



# PROTOKOLL THERMISCHE VERFAHRENSTECHNIK I

## Wärmeübertragungsprozess

### Teilnehmer:

Willy Messerschmidt  
Roman-Luca Zank

<b>Gruppe:</b>	J
<b>Protokollführer:</b>	Roman-Luca Zank
<b>Datum der Versuchsdurchführung:</b>	Online
<b>Abgabedatum:</b>	30.07.2020

Merseburg den 30.07.2020

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>2</b>
<b>2</b>	<b>Theoretische Grundlagen</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>Durchführung</b>	<b>4</b>
<b>4</b>	<b>Ergebnisse und Berechnungen</b>	<b>5</b>
4.1	Allgemeine Daten . . . . .	5
4.2	Messdaten und Temperaturprofile . . . . .	5
4.3	Wärmeströme . . . . .	6
4.4	Leistungen und Wärmeübertragungsparameter . . . . .	7
<b>5</b>	<b>Diskussion</b>	<b>8</b>
<b>6</b>	<b>Fehlerbetrachtung</b>	<b>10</b>

# 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 dar. So lässt sich der übertragene Wärmestrom über die spezifische Wärmekapazität, dem Massenstrom, sowie aus der Differenz zwischen eingehender und ausgehender Temperatur des Stromes berechnen.

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

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 abgegebenen bzw. aufgenommenen Wärmestrom. Mit Hilfe des Korrekturwertes entspricht die abgegebene Wärmemenge  $\dot{Q}_{ab}$  der aufgenommenen Wärme  $\dot{Q}_{auf}$ .

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

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

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

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 Kreislumppe 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  $\nu$  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, dimensionslose Kennzahl definieren um den konvektiven Wärmeübergang zwischen einer festen Oberfläche und einem strömenden Fluid zu beschreiben. Diese Kenngröße ist 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.

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

Aus einem weiteren Zusammenhang der NUSSELT-Zahl gegenüber der Wärmekonvektion, lässt sich so der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a$  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

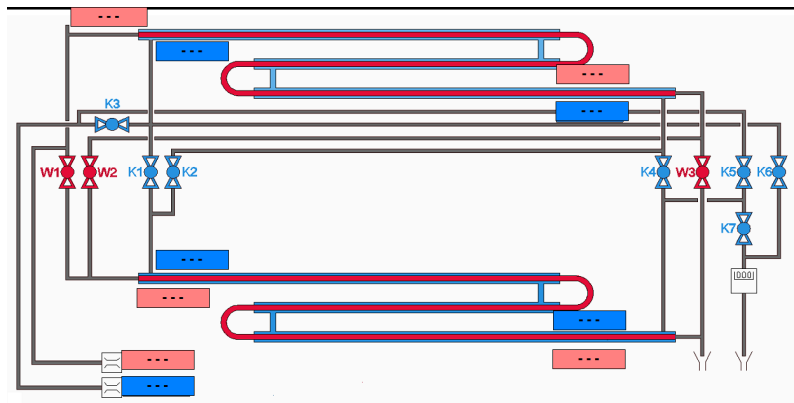
	<b>warmseitig</b> (Innenrohr)	<b>kaltseitig</b> (Doppelmantel)
$d_i$ [mm]	10	16
$d_a$ [mm]	13	-
$L$ [m]	7,5	

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 Volumenströme werden dabei mittels Schwebekörperdurchflussmesser gemessen und über Ventile eingestellt. Für die Druck- und Temperaturmessungen ist für das System jeweils der stationäre Zustand abzuwarten. Der schematische Versuchsaufbau, sowie das Schema der Ventile sind in den Abbildungen 1 und 2 dargestellt.



# 4 Ergebnisse und Berechnungen

## 4.1 Allgemeine Daten

Aus den geometrischen Daten und den gemessenen Volumenströmen lassen sich die Daten der Tabellen 3 und 4 bestimmen. Diese sind relevant für weiterführende Berechnungen in den folgenden Abschnitten.

