

Erschienen im Tagungsband der DKV-Jahrestagung, 22.-24. November 2017, Bremen, paper AA.II.1.15

Präzisierungen zur Methode der charakteristischen Gleichungen

Jan Albers

TU Berlin, Institut für Energietechnik, Sek. KT2, Marchstraße 18, 10587 Berlin
jan.albers@tu-berlin.de

Kurzfassung

Die Methode der charakteristischen Gleichungen hat zum Ziel das Teillastverhalten von Sorptionswärmewandlern (d.h. Ab- und Adsorptionskälteanlagen /-wärmepumpen und -transformatoren) möglichst einfach aber dennoch präzise zu beschreiben. Auf Basis eines Ansatzes von T. Furukawa für Wärmetransformatoren wurde die Methode von F. Ziegler und C. Schweigler für Absorptionswärmepumpen weiterentwickelt und zur Anwendung in mehrstufigen Prozessen verallgemeinert. Dabei wurden geschickte Vereinfachungen und Näherungen vorgenommen, so dass z.B. die Kälteleistung \dot{Q}_E einer Absorptionskälteanlage als einfache, lineare Gleichung einer charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ darstellbar ist: $\dot{Q}_E = s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,E})$. In der charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ sind die mittleren Heiß-, Kühl- und Kaltwassertemperaturen zusammengefasst und die Steigungs- und Verlustparameter s_E und $\Delta\Delta t_{min,E}$ können näherungsweise als konstant betrachtet werden.

Bei der praktischen bzw. quantitativen Anwendung dieser herkömmlichen Methode kommt es jedoch zu Unstimmigkeiten bzw. Ungenauigkeiten. Hierzu zählt z.B., dass der analytisch berechnete Steigungsparameter s_E nicht mit der ablesbaren Steigung bei Auftragung von simulierten oder gemessenen Kälteleistungen \dot{Q}_E gegen die charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ übereinstimmt. Darüber hinaus ist der Verlustparameter $\Delta\Delta t_{min,E}$ tatsächlich nicht konstant.

Durch eine Präzisierung der Methode mit Berücksichtigung der i.A. überhitzt oder unterkühlt eintretenden Lösung in den Ab- und Desorber über eine bereichsweise Wärmeübertragungsrechnung können diese Effekte erklärt und berechnet werden. Damit sind auch die Auswirkungen von unterschiedlichen Wärmeübertragerbauformen (z.B. berieselte oder überflutete Desorber) und Kühlwasserführungen (seriell/parallel) explizit ermittelbar. Damit sind keine Iterationen oder Regressionsanalysen erforderlich und das Berechnungsverfahren kann gut in Industrie-Controller zur Regelung von Absorptionskälteanlagen implementiert werden.

Stichwörter:

Absorptionskälteanlage, Wärmepumpe, charakteristische Gleichung, modellbasierte Regelung, Industrie-Controller

1 Einleitung

Die Methode der charakteristischen Gleichungen basiert auf den Überlegungen von Furukawa [7], [8] und wurde von Ziegler, Schweigler und Hellmann (siehe [9], [11], [17], [19], [20]) in der inzwischen als 'herkömmlich' zu bezeichnenden Form generalisiert hergeleitet und auch auf mehrstufige Anlagen angewendet.

Ein wesentliches Hindernis für die praktische Anwendung der herkömmlichen Methode liegt allerdings darin, dass gemessene oder simulierte Teillastzustände lediglich nachgerechnet, aber nur ungenau postuliert werden können. Mit der herkömmlichen Methode kann zwar erklärt werden, *warum* sich das Teillastverhalten einer Anlage näherungsweise linear mit einer charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ verhält (in der die mittleren externen Temperaturen im Heiß-, Kühl- und Kaltwasserkreis zusammengefasst sind). Eine hinreichend genaue Berechnungsvorschrift, *wie* die charakteristischen Geradengleichungen ohne interne Prozessrechnung oder Regressionsanalysen ermittelt werden müssen, um sie direkt für die Regelung von Absorptionskälteanlagen nutzen zu können, liegt jedoch bisher nicht vor.

In der herkömmlichen Methode wird angenommen bzw. postuliert, dass die Steigungs- und Verlustparameter s_E und $\Delta\Delta t_{min,E}$ in der Gleichung für die Kälteleistung $\dot{Q}_E = s_E \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,E})$ konstant sind und dass sich die Steigung s_D der Antriebsleistung $\dot{Q}_D = s_D \cdot (\Delta\Delta t - \Delta\Delta t_{min,D})$ nur wenig von der Steigung der Kälteleistung unterscheidet (d.h. $K_D^{est} = s_D/s_E \approx 1$). Aus der Auftragung von simulierten oder gemessenen Werten für \dot{Q}_E und \dot{Q}_D gegen $\Delta\Delta t$ zeigt sich jedoch, dass die aus linearer Regression ermittelte Steigung s_D oftmals mehr als 1,2-fach so groß ist, wie s_E (siehe [3], [13], [15]). Damit ist das Verhältnis s_D/s_E – das methodisch als Enthalpiekoeffizient eingeführt wurde (siehe [21]) – auch größer als sich aus den physikalisch möglichen Enthalpiedifferenzen ergeben könnte. Der Unterschied in den Steigungen muss also eine andere Ursache haben als durch die herkömmliche Methode postuliert.

Die tatsächlich vorhandene Veränderlichkeit des Verlustparameters $\Delta\Delta t_{min,E}$ wird bereits durch Hellmann [10], [11] mit linearen Regressionsgleichungen als Funktion $\Delta\Delta t_{min,E} = k_1 \cdot \Delta\Delta t + k_0$ der charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t = (t_D - t_A) - B \cdot (t_C - t_E)$ oder als Funktion $\Delta\Delta t_{min,E} = k_1 \cdot \Delta t_L + k_0$ des externen Temperaturhubs $\Delta t_L = t_C - t_E$ korreliert. Dieses Vorgehen findet sich auch in [1], [15] und kann ebenso auf den Steigungsparameter angewendet werden. Von Kühn [13] wird dagegen ein anderer Ansatz verfolgt. Der in $\Delta\Delta t$ vorkommende Dühring-Parameter B wird durch zwei Regressionskoeffizienten k_0 und k_1 ersetzt, so dass zu der daraus resultierenden charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t' = t_D - k_1 \cdot (t_A + t_C)/2 - k_0 \cdot t_E$ die Steigungs- und Verlustparameter in der Regression wieder als Konstanten ermittelt werden können.

Allerdings muss in allen Fällen zur Bestimmung der Regressionskoeffizienten für die Darstellung der (veränderlichen) charakteristischen Parameter s_E und $\Delta\Delta t_{min,E}$ eine Datenbasis aus Messungen oder Simulation vorhanden sein, auf die die Regressionsanalyse angewendet werden kann. Dies schmälert zum einen die eigentliche Stärke der Methode (die ja das Teillastverhalten auch ohne Messung oder Simulation vorhersagen soll) und beschränkt zum anderen die Gültigkeit der ermittelten Koeffizienten auf die jeweils untersuchte Anlage. Für die praktische und anlagenunabhängige Anwendung der Methode ist daher eine Weiterentwicklung bzw. Präzisierung der Berechnungsvorschriften notwendig, die hier aus [3] zusammengefasst wird. Der zugehörige Berechnungsalgorithmus steht unter [2] auch als MATLAB-Funktion zur Verfügung.

Zur Strukturierung der Vorgehensweise wird die Präzisierung in drei Schritten vollzogen. Als erstes wird der vereinfachte reale H₂O/LiBr-Absorptionskältekreislauf beschrieben, der als Basis aller weiteren Herleitungen dient¹. Dabei wird auch die verwendete Datenpunktbezeichnung eingeführt. Anschließend wird erläutert, wie sich unterschiedliche Bauformen bzw. Prozessführungen auf die bereichsweise durchzuführende Wärmeübertragungsrechnung auswirken. Im letzten Schritt erfolgt die Herleitung der charakteristischen Gleichungen in denen auch unterschiedliche Kühlwasserführungen (d.h. parallele oder serielle Verschaltung von Absorber und Kondensator) berücksichtigt werden können.

¹ Für Absorptionskälteanlagen mit einer anderen Arbeitsstoffpaarung (z.B. NH₃/H₂O) ist zu beachten, dass einzelne Vereinfachungen (z.B. die Annahme von reinem Kältemittel im Verdampfer) sehr weitgehend sind.

2 Methodik

2.1 Vereinfachter realer Absorptionskältekreislauf

Ausgangspunkt der weiteren Überlegungen und Herleitungen ist ein vereinfacht realer einstufiger Absorptionskältekreislauf in dem außer den nachfolgend genannten Irreversibilitäten (siehe z.B. [4], [5]) keine weiteren auftreten bzw. berücksichtigt werden (zur Datenpunktbezeichnung siehe auch **Bild 1**).

