

# **Einführung in die Prozessintegration mit der Pinch-Methode**

Handbuch für die Analyse von  
kontinuierlichen Prozessen  
und Batch-Prozessen

Zweite Auflage 2017



**energieschweiz**

Unser Engagement: unsere Zukunft.

**Ausgearbeitet durch**

Florian Brunner, Brunner Energieberatung GmbH  
Flüelastrasse 31A, CH-8047 Zürich, [florian.brunner@br-energie.ch](mailto:florian.brunner@br-energie.ch), [www.br-energie.ch](http://www.br-energie.ch)

Dr. Pierre Krummenacher, HEIG-VD, Institut de Génie Thermique  
Avenue des Sports 20, CH-1401 Yverdon-les-Bains, [pierre.krummenacher@heig-vd.ch](mailto:pierre.krummenacher@heig-vd.ch)

**Begleitung, Redaktion Kapitel 4, Grafiken**

Prof. Dr. Beat Wellig, Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, [beat.wellig@hslu.ch](mailto:beat.wellig@hslu.ch), [www.pinch-analyse.ch](http://www.pinch-analyse.ch)

Peter Liem, Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, [peter.liem@hslu.ch](mailto:peter.liem@hslu.ch), [www.pinch-analyse.ch](http://www.pinch-analyse.ch)

Donald Olsen, Hochschule Luzern – Technik & Architektur  
Technikumstrasse 21, CH-6048 Horw, [donald.olsen@hslu.ch](mailto:donald.olsen@hslu.ch), [www.pinch-analyse.ch](http://www.pinch-analyse.ch)

**Begleitung**

Raymond Morand, Helbling Beratung + Bauplanung AG  
Hohlstrasse 614, CH-8048 Zürich, [www.helbling.ch](http://www.helbling.ch)

Damian Hodel, Helbling Beratung + Bauplanung AG  
Hohlstrasse 614, CH-8048 Zürich, [www.helbling.ch](http://www.helbling.ch)

Daniel Scharfegger, Helbling Beratung + Bauplanung AG  
Hohlstrasse 614, CH-8048 Zürich, [daniel.scharfegger@helbling.ch](mailto:daniel.scharfegger@helbling.ch), [www.helbling.ch](http://www.helbling.ch)

**Im Auftrag des Bundesamt für Energie, Sektion Industrie und Dienstleistungen**

Mühlestrasse 4, CH-3063 Ittigen  
Postadresse: CH-3003 Bern  
Tel. +41 58 462 56 11, Fax +41 58 463 25 00  
[www.bfe.admin.ch](http://www.bfe.admin.ch)  
Erich Bötsch, [erich.boetsch@bfe.admin.ch](mailto:erich.boetsch@bfe.admin.ch)

Download: [www.pinch-analyse.ch](http://www.pinch-analyse.ch) oder [www.energieschweiz.ch](http://www.energieschweiz.ch)

Stand zweite Auflage: Januar 2017. Basierend auf Neuauflage Juli 2015.  
Anpassungen: Angesichts der Softwareentwicklung von PinCH 3.0 mit Fokus Energiespeicherung wurde das Kapitel 16 umgeschrieben und das Kapitel 17 wurde ergänzt.

Für den Inhalt und die Schlussfolgerungen sind ausschliesslich die Autoren dieses Handbuchs verantwortlich.

## Vorwort

Rund 20% des Energieverbrauchs in der Schweiz entfällt auf den Industriesektor, mehr als die Hälfte davon wird für Prozesswärme benötigt. In vielen Industrieunternehmen ist der Anteil Prozesswärme noch wesentlich höher, z.B. in der Chemie-, Lebensmittel- oder Papierindustrie. Für solche energieintensive Branchen ist vor dem Hintergrund steigender Energiepreise und ökologischer Anforderungen die Reduktion des Energiebedarfs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen von grossem Interesse.

Klassische Ansätze der Energie-Optimierung konzentrieren sich oft darauf, die Effizienz einzelner Apparate oder der Infrastrukturanlagen zu verbessern. Die Erfahrungen zeigen jedoch, dass die optimale Verknüpfung von Energieströmen im Gesamtsystem meist eine grössere Effizienzsteigerung bringt als die oft kostspielige Verbesserung der Wirkungsgrade einzelner Komponenten und Apparate. Hier setzt die energetische Prozessintegration an: Sie hat die Gesamtoptimierung von Prozessen zum Ziel. Die Pinch-Analyse wiederum ist ein wichtiges Werkzeug der Prozessintegration. Sie hilft, unter der Randbedingung von minimalen jährlichen Gesamtkosten, das optimale Anlagendesign zu finden, den Energieeinsatz zu optimieren und die Wirtschaftlichkeit zu verbessern. Mittels Pinch-Analyse kann der Energiebedarf von industriellen Prozessen typischerweise zwischen 10% und 40% reduziert werden. Aus wirtschaftlicher Sicht sind insbesondere die Amortisationszeiten für die Umsetzung von Massnahmen lohnend, welche häufig zwei bis drei Jahre betragen.