Tab. 3: Strömungsrelevante Größen der Reihenschaltung

Strom	Fläche [m <sup>2</sup> ]	hydr. Durchmesser [m]	Volumenstrom [ $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ]	Geschwindigkeit [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ]
warm	$7,85 \cdot 10^{-5}$	0,010	$1,32 \cdot 10^{-4}$	1,68
kalt	$6,83 \cdot 10^{-5}$	0,003	$8,63 \cdot 10^{-5}$	1,26

Tab. 4: Strömungsrelevante Größen der Parallelschaltung

Strom	Fläche [m <sup>2</sup> ]	hydr. Durchmesser [m]	Volumenstrom [ $\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ ]	Geschwindigkeit [ $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ ]
warm	$7,85 \cdot 10^{-5}$	0,010	$1,45 \cdot 10^{-4}$	1,85
kalt	$6,83 \cdot 10^{-5}$	0,003	$1,45 \cdot 10^{-4}$	2,12

## 4.2 Messdaten und Temperaturprofile

Zunächst werden allgemein die theoretischen Messdaten in den Tabellen 5 und 6 für die Reihen- und Parallelschaltung dargestellt.

Tab. 5: Temperatur- und Druckmesswerte für die Reihenschaltung

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

Tab. 6: Temperatur- und Druckmesswerte für die Parallelschaltung

Messstelle	Temperatur [°C]	Druck [bar]
$T_{1,\alpha,\text{warm}}$	55,54	0,200
$T_{1,\omega,\text{warm}}$	30,71	0,152
$T_{2,\alpha,\text{warm}}$	55,63	0,310
$T_{2,\omega,\text{warm}}$	31,52	0,300
$T_{1,\alpha,\text{kalt}}$	16,21	1,530
$T_{1,\omega,\text{kalt}}$	38,41	0,400
$T_{2,\alpha,\text{kalt}}$	16,30	1,580
$T_{2,\omega,\text{kalt}}$	39,83	0,507

Die Verläufe der Temperaturen, welche sich für die einzelnen Wärmetauscher ergeben, zeigen sich in Abbildung 3.

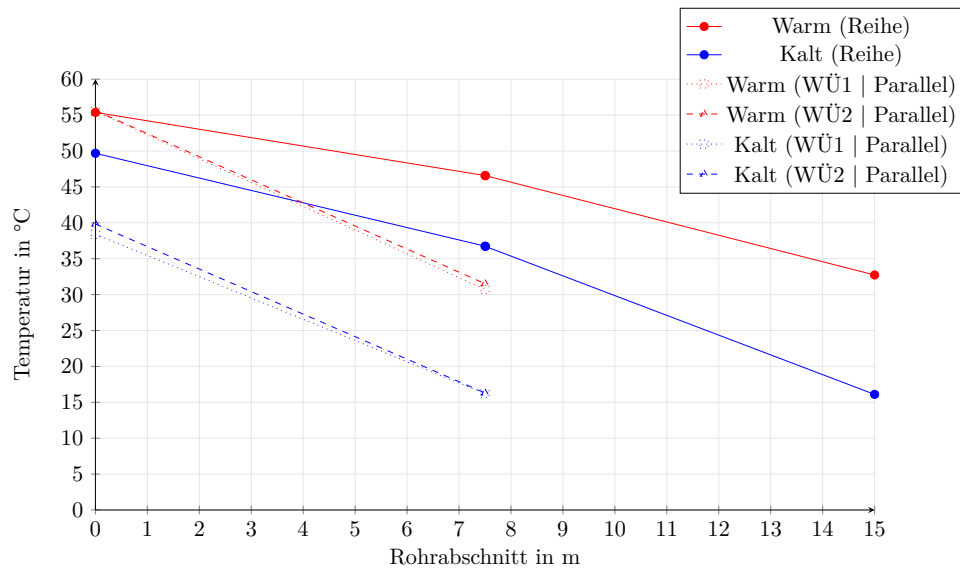


Abb. 3: Temperaturverläufe der Wärmetauscher

### 4.3 Wärmeströme

Um zu prüfen in welchem Maße der Wärmeübergang stattfindet, werden die Wärmeströme der verschiedenen Schaltungen untersucht. Dabei wird der gemessene Volumenstrom in der Berechnung mit einem Korrekturvolumenstrom angepasst. Daraus ergibt sich, jeweils für die aufgenommene bzw. abgegebene Wärme, ein korrigierter Volumenstrom. Genauere Beschreibungen hierzu finden sich in der Theorie unter Abschnitt 2.