- Abkühlung des desorbierten Kältemitteldampfes von $T_{D_o}^V$ auf T_C durch Wärmeabgabe
- Isenthalpe Entspannung des Kältemittelkondensats von p_C auf p_E
- Aufwärmung des verdampften Kältemitteldampfes von T_E auf T_{Ae} durch Wärmezufuhr
- Aufwärmung der kältemittelreichen Lösung von T_{Sor} auf T_{De} durch Wärmezufuhr
- Isenthalpe Entspannung der kältemittelarmen Lösung von p_C auf p_E und Abkühlung der kältemittelarmen Lösung von T_{Sop} auf T_{Ae} durch Wärmeabgabe
- Wärmeübertragung im Lösungswärmeübertrager
- Wärmeübertragung an der Systemgrenze zwischen den internen und externen Fluiden

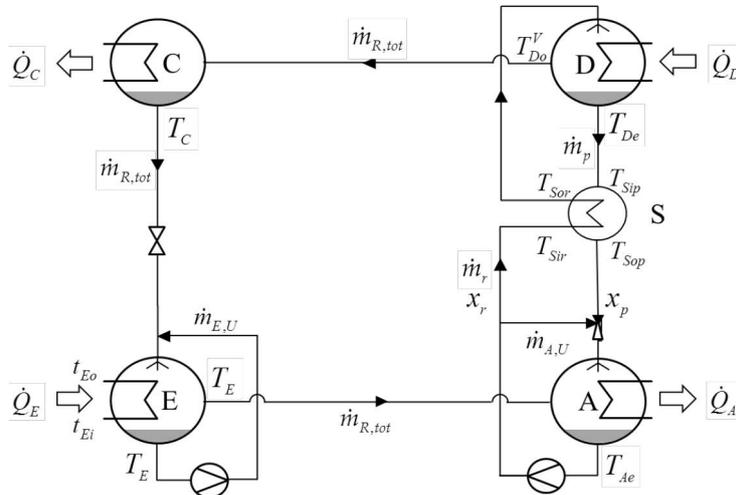


Bild 1: Prinzipschema zur Prozessführung bei einstufigen H₂O/LiBr-Absorptionskälteanlagen mit berieseltem Desorber und Kältemittelumlauf im Verdampfer sowie Lösungsumlauf im Absorber.

In **Bild 2** ist die Lage eines derartigen Kreislaufs mit den Gleichgewichtstemperaturen $T_X^{LV} = T_{H_2O/LiBr}^{LV}(p_X, x_m)$ in den vier Hauptwärmeübertragern Verdampfer, Kondensator, Absorber und Desorber (d.h. $X = E, C, A, D$) schematisch in einem Dühring-Diagramm dargestellt. Dabei wurde der in einigen Anlagen vorhandene Lösungsumlauf $\dot{m}_{A,U}$ im Absorber (wie z.B. bei den Anlagen der YIA-Serie, siehe [18]) zu Null gesetzt. In Ergänzung dazu sind für den Verdampfer und Desorber (d.h. $X = E, D$) auch die Ein- und Austrittstemperaturen der externen Wärmeträger t_{Xi} und t_{Xo} mit Bezug zur Abszisse eingetragen. Die Ordinate hat für diese Werte keine Bedeutung.

Die geometrische Form des vereinfacht realen Kältekreislaufs lässt sich mit Hilfe von zwei gekoppelten Trapezen beschreiben, wobei das linke den Kältemittelkreislauf und das rechte den Lösungskreislauf symbolisiert. Durch die Höhe der Trapeze ist die Druckdifferenz $\Delta p_{CE} = p_C - p_E$ zwischen dem Hochdruckbehälter mit Kondensator und Desorber sowie dem Niederdruckbehälter mit Verdampfer und Absorber fixiert. Der zwischen Kondensator und Verdampfer aufgrund der Druckabsenkung verdampfte Anteil $\dot{m}_{R,DV}$ am insgesamt umlaufenden Kältemittelmassenstrom $\dot{m}_{R,tot}$ wird als Drosselverlust bezeichnet. Aus einer Massen- und Energiebilanz um die Drossel folgt der spezifische Drosselverlust μ_{DV} , der über die Phasengleichgewichtsenthalpien h'_X und h''_X auf der Siede- bzw. Taulinie direkt von den Drücken p_X (mit $X = C, E$) bzw. der Höhe der Trapeze abhängig ist.

$$\mu_{DV} = \frac{\dot{m}_{R,DV}}{\dot{m}_{R,tot}} = \frac{h'_C - h'_E}{h''_E - h'_E} \quad (1)$$

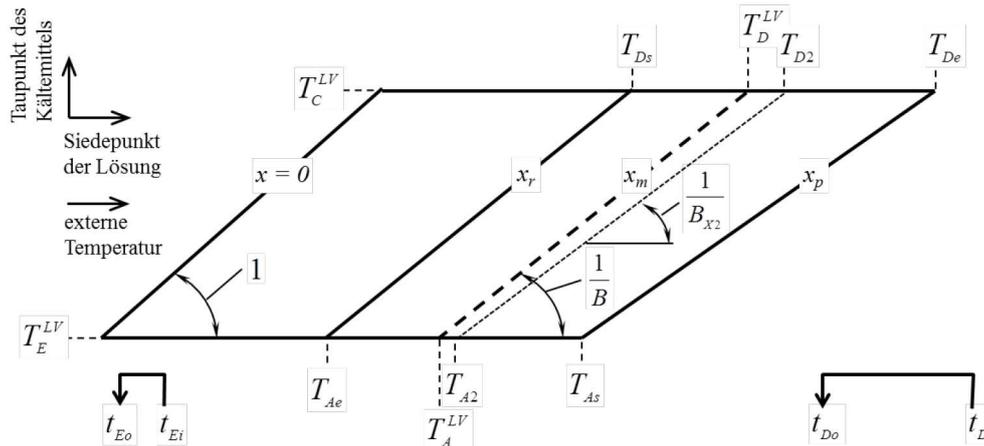


Bild 2: Schematische Darstellung des vereinfacht realen einstufigen Absorptionskältekreislaufs im Dühring-Diagramm ohne Lösungsumlauf im Absorber.

Die Gesamtbreite der beiden Trapeze im Verhältnis zur Höhe wird durch die Steigungen der Dampfdruckkurven festgelegt. Dieses Verhältnis kann durch Anwendung der Dühring'schen Regel beim Hoch- und Niederdruck

$$\begin{aligned} T_{H_2O/LiBr}^{LV}(p_C, x_m) &= A(x_m) + B(x_m) \cdot T_{H_2O}^{LV}(p_C) \\ T_{H_2O/LiBr}^{LV}(p_E, x_m) &= A(x_m) + B(x_m) \cdot T_{H_2O}^{LV}(p_E) \end{aligned} \quad (2)$$

bzw. in verkürzter Schreibweise mit $x_m = (x_r + x_p)/2$

$$\begin{aligned} T_D^{LV} &= A(x_m) + B(x_m) \cdot T_C^{LV} \\ T_A^{LV} &= A(x_m) + B(x_m) \cdot T_E^{LV} \end{aligned} \quad (3)$$

und der daraus durch Subtraktion gewonnenen Dühring-Gleichung

$$T_D^{LV} - T_A^{LV} = B(x_m) \cdot (T_C^{LV} - T_E^{LV}) \quad (4)$$

mit dem Dühring-Parameter $B(x_m)$ beschrieben werden. Die Breite des Lösungskreislaufs (d.h. des rechten Trapezes) wird dagegen durch die Ausgasungsbreite $\Delta x = x_p - x_r$ festgelegt, die in dimensionsloser Form auch durch den spezifischen Lösungsumlauf $f = x_p/\Delta x$ bzw. das Wärmekapazitätsstromverhältnis R_S aus kältemittelreicher und -armer Lösung ausgedrückt werden kann.

$$R_S = \frac{\dot{W}_r}{\dot{W}_p} = \frac{\dot{m}_r \cdot c_{p,r}}{\dot{m}_p \cdot c_{p,p}} = \frac{f}{f-1} \cdot \frac{c_{p,r}}{c_{p,p}} = \frac{1}{1-\Delta x/x_p} \cdot \frac{c_{p,r}}{c_{p,p}} \quad (5)$$

Da die geometrische Form des Doppeltrapezes und damit die relative Lage des vereinfacht realen Kältekreislaufs im Lösungsfeld durch die drei Parameter B , μ_{DV} und R_S beschrieben werden kann, werden diese als *Geometrieparameter* bezeichnet.

2.2 Bereichsweise bzw. bauformabhängige Wärmeübertragungsrechnung

Die häufigsten Bauformen von Wärmeübertragern für $H_2O/LiBr$ -Absorptionskälteanlagen sind berieselte und überflutete Wärmeübertrager. **Bild 3** zeigt eine vereinfachte Darstellung zur Lösungsführung in beiden Varianten. Obwohl die nachfolgend beschriebenen, bauartabhängigen Auswirkungen der unterschiedlichen Prozessführung auf die Wärmeübertragung sowohl für überhitzt als auch unterkühlt in den Behälter eintretende Lösung gilt, wird zur Erläuterung der Effekte beispielhaft nur der Fall eines unterkühlten Lösungseintritts in den Desorber behandelt. Um die Auswirkungen der unterschiedlichen Bauarten bzw. die daraus resultierenden Varianten der Prozessführung bei Berechnung der Wärmeübertragung erfassen zu können, wird folgende Unterscheidung eingeführt:

- Variante A: Sorptionslösung ist beim Auftreffen auf die Wärmeübertragerfläche im Gleichgewicht (z.B. wegen vorgelagerter adiabater Sorption).
- Variante B: Sorptionslösung ist beim Auftreffen auf die Wärmeübertragerfläche *nicht* im Gleichgewicht (d.h. ohne vorgelagerte adiabate Sorption).

