu erkennen, die im Präsenzpraktikum zumindest für WÜ 6 wiederholt werden sollte. Ansonsten lässt sich aus Abb. 2 erkennen, dass die Regressionsgeraden von WÜ 1 am nächsten an der idealen Geraden anliegt.

5 Diskussion

Werden die geometrischen Daten aus Tab. 1 von WÜ 1 mit WÜ 4 und WÜ 6 verglichen so lässt sich feststellen, dass sich WÜ 1 und WÜ 4 im Durchmesser und WÜ 1 und WÜ 6 lediglich in der Länge des Rohres unterscheiden. Aufgrund der Tatsache, dass WÜ 6 die vergleichsweise schlechteste Wärmeübertragung aufweist, lässt sich die Vermutung aufstellen, dass die Rohrlänge einen deutlich höheren Einfluss auf die Effizienz der Rohrwärmetauscher hat, als der Durchmesser. Zudem ergibt sich, dass im Vergleich von WÜ 4 und WÜ 6 ein größerer Rohrquerschnitt eine kürzere Rohrlänge unter Umständen kompensieren könnte. Als eindeutige Erkenntnisse aus diesem Versuch gehen hervor, dass vorrangig der luftseitige Wärmeübergang den Charakter der Wärmeübertragung bestimmt und das WÜ 1 am nächsten an dem idealen Prozess dafür liegt.

Um die beschriebenen Vermutungen bezüglich Rohrlänge und Rohrquerschnitt verifizieren zu können, sollten weitere Untersuchungen durchgeführt werden.