Zur Vereinfachung der Berechnungen wird eine konstante, spezifische Wärmekapazität angenommen. Die Dichten, welche für Berechnungen der Massenströme und den daraus resultierenden Wärmeströmen nötig sind, werden über die jeweils kälteste Temperatur des warmen bzw. kalten Stromes berechnet.

Die berechneten Werte finden sich in den Tabellen 7 und 8.

Tab. 7: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Reihenschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [kW]	$Q_{auf,korr}$ [kW]	$\Delta Q_{korr}$ [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. 8: Berechnete Wärmeströme und Korrekturvolumenstrom für die Parallelschaltung

System	$Q_{ab}$ [kW]	$Q_{auf}$ [kW]	$\dot{V}_{korr}$ $\left[\frac{m^3}{s}\right]$	$Q_{ab,korr}$ [kW]	$Q_{auf,korr}$ [kW]	$\Delta Q_{korr}$ [kW]
WÜ1	7,50	6,72	$-8,00 \cdot 10^{-6}$	7,09	7,09	0,00
WÜ2	7,28	7,12	$-1,64 \cdot 10^{-6}$	7,20	7,20	0,00
Gesamt	14,78	13,84	$-9,64 \cdot 10^{-6}$	14,29	14,29	0,00

#### 4.4 Leistungen und Wärmeübertragungsparameter

Um nun die Effizienz der Anlage besser beschreiben zu können, wird der transportierte Wärmestrom in ein Verhältnis zur elektrischen Leistung einer Kreislpumpe mit 80% Wirkungsgrad gesetzt. Diese Kreislpumpe fördert die jeweilige Flüssigkeit durch das System.

Über die dimensionslosen Kennzahlen  $Re$ ,  $Pr$  und  $Nu$  lassen sich nun die Wärmeübertragungsparameter  $\alpha$  und  $U$  berechnen. Über diese Werte lässt sich der Wärmeübertragungsprozess, unabhängig von der Geometrie, mit anderen vergleichen. Zur Vereinfachung der Rechnungen wird die Wärmeleitfähigkeit vom Stahlrohr mit  $15 \frac{W}{m \cdot K}$  angenommen. Die Wärmeleitfähigkeit des Fluides, sowie die Viskosität werden jedoch als Funktion von der Temperatur eingerechnet.

Die Ergebnisse dieser Rechnungen finden sich in den Tabellen 9 und 10 wieder und lassen sich mithilfe der theoretischen Grundlagen nachvollziehen.

Tab. 9: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Reihenschaltung

System	$\Delta p$ [bar]	$P_{Pumpe}$ [kW]	$P_{Elektrisch}$ [kW]	$Q/P_{Elektrisch}$	Re	Pr	Nu	$\alpha$ $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$	$U$ $\frac{W}{m \cdot K}$
WÜ1 warm	0,29	$3,76 \cdot 10^{-3}$	$4,70 \cdot 10^{-3}$	1602	$2,20 \cdot 10^4$	5,13	131,9	8,14	31,13
WÜ1 kalt	20,61	$1,78 \cdot 10^{-1}$	$2,22 \cdot 10^{-1}$	34	$3,41 \cdot 10^3$	7,87	35,2	6,93	
WÜ2 warm	0,35	$4,66 \cdot 10^{-3}$	$5,83 \cdot 10^{-3}$	817	$2,87 \cdot 10^4$	3,80	144,5	9,20	34,98
WÜ2 kalt	12,93	$1,12 \cdot 10^{-1}$	$1,40 \cdot 10^{-1}$	34	$5,39 \cdot 10^3$	4,68	41,2	8,57	
Gesamt warm	0,82	$3,00 \cdot 10^{-2}$	$3,76 \cdot 10^{-2}$	328	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	2,24				-	-	-	-	-