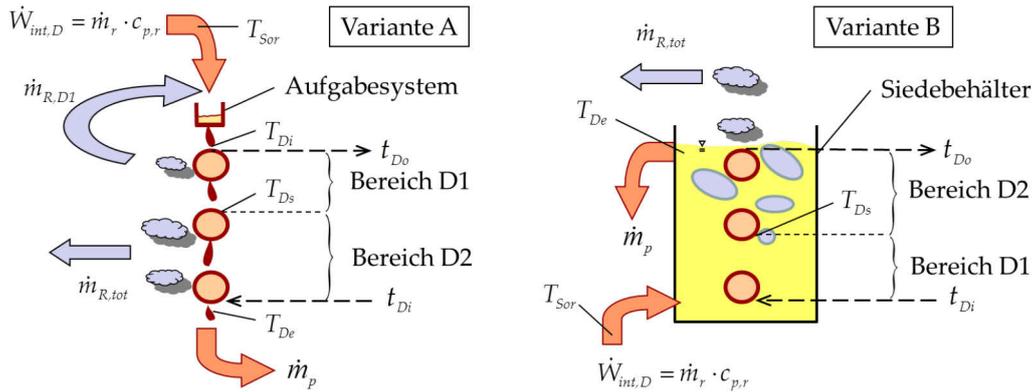


Bild 3: Schematische Darstellung zu Desorber-Bauformen mit und ohne Möglichkeit zur adiabaten Sorption (links: berieselter Desorber, rechts: überfluteter Desorber).

Bei einem vollständig überfluteten Desorber (**Bild 3**, rechts), bei dem die eintretende, kältemittelreiche Lösung aus konstruktiven Gründen keinen Kontakt zum desorbierten Kältemitteldampf bekommt, wird die mit T_{Sor} auf die Wärmeübertragerfläche treffende Lösung in einem Wärmeübertragungsbereich D1 ohne Stoffaustausch mit dem Kältemitteldampf direkt durch Zufuhr eines Wärmestroms \dot{Q}_{D1} auf die Gleichgewichtstemperatur T_{Ds} erwärmt. Erst nachdem diese Sättigungs- bzw. Starttemperatur des Desorptionsvorgangs erreicht ist, kann die Bildung von Dampfblasen und damit eine Änderung der Lösungszusammensetzung erfolgen.

Bei einem berieselten Desorber (**Bild 3**, links) kann der Abbau der Unterkühlung dagegen auch *vor* dem Auftreffen auf die Wärmeübertragungsfläche erfolgen, wenn die in den Behälter eintretende Lösung ausreichenden Kontakt zur Dampfatosphäre bekommt (z.B. in den Aufgabevorrichtungen eines Fallfilmdesorbers). Durch adiabate Absorption von Kältemitteldampf wird die kältemittelreiche Lösung dann zuerst von der Austrittstemperatur aus dem Lösungswärmeübertrager T_{Sor} auf die Eintrittstemperatur T_{Di} in den Bereich D1 erwärmt und dabei gleichzeitig weiter verdünnt $x_{Di} < x_r$. Bei vollständiger adiabater Sorption stimmt der zwischen T_{Sor} und T_{Di} absorbierte Kältemittelmassenstrom mit dem anschließend im Bereich D1 zwischen T_{Di} und T_{Ds} durch den Wärmestrom \dot{Q}_{D1} desorbierten Kältemittelmassenstrom $\dot{m}_{R,D1}$ überein (siehe **Bild 3**, links).

Aufgrund der unterschiedlichen Prozessführung bei berieselten und überfluteten Desorbern ($T_{Sor} \rightarrow T_{Di} \rightarrow T_{Ds}$ bzw. $T_{Sor} \rightarrow T_{Ds}$) treten im Wärmeübertragungsbereich D1, in dem der Wärmestrom \dot{Q}_{D1} zum Abbau der Unterkühlung übertragen wird, unterschiedliche Spreizungen G_{D1} sowie arithmetische Mitteltemperaturen T_{D1} auf. Dies wird in Gleichung (6) durch einen zusätzlichen Index $V = A, B$ für Variante A und B kenntlich gemacht.

Berieselter Desorber (Variante A)	Überfluteter Desorber (Variante B)
$G_{D1,A} = T_{Ds} - T_{Di}$	$G_{D1,B} = T_{Ds} - T_{Sor}$
$T_{D1,A} = (T_{Ds} + T_{Di})/2$	$T_{D1,B} = (T_{Ds} + T_{Sor})/2$
$\dot{W}_{int,D1,A} = (\dot{m}_r + \dot{m}_{R,D1}) \cdot \tilde{c}_{p,D1}$	$\dot{W}_{int,D1,B} = \dot{m}_r \cdot c_{p,r}$
$\Delta T_{max,D1,A} = t_{D1i} - T_{Di}$	$\Delta T_{max,D1,B} = t_{D1i} - T_{Sor}$
$\dot{Q}_{D1,A} = \dot{W}_{int,D1,A} \cdot G_{D1,A}$	$\dot{Q}_{D1,B} = \dot{W}_{int,D1,B} \cdot G_{D1,B}$

(6)

Auch die internen Wärmekapazitätsströme $\dot{W}_{int,D1,V}$ sowie die maximalen Temperaturdifferenzen $\Delta T_{max,D1,V}$ zum externen Wärmeträger sind bei Übertragung des Wärmestroms \dot{Q}_{D1} im Bereich D1 verschieden (siehe **Bild 4**). Die Größe des Wärmestroms \dot{Q}_{D1} zur Erwärmung des Lösungsmassenstroms \dot{m}_r zwischen den Zustandspunkten Sor und Ds ist jedoch wegunabhängig, d.h. $\dot{Q}_{D1,A} = \dot{Q}_{D1,B}$. Daher gilt:

$$\dot{Q}_{D1} = (\dot{m}_r + \dot{m}_{R,D1}) \cdot \tilde{c}_{p,D1} \cdot (T_{Ds} - T_{Di}) = \dot{m}_r \cdot c_{p,r} \cdot (T_{Ds} - T_{Sor}) \quad (7)$$

bzw. für die Starttemperatur des Desorptionsprozesses:

$$T_{Ds} = T_{Di} + \frac{\dot{Q}_{D1}}{\dot{W}_{int,D1,A}} \quad (8)$$

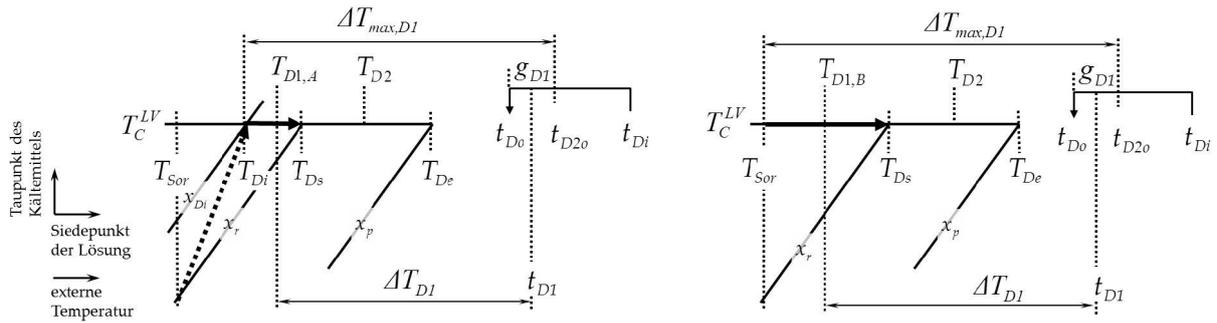


Bild 4: Interne und externe Temperaturen zur Wärmeübertragungsrechnung im Desorber Bereich D1 bei unterkühltem Lösungseintritt nach Variante A (links) und Variante B (rechts).

Bei beiden Bauformen bzw. Berechnungsvarianten findet im Bereich D2 die Desorption des umlaufenden Kältemittelmassenstroms $\dot{m}_{R,tot}$ statt. Gleichzeitig wird die Lösung von der Starttemperatur des Desorptionsvorgangs bis zur Endtemperatur erwärmt $T_{Ds} \rightarrow T_{De}$. Der für den Phasenwechsel und die Temperaturänderung $G_{D2} = T_{De} - T_{Ds}$ notwendige Wärmestrom kann mit Hilfe einer integralen scheinbaren spezifischen Wärmekapazität $\tilde{c}_{p,D2}$ und dem daraus resultierenden Wärmekapazitätsstrom $\dot{W}_{int,D2} = \dot{m}_r \cdot \tilde{c}_{p,D2}$ ausgedrückt werden (d.h. $\dot{Q}_{D2} = \dot{W}_{int,D2} \cdot G_{D2}$, siehe [3]). Durch die scheinbare spezifische Wärmekapazität werden die sensiblen und latenten Wärmeumsätze im Bereich D2 mit Bezug zum kältemittelreichen Lösungsmassenstrom und dem durchlaufenen Temperaturintervall zusammengefasst.

$$\tilde{c}_{p,D2} = \frac{\dot{Q}_{D2}}{\dot{m}_r \cdot G_{D2}} = \frac{1}{f} \cdot \frac{h_{De}^v - h_{De}^l}{T_{De} - T_{Ds}} + \frac{h_{De}^l - h_{Ds}^l}{T_{De} - T_{Ds}} \quad (9)$$

Auf der externen Seite wird das Heißwasser im Bereich D2 durch Übertragung von \dot{Q}_{D2} von der Eintrittstemperatur t_{D2i} (die der Gesamteintrittstemperatur t_{Di} entspricht) auf die Austrittstemperatur t_{D2o} abgekühlt. Diese ist identisch mit der externen Eintrittstemperatur in den Bereich D1 (d.h. $t_{D1i} = t_{D2o}$) in dem das Heißwasser durch Übertragung von \dot{Q}_{D1} auf die Gesamtaustrittstemperatur $t_{D1o} = t_{D1o}$ abgekühlt wird.