Tab. 10: Berechnete Leistungen, dimensionslose Kennzahlen und Wärmeübertragungsparameter der Parallelschaltung

System	$\Delta p$ [bar]	$P_{Pumpe}$ [kW]	$P_{Elektrisch}$ [kW]	$Q/P_{Elektrisch}$	Re	Pr	Nu	$\alpha$ $\frac{kW}{m^2 \cdot K}$	$U$ $\frac{W}{m \cdot K}$
WÜ1 warm	0,06	$4,21 \cdot 10^{-4}$	$5,27 \cdot 10^{-4}$	13464	$1,16 \cdot 10^4$	5,39	80,62	4,96	23,97
WÜ1 kalt	2,20	$1,60 \cdot 10^{-2}$	$2,00 \cdot 10^{-2}$	354	$2,87 \cdot 10^3$	7,83	30,57	6,02	
WÜ2 warm	0,01	$7,26 \cdot 10^{-5}$	$9,08 \cdot 10^{-5}$	79320	$1,18 \cdot 10^4$	5,28	81,10	4,99	24,08
WÜ2 kalt	1,07	$7,79 \cdot 10^{-3}$	$9,74 \cdot 10^{-3}$	739	$2,87 \cdot 10^3$	7,83	30,62	6,03	
Gesamt warm	0,07	$2,43 \cdot 10^{-2}$	$3,04 \cdot 10^{-2}$	471	-	-	-	-	-
Gesamt kalt	3,28				-	-	-	-	-



## 5 Diskussion

Beginnend mit den Temperaturprofilen der Wärmetauscher für die Reihen- und Parallelschaltung werden an dieser Stelle die Messergebnisse diskutiert und bewertet. Die in der Abbildung 3 dargestellten Temperaturverläufe, welche über den Rohrabschnitt aufgetragen wurden, geben erste Indizien zur Bewertung der beiden Fahrweisen. Es zeigt sich, dass die Temperaturverläufe für den parallelen Betrieb deutlich steiler zulaufen als für die Reihenschaltung. Zu erkennen ist ebenfalls, dass die Temperaturdifferenzen der Parallelschaltung größer sind, als die der Reihenschaltung. Somit lässt sich die Vermutung aufstellen, dass die Parallelschaltung die effizientere Wärmeübertragung für die jeweils eingestellten Volumina liefert. Jedoch sollte beachtet werden, dass für beide Verfahren unterschiedliche Volumenströme gefahren werden. Somit kann anhand dieses Diagramms lediglich die Fahrweise mit den entsprechenden Betriebsparametern verglichen werden. Es gibt jedoch keine Auskunft über den Vergleich von Reihen- und Parallelschaltung.

Anhand der Wärmeströme lassen sich nun beide Fahrweisen quantitativ unterscheiden. Die Korrektur der Volumenströme ist hierbei notwendig und gibt Auskunft über den Fehler der Messungen am jeweiligen System. An dieser Stelle zeigt sich, dass über die Parallelschaltung, in Bezug auf die Menge an übertragener Wärme, effizienter erscheint als die Reihenschaltung. Doch dass lediglich mehr Wärme übertragen wird, gibt noch keine Aussage über die Effizienz der Schaltung. Es lässt sich jedoch sagen, dass offensichtlich in der Parallelschaltung mehr Wärme übertragen und somit abgeführt werden kann, als es für die Reihenschaltung der Fall ist.

Zieht man in die Betrachtung nun auch die Wirtschaftlichkeit der jeweiligen Fahrweise mit ein, so setzt man die übertragene Wärmemenge in ein Verhältnis zur benötigten elektrischen Leistung für die Förderung des Fluides. Wirtschaftlichkeit bedeutet in diesem Fall, dass maximal viel Wärme übertragen wird, für einen minimalen Einsatz an elektrischer Leistung für die Kreislpumpe. Demnach ist das Ziel möglichst hohe Werte für dieses Verhältnis zu erreichen. Es zeigt sich, dass die Werte für die Parallelschaltung deutlich wirtschaftlicher erscheinen als die Reihenschaltung, aufgrund der höheren Menge an übertragener Wärme über den auszugleichenden Druckverlust. Im Gesamtaufbau überzeugt die Parallelschaltung mit einem Ergebnis, welches um 30% besser ist, als das der Reihenschaltung. So besticht die Parallelschaltung unter diesem Aspekt, sowohl für die einzelnen Wärmeübertrager, als auch im Gesamtsystem für diesen Versuchsaufbau.

Vergleicht man nun zuletzt die Wärmeübergangs- sowie die Wärmedurchgangskoeffizienten zeigt sich die Fahrweise der Reihenschaltung als effektiver. Erkennbar ist dies daran, dass für jeden betrachteten Wärmetauscher der Wert für die übertragene Fläche pro Quadratmeter und Kelvin in der Reihenschaltung höher ist. Auch der Wärmedurchgang, welcher die übertragene Wärme pro Meter Rohrleitung und Kelvin angibt, ist für diesen Versuchsaufbau für die Reihenschaltung größer. Ein Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten in Diagramm 4 verdeutlicht nochmals grafisch, dass die Wärmetauscher im Reihenbetrieb effizienter arbeiten.

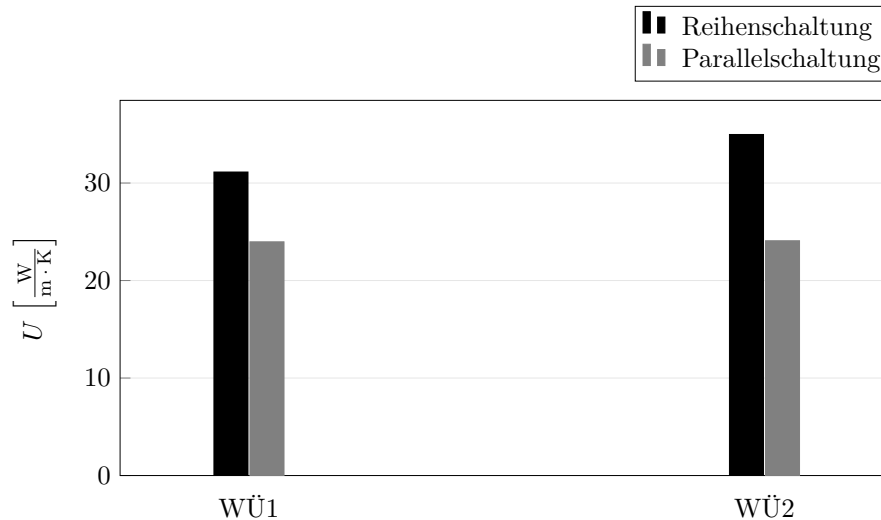


Abb. 4: Grafischer Vergleich der Wärmedurchgangskoeffizienten

Schlussendlich lässt sich sagen, dass für die gegebenen Betriebsparameter die Parallelschaltung in ihrer Effizienz gegenüber der Reihenschaltung überzeugt. Gerade in Bezug auf die Wirtschaftlichkeit hat die Reihenschaltung keine überzeugenden Argumente für den Betrieb hervorgebracht. Jedoch ist die Reihenschaltung in Bezug auf den Wärmeübergangsprozess effizienter als die Parallelschaltung. Da im Regelfall die benötigte Pumpleistung für den Parallelbetrieb, aufgrund von Strömungswiderständen, größer wäre und sich somit auch der wirtschaftliche Faktor ändern würde, ist es sinnvoller eine Reihenschaltung vorzuziehen. Aus den Ergebnissen des theoretischen Versuches für dieses Protokoll ist jedoch laut dem wirtschaftlichen Aspekt die Parallelschaltung vorzuziehen. Der berechnete Wärmeverlust entspricht mit den in Gleichung (??) berechneten 637,5 W 52% der Heizleistung. Dies ist aufgrund der vielen un-isolierten Bereiche an der Kolonne plausibel.