Wegen der bereichsweise verschiedenen internen Wärmekapazitätsströme ($\dot{W}_{int,DN,V}$ mit $N = 1, 2$) beim Umströmen der gesamten Übertragungsfläche, muss die Wärmeübertragungsrechnung im Desorber für beide Bauformen $V = A, B$ in Bereiche mit konstanten Wärmekapazitätsströmen aufgeteilt werden. Der aus dem externen Wärmekapazitätsstrom \dot{W}_D des Heißwassers im Desorber abgeführte Gesamtwärmestrom ist dann in beiden Fällen bzw. Varianten:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_D &= \dot{Q}_{D1} + \dot{Q}_{D2} \\ \dot{Q}_D &= \dot{W}_D \cdot P_{D1} \cdot \Delta T_{max,D1,V} + \dot{W}_D \cdot P_{D2} \cdot \Delta T_{max,D2,V} \end{aligned} \quad (10)$$

Dabei sind sowohl die maximalen Temperaturdifferenzen $\Delta T_{max,D1,V}$ und $\Delta T_{max,D2,V} = t_{Di} - T_{Ds}$ als auch die dimensionslosen Temperaturänderungen P_{DN} bereichsweise zu bestimmen, d.h. mit den jeweiligen Verhältnissen aus externem und internem Wärmekapazitätsstrom

$$R_{D1,V} = \frac{\dot{W}_D}{\dot{W}_{int,D1,V}} \quad R_{D2} = \frac{\dot{W}_D}{\dot{W}_{int,D2}} \quad (11)$$

sowie den zugehörigen dimensionslosen Wärmedurchlässigkeiten² $NTU_{DN} = \frac{Y_{DN}}{\dot{W}_D} = \frac{U_{DN} \cdot A_{DN}}{\dot{W}_D}$.

² Das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizient U_X und -übertragungsfläche A_X beschreibt die Durchlässigkeit eines Wärmeübertragers bzw. -übertragungsbereiches für den Transport von thermischer Energie und wird nach [6], S. 108 als Wärmedurchlässigkeit $Y_X = U_X \cdot A_X$ bezeichnet. Dementsprechend ist die als *number of transfer units* eingeführte Größe NTU durch den Bezug von Y_X auf den Wärmekapazitätsstrom \dot{W}_X eine dimensionslose Wärmedurchlässigkeit.

$$P_{DN} = \begin{cases} \frac{1 - e^{(R_{DN}-1) \cdot NTU_{DN}}}{1 - R_{DN} \cdot e^{(R_{DN}-1) \cdot NTU_{DN}}} & \text{für } R_{DN} \neq 1 \\ \frac{NTU_{DN}}{1 + NTU_{DN}} & \text{für } R_{DN} = 1 \end{cases} \quad (12)$$

Bei der Bauform bzw. Berechnungsvariante A ist der Unterschied in den Wärmekapazitätsströmen in den Bereichen D1 und D2 jedoch gering, da $\tilde{c}_{p,D1} \approx \tilde{c}_{p,D2}$ und $\dot{m}_{R,D1} \ll \dot{m}_r$, so dass die Bereiche D1 und D2 zu einem Gesamtbereich D (mit konstanter scheinbarer Wärmekapazität $\tilde{c}_{p,D}$ und Wärmedurchlässigkeit Y_D) zusammengefasst werden können. In diesem Fall vereinfacht sich die Gesamtwärmeübertragungsgleichung (10) zu

$$\dot{Q}_D = \dot{W}_D \cdot P_D \cdot \Delta T_{max,D,A} = \dot{W}_D \cdot P_D \cdot (t_{Di} - T_{Di}) . \quad (13)$$

Dabei wird auch angenommen, dass sich die Wärmedurchgangskoeffizienten in den Bereichen D1 und D2 nicht unterscheiden, d.h. $U_{D1} = U_{D2} = U_D$. Für diesen Fall erfolgt die nachfolgende Herleitung charakteristischer Gleichungen. Bei überfluteten Desorbieren (d.h. bei Berechnungsvariante B) unterscheiden sich die spezifischen Wärmekapazitäten z.B. bei H₂O/LiBr mit $\tilde{c}_{p,D2} \approx 20 \dots 30 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und $c_{p,r} \approx 2 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ etwa um den Faktor 10, so dass diese Vereinfachung nicht möglich ist. In [3] wird das weitere Vorgehen für diesen Fall erläutert.

2.3 Berechnungsmethode zur Prognose des Teillastverhaltens

Als Ausgangspunkt für die Herleitung der charakteristischen Gleichungen zur Prognose der Antriebs- und Kälteleistung einer einstufigen Absorptionskälteanlage wird eine leicht modifizierte Dühring-Gleichung verwendet.

$$T_{D2} - T_{A2} = B_{X2} \cdot (T_C - T_E) \quad (14)$$

Der Dühring-Parameter B_{X2} ist hierin als Pseudo-Dühring-Parameter zu verstehen (siehe [19]), der im Unterschied zum ‚echten‘, d.h. vom mittleren Salzmassenanteil x_m abhängigen Dühring-Parameter $B = B(x_m)$ nicht die Phasengleichgewichtstemperaturen $T_X^{LV}(p_X, x_m)$ sondern die arithmetischen Mitteltemperaturen in den Wärmeübertragungsbereichen A2 und D2 verbindet (siehe **Bild 2**). Diese liegen zwar nicht auf der Isostere mit mittlerem Salzmassenanteil x_m , aber der Unterschied zwischen den Werten B_{X2} und $B(x_m)$ sowie deren Veränderlichkeit ist so gering, dass zumindest für H₂O/LiBr-Lösungen wie bei der herkömmlichen Methode ein konstanter Wert von z.B. $B_{X2} = 1,15$ verwendet werden kann. Gleiches gilt für die beiden anderen Geometrieparameter bei denen im Folgenden die konstanten Werte $\mu_{DV} = 0,05$ und $R_S = 1,1$ verwendet werden. Eine Möglichkeit zur lastabhängigen Nachführung der Geometrieparameter wird in [2] und [3] beschrieben.

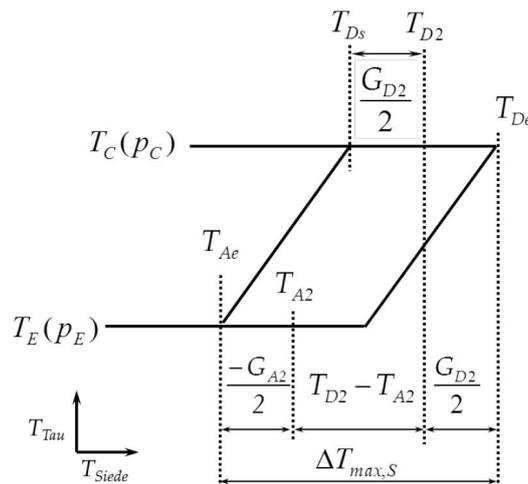


Bild 5: Maximale Temperaturdifferenz am Lösungswärmeübertrager sowie interne Temperaturänderungen im Bereich D2 und A2.

Aus **Bild 5** ist zu erkennen, dass sich die in der Dühring-Gleichung (14) verwendete arithmetische Mitteltemperatur T_{D2} im Unterschied zur Starttemperatur des Desorptionsprozesses über die halbe interne Temperaturspreizung G_{D2} ausdrücken lässt, so dass mit Gleichung (9) und $\dot{W}_{int,D2} = \dot{m}_r \cdot \tilde{c}_{p,D2}$ folgt:

$$T_{D2} = T_{Ds} + \frac{G_{D2}}{2} = T_{Ds} + \frac{\dot{Q}_{D2}}{2 \cdot \dot{m}_r \cdot \tilde{c}_{p,D2}} \quad (15)$$

bzw. nach Einsetzen von Gleichung (8):

$$T_{D2} = T_{Di} + \frac{\dot{Q}_{D1}}{(\dot{m}_r + \dot{m}_{R,D1}) \cdot \tilde{c}_{p,D1}} + \frac{\dot{Q}_{D2}}{2 \cdot \dot{m}_r \cdot \tilde{c}_{p,D2}} \quad (16)$$

Durch Verwendung der Wärmeübertragungsgleichung (13) mit einer integralen, scheinbaren spezifischen Wärmekapazität im Gesamtbereich $D = D1 + D2$ (d.h. $\tilde{c}_{p,D} = \tilde{c}_{p,D1} \approx \tilde{c}_{p,D2}$ bzw. $\tilde{W}_D = \dot{m}_r \cdot \tilde{c}_{p,D}$) bei Ermittlung der dimensionslosen Temperaturänderung P_D und Vernachlässigung von $\dot{m}_{R,D1}$ gegenüber \dot{m}_r ergibt sich schließlich eine Kopplung zwischen der internen Mitteltemperatur T_{D2} und der externen Eintrittstemperatur t_{Di} .

$$T_{D2} = t_{Di} - \frac{\dot{Q}_D}{\tilde{W}_D \cdot P_D} + \frac{\dot{Q}_{D1}}{\tilde{W}_D} + \frac{\dot{Q}_{D2}}{2 \cdot \tilde{W}_D} \quad (17)$$

Für die arithmetische Mitteltemperatur im Bereich A2 eines berieselten und daher ebenfalls nach Variante A zu berechnenden Absorbers ergibt sich ein analoger Zusammenhang.

$$T_{A2} = t_{Ai} - \frac{\dot{Q}_A}{\tilde{W}_A \cdot P_A} + \frac{\dot{Q}_{A3}}{\tilde{W}_A} + \frac{\dot{Q}_{A2}}{2 \cdot \tilde{W}_A} \quad (18)$$

Hier setzt sich der abzuführende Gesamtwärmestrom $\dot{Q}_A < 0$ aus den Teilwärmeströmen in einem Bereich A2 und A3 zusammen (d.h. $\dot{Q}_A = \dot{Q}_{A2} + \dot{Q}_{A3}$), da mit dem numerischen Index $N = 1, 2, 3$ in den Teilwärmeströmen \dot{Q}_{XN} das Temperaturniveau des Übertragungsbereiches XN kenntlich gemacht wird. Dieses ist bei überhitzt eintretender Lösung (d.h. nach der adiabaten Desorption, die verbunden ist mit einer Abkühlung der Lösung von T_{Sop} auf T_{Ai} und Aufkonzentration von x_p auf x_{Ai}) bei Resorption des zuvor adiabatisch desorbierten Kältemittels im Bereich A3 zwischen T_{Ai} und T_{As} größer als im Bereich A2, in dem die weitere Absorption von Kältemitteldampf zwischen der Start- und Endtemperatur T_{As} und T_{Ae} erfolgt (siehe **Bild 6** links).

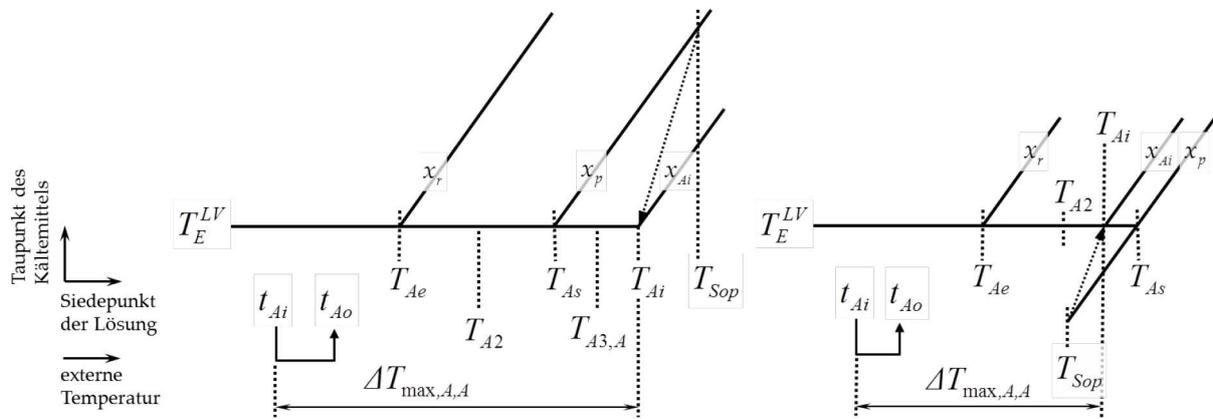


Bild 6: Interne und externe Temperaturen im Absorber zur Wärmeübertragungsrechnung nach Variante A bei überhitzt eintretender Lösung (links) und unterkühlt eintretender Lösung (rechts).

Für den Fall unterkühlt eintretender Lösung ist nach adiabater Absorption lediglich $T_{Ai} < T_{As}$ (siehe **Bild 6** rechts) und daher $\dot{Q}_{A3} = \dot{m}_p \cdot c_{p,p} \cdot (T_{As} - T_{Sop}) > 0$. Durch die Vernachlässigung der adiabatisch ab- oder desorbierten Massenströme $\dot{m}_{R,XN}$ und Vernachlässigung der Unterschiede zwischen den scheinbaren spezifischen Wärmekapazitäten $\tilde{c}_{p,XN}$ mit $XN = D1, D2$ und $A2, A3$ bei Herleitung der Gleichungen (17) und (18) gelten diese sowohl für überhitzt als auch unterkühlt eintretende Lösung.

Für Verdampfer und Kondensator ergeben sich die internen Temperaturen in der Dühring-Gleichung (14) zu:

$$T_E = t_{Ei} - \frac{\dot{Q}_E}{\tilde{W}_E \cdot P_E} \quad T_C = t_{Ci} - \frac{\dot{Q}_C}{\tilde{W}_C \cdot P_C} \quad (19)$$

wobei im Kondensator auf eine bereichsweise Wärmeübertragungsrechnung für $\dot{Q}_C = \dot{Q}_{C2} + \dot{Q}_{C3}$ verzichtet wird, da die notwendige Abkühlung $\dot{Q}_{C3} = \dot{m}_{R,tot} \cdot c_{p,H_2O}^V \cdot (T_{D0}^V - T_C)$ des desorbierten Kältemittelmassenstroms von T_{D0}^V auf T_C gegenüber der reinen Kondensation $\dot{Q}_{C2} = \dot{m}_{R,tot} \cdot (h_C^V - h_C^L)$ vernachlässigbar klein ist.

Die in den Gleichungen (17) bis (19) vorkommenden (Teil-)Wärmeströme \dot{Q}_{XN} können über sogenannte Wärmestromverhältnisse $K_{XN} = \dot{Q}_{XN}/\dot{Q}_E$ auf die Verdampferleistung zurückgeführt werden. Für die Bereiche mit Phasenwechsel (d.h. $XN = D2, A2, C$) sind die Formeln in **Tabelle 2** unten angegeben. Die dazu notwendigen Näherungen sind in [3] beschrieben. Für die aus überhitzten und unterkühlten Eintrittszuständen resultierenden Teilwärmeströme mit $XN = D1, A3$ ergibt sich eine Darstellung der Form $\dot{Q}_{XN} = K_{XNs} \cdot \dot{Q}_E + K_{XNr} \cdot (t_{Ci} - t_{Ei})$ in der diese Wärmeströme über K_{XNs} und K_{XNr} in einen lastabhängigen und einen lastunabhängigen Anteil aufgeteilt werden. Diese Koeffizienten sind in **Tabelle 2** mitte als bauformunabhängige Koeffizienten angegeben. Unter der Voraussetzung von konstanten Geometrieparametern B_{X2}, μ_{DV}, R_S sowie konstanten Wärmedurchlässigkeiten Y_X , d.h. bei extern und intern konstanten Wärmekapazitätsströmen \dot{W}_X bzw. \tilde{W}_X sind auch diese Koeffizienten bzw. Wärmestromverhältnisse konstant. Eine Berücksichtigung veränderlicher Wärmedurchlässigkeiten (z.B. wegen variierender externer Volumenströme) ist aber möglich, siehe [3]. Die Koeffizienten bleiben damit explizit berechenbar.

Durch Verwendung der Koeffizienten K_{XN} bzw. K_{XNx} in den Gleichungen (17) bis (19) zur Rückführung der Teilwärmeströme \dot{Q}_{XN} auf die Kälteleistung \dot{Q}_E und Einsetzen der daraus entstehenden Zusammenhänge für die Mitteltemperaturen in die Dühring-Gleichung (14) ergibt sich nach Umformung ohne weitere Näherung:

$$\Delta\Delta t_i = \dot{Q}_E \cdot \left[\frac{K_{D2} + K_{D1s}}{\tilde{W}_D \cdot P_D} - \frac{K_{D2} + 2 \cdot K_{D1s}}{2 \cdot \tilde{W}_D} - \left(\frac{K_{A2} + K_{A3s}}{\tilde{W}_A \cdot P_A} - \frac{K_{A2} + 2 \cdot K_{A3s}}{2 \cdot \tilde{W}_A} \right) \right] + \left(\frac{-K_C \cdot B_{X2}}{\tilde{W}_C \cdot P_C} + \frac{B_{X2}}{\tilde{W}_E \cdot P_E} \right) + (t_{Ci} - t_{Ei}) \cdot \left[\left(\frac{K_{D1r}}{\tilde{W}_D \cdot P_D} - \frac{K_{D1r}}{\tilde{W}_D} \right) - \left(\frac{K_{A3r}}{\tilde{W}_A \cdot P_A} - \frac{K_{A3r}}{\tilde{W}_A} \right) \right] \quad (20)$$

wobei $\Delta\Delta t_i$ die Eintrittstemperaturen t_{xi} in die vier Hauptwärmeübertrager $X = D, A, C, E$ zu einer doppelten bzw. charakteristischen Temperaturdifferenz zusammenfasst.

$$\Delta\Delta t_i = (t_{Di} - t_{Ai}) - B_{X2} \cdot (t_{Ci} - t_{Ei}) \quad (21)$$

Die gleichen Koeffizienten können auch zur Darstellung der anderen Leistungen \dot{Q}_X mit $X = D, A, C$ verwendet werden, so dass sich mit $\Delta\Delta t_i$ und den zugehörigen, bauformabhängigen Steigungs- und Verlustparametern $s_{X,VV}$ sowie $\Delta\Delta t_{min,X,VV}$ eine verallgemeinerte Darstellung der charakteristischen Gleichungen (22) ergibt. Die Berechnung dieser charakteristischen Parameter aus den charakteristischen Koeffizienten ist in **Tabelle 1** zusammengefasst.

$$\dot{Q}_X = s_{X,VV} \cdot (\Delta\Delta t_i - \Delta\Delta t_{min,X,VV}) \quad (22)$$

Tabelle 1: Charakteristische Parameter zur verallgemeinerten Darstellung von charakteristischen Gleichungen für alle Hauptwärmeübertrager bei unterschiedlichen Bauformen und paralleler Kühlwasserführung.