## 6 Fehlerbetrachtung

Für die Fehlerbetrachtung ist davon auszugehen, dass jegliche Messeinrichtungen die Messwerte mit Fehlern in bestimmten Toleranzen aufnehmen. Weiterhin sind Vereinfachungen für die auswertenden Berechnungen angenommen worden, welche die ausgewerteten Ergebnisse ebenfalls verfälschen. Die vorliegenden Ergebnisse sind demnach nur eine Näherung an den realen Zustand. Dennoch sind sie ausreichend um die qualitativen Unterschiede zwischen Reihen- und Parallelschaltung aufzuzeigen.

Um einen Teil der fehlerbehafteten Größen für die einzelnen Wärmetauscher zu quantifizieren bzw. die Wärmeströme entsprechend zu korrigieren, wurde für diesen Versuch ein Korrekturvolumenstrom eingeführt. Für die jeweilige Schaltung und den jeweiligen Wärmetauscher sind diese Korrekturvolumenströme im Diagramm 5 aufgetragen. Dabei ist zu erkennen, dass der Betrag des Korrekturvolumenstroms für den Wärmeübertrager 1 am höchsten hervorsticht. Dies sollte bei der Bewertung der berechneten Daten berücksichtigt werden.

Weiterhin sind Vereinfachungen getroffen worden, dass sich beispielsweise die Volumenströme in der Parallelschaltung gleichmäßig aufteilen, sowie dass für bestimmte, temperaturabhängige Größen Näherungsgleichungen genutzt wurden.

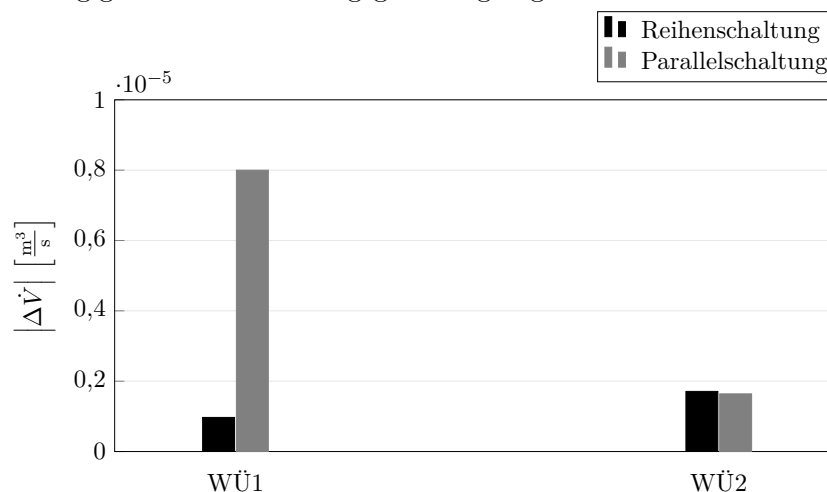


Abb. 5: Grafischer Vergleich der Korrekturvolumenströme

Auffallend für die Fehlerbetrachtung ist noch, dass die Messwerte für diesen theoretischen Versuch eine höhere Pumpleistung für die Reihen- als für Parallelschaltung erfordert wird. Dies erscheint nicht als sinnvoll, da gerade durch die Aufteilung, die Lenkung und wieder Zusammenführung der Strömungen im Parallelbetrieb ein höherer Druckverlust entstehen würde als in der Reihenschaltung. Die Reihenschaltung erfordert nämlich keine Umlenkung oder Aufteilung des Fluidstroms.

Im Endeffekt lässt sich sagen, dass der Versuch erneut durchgeführt werden sollte, um die Ergebnisse dieses Versuches zu überprüfen. Weiterhin sollten beide Fahrweisen unter den selben Volumenströmen gefahren werden, da ein Vergleich sonst nur bedingt sinnvoll erscheint, wenn man lediglich die Schaltungen der Wärmetauscher überprüfen möchte.