X	$s_{X,VV}$	$\Delta\Delta t_{min,X,VV}$
E	$\frac{1}{K_{DQ,V} + K_{AQ,V} + K_{CQ,V} + K_{EQ,V}}$	$(t_{Ci} - t_{Ei}) \cdot (K_{Dt,V} - K_{At,V})$
D	$s_{E,VV} \cdot (K_{D2} + K_{D1s})$	$(t_{Ci} - t_{Ei}) \cdot \left(K_{Dt,V} - K_{At,V} - \frac{K_{D1r}}{s_{D,VV}} \right)$
A	$s_{E,VV} \cdot (K_{A2} + K_{A3s})$	$(t_{Ci} - t_{Ei}) \cdot \left(K_{Dt,V} - K_{At,V} - \frac{K_{A3r}}{s_{A,VV}} \right)$
C	$s_{E,VV} \cdot K_C$	$(t_{Ci} - t_{Ei}) \cdot (K_{Dt,V} - K_{At,V})$

Tabelle 2: Charakteristische Koeffizienten und Wärmestromverhältnisse zur erweiterten Berechnungsmethode

Koeffizient	Bauform bzw. Variante der Wärmeübertragungsrechnung	
	A	B
$K_{DQ,V}$	$\left(\frac{K_{D2} + K_{D1s}}{\dot{W}_D \cdot P_D} - \frac{K_{D2} + 2 \cdot K_{D1s}}{2 \cdot \tilde{W}_D} \right)$	$\left(\frac{K_{D2}}{\dot{W}_D \cdot P_{D2}} - \frac{K_{D2}}{2 \cdot \tilde{W}_D} \right)$
$K_{AQ,V}$	$-\left(\frac{K_{A2} + K_{A3s}}{\dot{W}_A \cdot P_A} - \frac{K_{A2} \cdot (1 - \mu_{A,U}) + 2 \cdot K_{A3s}}{2 \cdot \tilde{W}_A} \right)$	$-\left(\frac{K_{A2}}{\dot{W}_A \cdot P_{A2}} - \frac{K_{A2}}{2 \cdot \tilde{W}_A} \right)$
$K_{CQ,V}$	$-\frac{K_C \cdot B_{X2}}{\dot{W}_C \cdot P_C}$	$-\frac{K_C \cdot B_{X2}}{\dot{W}_C \cdot P_C}$
$K_{EQ,V}$	$\frac{B_{X2}}{\dot{W}_E \cdot P_E}$	$\frac{B_{X2}}{\dot{W}_E \cdot P_E}$
$K_{Dt,V}$	$\left(\frac{K_{D1r}}{\dot{W}_D \cdot P_D} - \frac{K_{D1r}}{\tilde{W}_D} \right)$	0
$K_{At,V}$	$\left(\frac{K_{A3r}}{\dot{W}_A \cdot P_A} - \frac{K_{A3r}}{\tilde{W}_A} \right)$	0
Bauformunabhängige Koeffizienten		
K_{D1s}	$\frac{K_{D1r}}{B_{X2}} \cdot \left(\frac{K_{D2}}{2 \cdot \tilde{W}_D} - \frac{K_{A2}}{2 \cdot \tilde{W}_A} + B_{X2} \cdot \left(\frac{-K_C}{\dot{W}_C \cdot P_C} + \frac{1}{\dot{W}_E \cdot P_E} \right) - \frac{K_{D2}}{(1 - P_S) \cdot \tilde{W}_D} \right)$	
K_{D1r}	$\dot{W}_r \cdot (1 - P_S) \cdot B_{X2}$	
K_{A3s}	$\frac{K_{A3r}}{B_{X2}} \cdot \left(\frac{K_{D2}}{2 \cdot \tilde{W}_D} - \frac{K_{A2}}{2 \cdot \tilde{W}_A} + B_{X2} \cdot \left(\frac{-K_C}{\dot{W}_C \cdot P_C} + \frac{1}{\dot{W}_E \cdot P_E} \right) - \frac{K_{A2} \cdot (1 + R_S \cdot \mu_{A,U})}{(1 + \mu_{A,U}) \cdot (R_S \cdot P_S - 1) \cdot \tilde{W}_A} \right)$	
K_{A3r}	$\dot{W}_r \cdot \left(P_S - \frac{1}{R_S} \right) \cdot B_{X2}$	
Wärmestromverhältnisse		
$K_{D2} = \frac{B_{X2}}{1 - \mu_{DV}} \quad K_{A2} = \frac{-B_{X2}}{1 - \mu_{DV}} \quad K_C = \frac{-1}{1 - \mu_{DV}}$		

Nur bei paralleler Durchströmung von Absorber und Kondensator sind t_{Ai} und t_{Ci} unabhängig voneinander, so dass $\Delta\Delta t_i$ und $\Delta\Delta t_{min,E}$ über einen bauformabhängigen Prozessparameter $B_{VV}^* = B_{X2} - K_{Dt,V} + K_{At,V}$ direkt zu einer effektiven Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ zusammengefasst werden können.

$$\Delta\Delta t_i^* = \Delta\Delta t_i - \Delta\Delta t_{min,x,vv} = t_{Di} - t_{Ai} - B_{VV}^* \cdot (t_{Ci} - t_{Ei}) \quad (23)$$

Bei serieller Durchströmung ergeben sich zunächst die abhängigen Eintrittstemperaturen aus den charakteristischen Gleichungen (22), z.B. bei Stromführung $A \rightarrow C$: $t_{Ci,vv} = t_{Ai} - (\Delta\Delta t_i - \Delta\Delta t_{min,A,vv}) \cdot s_{A,vv} / \dot{W}_A$. Nach Einsetzen in (23) und Umsortieren resultieren daraus die Koeffizienten in **Tabelle 3** für die stromführungsabhängige Berechnung der effektiven charakteristischen Temperaturdifferenz nach Gleichung (24).

$$\Delta\Delta t_i^* = \begin{cases} (1 - K_1) \cdot t_{Di} - (1 - K_2) \cdot t_{Ai} + (1 - K_3) \cdot (t_{Ei} - t_{Ci}) & \text{für } A \parallel C \\ (1 - K_1) \cdot t_{Di} - (1 - K_2) \cdot t_{Ai} + (1 - K_3) \cdot t_{Ei} & \text{für } A \rightarrow C \\ (1 - K_1) \cdot t_{Di} - (1 - K_2) \cdot t_{Ci} + (1 - K_3) \cdot t_{Ei} & \text{für } C \rightarrow A \end{cases} \quad (24)$$

Tabelle 3: Koeffizienten der effektiven charakteristischen Temperaturdifferenz.

Schaltung	K_1	K_2	K_3
$A \parallel C$	0	0	$1 - B_{VV}^*$
$A \rightarrow C$	$\frac{B_{VV}^*}{B_{VV}^* + \frac{K_{A3r} + \dot{W}_A}{S_{A,VV}}}$	$K_1 \cdot \left(1 + \frac{\dot{W}_A}{S_{A,VV}}\right)$	$1 - K_1 + K_2$
$C \rightarrow A$	$\frac{1}{1 - \frac{\dot{W}_C}{S_{C,VV}}}$	$K_1 \cdot \left(1 + B_{VV}^* \cdot \frac{\dot{W}_A}{S_{A,VV}}\right)$	$1 - K_1 + K_2$

Unter Beachtung des Zusammenhangs zwischen den Verlustparametern $\Delta\Delta t_{min,E}$ und $\Delta\Delta t_{min,D}$ (siehe Zeile E und D in **Tabelle 1**) lässt sich auch für die Antriebsleistung eine Darstellung mit der effektiven charakteristischen Temperaturdifferenz angeben (zunächst wieder für parallele Durchströmung $A \parallel C$).

$$\dot{Q}_D = s_{D,VV} \cdot (\Delta\Delta t_i - \Delta\Delta t_{min,D,VV}) = s_{D,VV} \cdot \Delta\Delta t_i^* + K_{D1r} \cdot (t_{Ci} - t_{Ei}) \quad (25)$$

Nach Einsetzen der expliziten Darstellungen für t_{Ci} bzw. t_{Ai} wie zuvor, ergibt sich nach einigen Umformungen eine minimale Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_{i,min}^*$, die durch eine Kombination der gleichen Koeffizienten K_N (mit $N = 1 \dots 3$) wie bei der effektiven Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ ausgedrückt werden kann. Die Kombinationen $K_{min,N}$ aus K_N sind damit ebenfalls abhängig von der Stromführung im Kühlwasser (siehe **Tabelle 4**).

$$\Delta\Delta t_{i,min}^* = \begin{cases} K_{min,1} \cdot t_{Di} - K_{min,2} \cdot t_{Ai} + K_{min,3} \cdot (t_{Ei} - t_{Ci}) & \text{für } A \parallel C \\ K_{min,1} \cdot t_{Di} - K_{min,2} \cdot t_{Ai} + K_{min,3} \cdot t_{Ei} & \text{für } A \rightarrow C \\ K_{min,1} \cdot t_{Di} - K_{min,2} \cdot t_{Ci} + K_{min,3} \cdot t_{Ei} & \text{für } C \rightarrow A \end{cases} \quad (26)$$

Tabelle 4: Koeffizienten der minimalen Temperaturdifferenz.

Schaltung	$K_{min,1}$	$K_{min,2}$	$K_{min,3}$
$A \parallel C$	K_1	K_2	$K_3 - 1$
$A \rightarrow C$	K_1	K_2	$K_3 - 1$
$C \rightarrow A$	0	$\frac{K_1 - K_2}{K_1 - 1}$	$\frac{K_1 - K_2}{K_1 - 1}$

Durch die charakteristischen Koeffizienten K_N sowie die effektive und minimale Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ bzw. $\Delta\Delta t_{i,min}^*$ lassen sich nun die charakteristischen Gleichungen der erweiterten Methode wie folgt darstellen:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_E &= K_4 \cdot \Delta\Delta t_i^* \\ \dot{Q}_D &= K_5 \cdot \Delta\Delta t_i^* + K_6 \cdot \Delta\Delta t_{i,min}^* \end{aligned} \quad (27)$$

wobei sich der Koeffizient K_6 ebenfalls als Steigungsparameter einer Mindestantriebsleistung interpretieren lässt. Dieser ergibt sich wie die Steigungsparameter der Antriebs- und Kälteleistung (d.h. K_5 und K_4) aus den Koeffizienten in **Tabelle 1** und **Tabelle 2** mit $\dot{W}_r = \dot{m}_r \cdot c_{p,r}$.

$$K_4 = s_{E,VV} \quad K_5 = s_{D,VV} \quad K_6 = (1 - P_S) \cdot \dot{W}_r \cdot \frac{B_{X2}}{B_{VV}^*} \quad (28)$$

3 Ergebnisse

In **Bild 7** sind die Ergebnisse der charakteristischen Gleichungen (27) exemplarisch für die Absorptionskälteanlage vom Typ FA2 (siehe z.B. [12], [16]) mit serieller Kühlwasserführung $A \rightarrow C$ dargestellt. Bei dieser Anlage können im Ab- und Desorber adiabate Sorptionsprozesse auftreten, d.h. beide Wärmeübertrager sind nach Variante A zu berechnen. Die Bestimmung der charakteristischen Parameter in **Tabelle 1** (mit 'VV' = 'AA') erfolgte daher über die charakteristischen Koeffizienten aus **Tabelle 2** Spalte A mit den Wärmedurchlässigkeiten und dem Lösungsmassenstrom unter Nennbedingungen aus **Tabelle 5**. Ein Lösungsumlauf im Absorber (wie z.B. bei den Anlagen der YIA-Serie, siehe [18]) ist bei der Anlage FA2 nicht vorhanden, so dass für das Umlaufverhältnis in K_{A3S} gilt: $\mu_{A,U} = \dot{m}_{A,U}/\dot{m}_r = 0$. Außerdem ist in **Bild 7** das Teillastverhalten für die gleiche Anlage jedoch mit dreifach so hohem Lösungsmassenstrom dargestellt ($\dot{Q}_D^{3 \cdot \dot{m}_r}$ und $\dot{Q}_E^{3 \cdot \dot{m}_r}$). Für alle Berechnungen wurden die benötigten Stoffdaten und Geometrieparameter (d.h. B_{X2} , μ_{DV} , R_S) der **Tabelle 5** entnommen und konstant gehalten.

Tabelle 5: Daten zur Absorptionskälteanlage vom Typ FA2:

- Wärmedurchlässigkeiten $Y_X = U_X \cdot A_X$ und Lösungsmassenstrom unter Nennbedingungen (links).
- Charakteristische Koeffizienten für zwei unterschiedliche Lösungsmassenströme (Mitte)
- Konstante Stoffdaten und Geometrieparameter (rechts)

Größe	Einheit	Wert
Y_D	kW/K	1,9
Y_E	kW/K	3,0
Y_C	kW/K	3,7
Y_A	kW/K	1,7
Y_S	kW/K	0,8
\dot{m}_r	g/s	73

Größe	Einheit	FA2	FA2 ^{3·m_r}
K_1	-	0,13	0,16
K_2	-	-0,91	-1,08
K_3	-	-0,04	-0,24
K_4	kW/K	0,32	0,30
K_5	kW/K	0,38	0,40
K_6	kW/K	0,03	0,13

Größe	Einheit	Wert
$c_{p,r}$	kJ/(kg·K)	2,2
$\tilde{c}_{p,D}$	kJ/(kg·K)	25
$\tilde{c}_{p,A}$	kJ/(kg·K)	25
B_{X2}	-	1,15
μ_{DV}	-	0,05
R_S	-	1,10

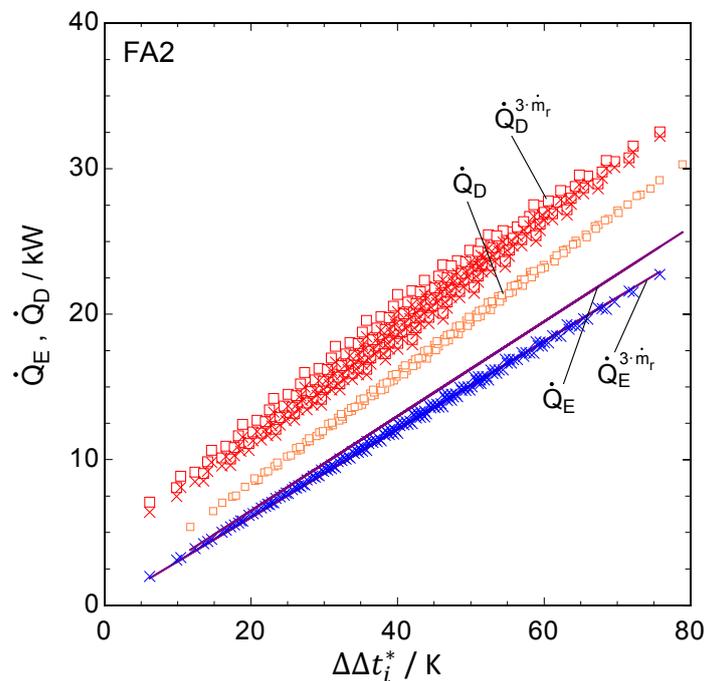


Bild 7: Berechnungsergebnisse der präzisierten charakteristischen Gleichungen unter Annahme konstanter Koeffizienten K_N aus **Tabelle 5** für zwei unterschiedliche Lösungsmassenströme.

Mit Hilfe der effektiven charakteristischen Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ ergibt die graphische Darstellung der Kälteleistung für beide Lösungsmassenströme eine Gerade durch den Koordinatenursprung (siehe **Bild 7**). Die Kälteleistung kann damit ohne weiteren Verlustparameter (wie z.B. $\Delta\Delta t_{min,E}$) allein durch $\Delta\Delta t_i^*$ beschrieben werden, da alle lastunabhängigen Verlustmechanismen über die Koeffizienten K_1 bis K_3 auf die externen Be-

triebsbedingungen (d.h. t_{xi} , \dot{W}_X) zurückgeführt werden können. Die lastproportionalen Verlustmechanismen werden dagegen über die Steigungsparametern K_4 und K_5 erfasst. Die Antriebsleistung (offene Symbole in **Bild 7**) ist dennoch keine lineare Funktion von $\Delta\Delta t_i^*$, weil der linearen Tendenz von \dot{Q}_D eine Streuung überlagert ist, deren Größe im betrachteten Beispiel mit dem Lösungsmassenstrom ansteigt. Ursache für die Streuung ist die veränderliche Mindestantriebsleistung $\dot{Q}_{D,min} = K_6 \cdot \Delta\Delta t_{i,min}^*$, deren Variationsbreite bei dreifachem Lösungsmassenstrom über den größeren (aber konstanten) Koeffizienten K_6 deutlicher hervortritt.

Im Vergleich zu den Berechnungsergebnissen sind in **Bild 7** für den Fall des erhöhten Lösungsmassenstroms auch die Ergebnisse einer detaillierten Kreislaufsimulation mit variablen Stoffwerten und Geometrieparametern dargestellt (Kreuze). Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen simulierten und berechneten Werten, so dass bei Verwendung der Methode z.B. zur Regelung von Absorptionskälteanlagen auch eine gute Abbildung des realen Teillastverhaltens erwartet werden kann (siehe z.B. [14]).

4 Zusammenfassung

Eine wesentliche Näherung bei Herleitung der herkömmlichen Methode besteht in der Annahme, dass es keinen Unterschied zwischen den internen Phasengleichgewichtstemperaturen T_X^{LV} (deren Zusammenhang für $X = D, A, C, E$ über die Dühring-Gleichung mit dem Dühring-Parameter B beschrieben wird) und den für die Wärmeübertragungsrechnung relevanten Mitteltemperaturen T_{X2} gibt. Eine Möglichkeit zur Berücksichtigung des tatsächlich vorhandenen Unterschieds besteht in der Verwendung eines konstant annehmbaren Pseudo-Dühring-Parameters B_{X2} (der sich nur geringfügig von B unterscheidet) in Kombination mit einer bereichsweisen Wärmeübertragungsrechnung mit den arithmetischen Mitteltemperaturen T_{XN} der einzelnen Wärmeübertragungsbereiche XN (mit $N = 1,2,3$). Hierdurch kann – abhängig von der Bauform des Ab- bzw. Desorbers – auch berücksichtigt werden, ob es vor dem Auftreffen der Lösung auf die Wärmeübertragerfläche zu adiabaten Sorptionsvorgängen kommen kann (Variante A , z.B. bei berieselten Wärmeübertragern) oder nicht (Variante B , z.B. bei überfluteten Wärmeübertragern).

Durch dieses Vorgehen können die Effekte im De- und Absorber aus überhitzten und unterkühlten Eintrittszuständen der Lösung auf das Teillastverhalten der Anlage methodisch sauber erfasst werden. Damit ist auch die Variation des Verlustparameters $\Delta\Delta t_{min,E,VV}$ mit den hergeleiteten charakteristischen Koeffizienten als Funktion des externen Temperaturhubs Δt_L analytisch berechenbar. In Ergänzung dazu ist das Verhältnis der Steigungsparameter in der erweiterten Methode nicht nur durch die thermophysikalischen Eigenschaften der Arbeitsstoffe bestimmt (wie es in der herkömmlichen Methode der Fall ist) sondern auch durch Konstruktionseigenschaften wie z.B. der Güte des Lösungswärmeübertragers und der Höhe des Lösungsmassenstroms. Dies wird durch die Koeffizienten $K_{D2} + K_{D1s} = s_D/s_E$ zum Ausdruck gebracht.

Anders als für die charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t$ der externen Mitteltemperaturen $t_X = (t_{xi} + t_{xo})/2$ in der herkömmlichen Methode ergibt sich durch die Präzisierungen eine charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i$ als Korrelationsoperator für die Antriebs- und Kälteleistung, zu deren Bildung die zunächst unbekanntes Austrittstemperaturen t_{xo} nicht benötigt werden. Außerdem wurde gezeigt, dass die charakteristische Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i$ und der veränderliche Verlustparameter $\Delta\Delta t_{min,E,VV}$ für typische Wärmeübertragerbauformen und Stromführungsvarianten des Kühlwassers zu einer effektiven (charakteristischen) Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ der externen, unabhängigen Eintrittstemperaturen zusammengefasst werden können. Mit dieser effektiven Temperaturdifferenz $\Delta\Delta t_i^*$ ist zu gegebenen externen Eintrittsbedingungen der Versorgungsströme (d.h. bekannten t_{xi} und \dot{W}_X) eine einfache Vorausberechnung bzw. Prognose des Teillastverhaltens von einstufigen Absorptionskälteanlagen ohne anlagenspezifische Regressionsanalysen oder Prozesssimulationen möglich.

Trotz dieser Verbesserungen ergeben sich im Vergleich zu Messdaten Abweichungen (auf die hier nicht eingegangen wurde), die z.B. aus der tatsächlichen Veränderlichkeit der Wärmedurchgangskoeffizienten, Wärmeleitung zwischen den Behältern oder Sorbens im Verdampfer etc. resultieren. Diese realen Effekte können auch durch die präzisierte Methode – die wie die herkömmliche Methode auf einem *vereinfacht* realen Kältekreislauf als Vergleichsprozess basiert – nicht wiedergegeben werden. Hierzu müssten weitere Koeffizienten eingeführt werden, über die diese Effekte methodisch korrekt aber ggf. weniger genau abgebildet werden, als dies mit veränderten aber ggf. physikalisch unmöglichen Koeffizienten K_N^{reg} aus Regressionsanalysen möglich wäre.

Danksagung

Die hier beschriebenen Ergebnisse wurden im Rahmen mehrerer vom BMWi geförderter Forschungsprojekte erarbeitet (FKZ 0329809D, 0327460B, 03ET1171A). Gedankt wird auch dem Projektträger Jülich sowie den beteiligten Unternehmen und Forschungspartnern, die diese Projekte ermöglicht haben.

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Nomenklatur

Formelzeichen

$\Delta\Delta t$	charakteristische Temperaturdifferenz (K)
$\Delta\Delta t_{min}$	Verlustparameter (K)
μ	Massenstromverhältnis
A	Fläche (m ²)
A	Dübling-Parameter
B	Dübling-Parameter
c_p	spezifische Wärmekapazität kJ/(kg K)
\tilde{c}_p	scheinbare spez. Wärmekapazität kJ/(kg K)
f	spezifischer Lösungsumlauf
G	interner Temperaturlleit (K)
g	externer Temperaturlleit (K)
h	spezifische Enthalpie kJ/kg
K	Koeffizient
\dot{m}	Massenstrom (kg/s)
P	dimensionslose Temperaturänderung
p	Druck, (mbar)
\dot{Q}	Wärmestrom (kW)
R	Wärmekapazitätsstromverhältnis
s	Steigungsparameter (kW/K)
T	prozessinterne Temperatur (K)
t	externe Temperatur (K)
U	Wärmedurchgangskoeffizient kW/(m ² K)
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom (kW/K)
x	Massenanteil (kg/kg)
Y	Wärmedurchlässigkeit (kW/K)

Indizes

'	Auf der Siedelinie
"	Auf der Taulinie
A	Absorber
C	Kondensator, <i>Condenser</i>
D	Desorber
DV	Drosselverlust
E	Verdampfer, <i>Evaporator</i>
e	Ende, <i>end</i>
est	<i>established</i>
i	Eintritt, <i>inlet</i>
int	Intern
L	Hub, <i>Lift</i>
L	Flüssig, <i>liquid</i>
LV	Flüssig-Dampf-Gleichgewicht
m	Mittel, <i>mean</i>
N	numerischer Platzhalter
o	Austritt, <i>outlet</i>
p	kältemittelarm, <i>poor</i>
R	Kältemittel, <i>Refrigerant</i>
r	kältemittelreich, <i>rich</i>
reg	Regression
S	Lösungswärmeübertrager, <i>Solution heat exchanger</i>
s	Start, <i>start</i>
tot	Gesamt
U	Umlauf
V	Dampf, <i>vapour</i>
V	Variante
X, x	alphabetischer Platzhalter
XN	Platzhalter für Übertragungsbereich

Literaturverzeichnis

- [1] J. Albers. TRNSYS Type107, Part load simulation of single staged absorption chillers in quasi steady states, Contribution to a design tool for solar assisted air conditioning systems developed in IEA TASK25 Subtask B. Final report, IEMB, 30 Sep. 2002. 2-67/2002.
- [2] J. Albers. CE_Method. A MATLAB function for calculating the part load behaviour of absorption chillers and heat pumps based on (C)haracteristic (E)quations, Sep. 2017. <http://dx.doi.org/10.14279/depositonce-6164>
- [3] Jan Albers. *Erweiterung einer Berechnungsmethode für die Regelung von Absorptionskälteanlagen*. PhD thesis, TU Berlin, Fakultät III Prozesswissenschaften, Bearbeitungsstand: August 2017.
- [4] G. Alefeld. What needs to be known about fluid pairs to determine heat ratios of absorber heat pumps. In Kay H. Zimmermann, editor, *Proc. of Int. Energy Agency Heat Pump Conference*, p. 375–387, Orlando, Florida, 28.-30. Apr. 1987.
- [5] Georg Alefeld. Second law analysis for an absorption chiller. *Newsletter of the IEA Heat Pump Center*, 7(2):54–57, 1989.
- [6] H. D. Baehr. *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer, Berlin, 11. Aufl. 2002.
- [7] T. Furukawa. Study on characteristic temperatures of absorption heat pumps. In *Proc. of 20th Japan Heat Transfer Conf.*, pages 508–510, June 1983. in japanischer Sprache.
- [8] T. Furukawa and T. Sonoda. Characteristics of $H_2O/LiBr$ absorption heat pump for the temperature change of external fluids. In *Proc. of 17th Int. Congress of Refrigeration*, pages 767–772, Wien, 1987.
- [9] H. M. Hellmann, C. Schweigler, and F. Ziegler. A simple method for modeling the operating characteristics of absorption chillers. *Proc. of Eurotherm Seminar*, 59:219–226, 6–7 July 1998.
- [10] H. M. Hellmann, C. Schweigler, and F. Ziegler. The characteristic equations of absorption chillers. In *Proc. Int. Sorption Heat Pump Conference*, pages 169–172, Munich, 24–26 Mar. 1999.
- [11] H. M. Hellmann and F. Ziegler. Simple absorption heat pump modules for system simulation programs. *ASHRAE Transactions*, pages 789–787, 1999. paper CH-99-10-2.
- [12] A. Kühn, J. Albers, M. Harm, P. Kohlenbach, S. Petersen, C. Schweigler, and F. Ziegler. Betriebsverhalten einer 10 kW Absorptionskälteanlage für niedrige Antriebstemperaturen. In *Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung*, Bremen, 17. Nov –19. Nov 2004. DKV.
- [13] A. Kühn and F. Ziegler. Operational results of a 10 kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation. In *1st Int. Conference Solar Air-Conditioning*, Kloster Banz, 6–7 Oct. 2005. OTTI Energie-Kolleg.
- [14] W. Lanser, J. Albers, W. Hüls, C. Paitazoglou, S. Hunt, and S. Petersen. Systemintegration von Absorptionskälte - Erste Betriebserfahrungen aus einem Feldtest für KWKK-Systeme. In *Tagungsband Deutsche Klima-Kälte-Tagung*, Dresden, 18. Nov –20. Nov 2015. ISBN: 978-3-932715-51-08.
- [15] Maria Puig-Arnavat, Jesús López-Villada, Joan Carles Bruno, and Alberto Coronas. Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression. *Int. Journal of Refrigeration*, 33(1):70 – 78, 2010.
- [16] C. Schweigler, A. Costa, M. Högenauer-Lego, M. Harm, and F. Ziegler. Absorptionskaltwassersatz zur solaren Klimatisierung mit 10 kW Kälteleistung. In *Tagungsband DKV-Tagung*, Ulm, 19.–21. Nov. 2001. AA.II.1.15.
- [17] C. Schweigler, F. Storkenmaier, and F. Ziegler. Die charakteristische Gleichung von Sorptionskälteanlagen. In *Tagungsband der Deutschen Klima-Kälte-Tagung*, 1999.
- [18] York. Einstufige Absorptionsflüssigkeitskühler Modell Y1A – Planungsinformation. Technical report, York International, 1998. Teile-Nr. 155.101-EG1 (06/98).
- [19] F. Ziegler. Sorptionswärmepumpen: Beschreibung des Betriebsverhaltens durch eine charakteristische Gleichung. In *Technische Sorptionsprozesse. Fortschrittsbericht VDI*, Reihe 3, S. 259–279, Düsseldorf, 1998.
- [20] F. Ziegler, H. M. Hellmann, and C. Schweigler. An approximative method for modelling the operating characteristics of advanced absorption chillers. In *20th Int. Congress of Refrigeration*, Sydney, 1999. Paper 600.
- [21] Felix Ziegler. *Sorptionswärmepumpen*, volume Habilitationsschrift of *Forschungsberichte des DKV*. Deutscher Kälte- und Klimatechnischer Verein e.V., Stuttgart, 1997.