Die „Pinch-Offensive“ des Bundesamts für Energie (BFE) ist eine flankierende Massnahme zur Steigerung der Energieeffizienz und zur Senkung der CO<sub>2</sub>-Emissionen in der Schweizer Industrie. Das Ziel der Pinch-Offensive ist, unentdecktes wirtschaftliches Energieeinsparpotenzial in Produktionsbetrieben systematisch zu identifizieren und in konkrete Massnahmen überzuführen. Das BFE fördert im Rahmen von EnergieSchweiz verschiedene Aktivitäten im Bereich Pinch-Analysen ([www.energieschweiz.ch](http://www.energieschweiz.ch)). Das Engineering-Tool PinCH der Hochschule Luzern ist ein wichtiges Element der Pinch-Offensive. Die Software ermöglicht eine rasche Einarbeitung in die Methode sowie eine zielgerichtete und kostengünstige Durchführung von Pinch-Analysen in der Industrie. Die Prozessintegration/PinCH-Stützpunkte an der Hochschule Luzern und der Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion in Yverdon-les-Bains bieten umfassende Unterstützung bei der Durchführung von Pinch-Analysen sowie mit Kursen, Coaching, Software Support und Beratungen ([www.pinch-analyse.ch](http://www.pinch-analyse.ch)).

Dieses Handbuch führt die Leserin und den Leser Schritt für Schritt in die Pinch-Methodik ein und stellt mit Fallbeispielen aus der Schweizer Industrie den Praxisbezug her. Das Handbuch „Prozessintegration mit der Pinch-Methode“ wurde vom BFE erstmals 1998 herausgegeben und 2006 überarbeitet. Es fand als umfassendes deutschsprachiges Lehrmittel über die Grenzen hinaus viele Anwender. Im Zusammenhang mit der Software PinCH 2.0 wurde das Handbuch in den Jahren 2013/14 vollständig überarbeitet. Insbesondere die Kapitel zur Optimierung von Prozessen mit mehreren Betriebsfällen und Batch-Prozessen wurden ergänzt. Neben der früheren Ausgabe des Handbuchs bildete das Vorlesungsskript „Energie-Optimierung mit Pinch-Analyse“ [1] der Hochschule Luzern (2014) eine wichtige Basis der Überarbeitung. Insbesondere die Kapitel 2 bis 8 sind auf der Grundlage dieses Vorlesungsskripts entstanden. Angesichts der erneuten Weiterentwicklung der Pinch-Software (PinCH 3.0) wurden in der vorliegenden zweiten Auflage des Handbuchs die Kapitel 16 und 17 um das Thema Energiespeicherung ergänzt.

Dieses Handbuch wurde von ausgewiesenen Experten im Bereich Pinch-Analyse verfasst, namentlich durch Florian Brunner (Brunner Energieberatung GmbH) und Dr. Pierre Krummenacher (Haute Ecole d'Ingénierie et de Gestion in Yverdon-les-Bains). Dem Redaktionsteam gehörten ausserdem Mitarbeiter der Hochschule Luzern und der Helbling Beratung + Bauplanung AG an. Mit diesem Handbuch geben die Autoren ihr Wissen und ihre Erfahrung über die Methode und deren Anwendung weiter. Sie sind an Rückmeldungen zum Handbuch sowie über Erfahrungen in der praktischen Anwendung sehr interessiert und schätzen jede Art der Kontaktnahme.

## Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	7
2	Energetische Prozessintegration und Pinch-Analyse .....	9
2.1	Prozessintegration.....	9
2.2	Umfeld der Prozessintegration .....	9
2.3	Pinch-Analyse .....	9
2.4	Was macht die Pinch-Analyse einzigartig? .....	9
2.5	Welche Fragen beantwortet die Pinch-Analyse? .....	10
2.6	Wann wird die Pinch-Analyse angewendet?.....	11
2.7	Erfolgsbeispiele aus der Industrie .....	11
3	Benutzung des Handbuchs .....	13
4	Verfahrenstechnische Grundlagen.....	19
4.1	Erhaltungssätze und allgemeine Bilanzgleichung.....	19
4.2	Bilanzgleichungen .....	19
4.3	Beispiele zu Bilanzgleichungen.....	22
4.4	Wärmeübertragung .....	24
4.5	Exergetische Betrachtungen .....	32
4.6	Anwendungsbeispiel Entspannungsverdampfung von Obstsaftkonzentrat.....	36
5	Energy Targeting eines kontinuierlichen Prozesses .....	38
5.1	Einleitung.....	38
5.2	Definition Prozess und Anlage .....	38
5.3	Definition Ströme, Prozessanforderungen und Utility .....	38
5.4	Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm.....	39
5.5	Konstruktion der Composite Curve (CC) .....	42
5.6	Die Composite Curves (CCs).....	43
5.7	Die drei Pinch-Hauptregeln .....	43
6	Supertargeting eines kontinuierlichen Prozesses .....	45
6.1	Einleitung.....	45
6.2	Targeting der jährlichen Gesamtkosten .....	46
6.3	Supertargeting - Erkenntnisse.....	47
7	Heat Exchanger Network (HEN) .....	49
7.1	Maximum Energy Recovery HEN (MER HEN) .....	49
7.2	Prinzip und Darstellung des MER HEN.....	49
7.3	Design-Regeln für ein MER HEN.....	50
7.4	Optimierung des HEN .....	55
7.5	Einschränkungen.....	57
8	Optimierung der Energieversorgung .....	59
8.1	Einleitung.....	59
8.2	Grundlagen der Grand Composite Curve (GCC).....	60
8.3	Utility-Optimierung.....	61
8.4	Energy Conversion Units (ECUs).....	64
8.5	Utility-Optimierung und Konsequenzen für das HEN Design .....	71
9	Energiemodellierung.....	72
9.1	Einleitung.....	72
9.2	Hinterfragen der Prozessbedingungen .....	72
9.3	Definition der Prozessanforderungen.....	75
9.4	Umgang mit Sonderfällen, Tipps zur Modellierung .....	82

---

9.5	Beispiele Energiemodellierung .....	84
10	Fallbeispiel kontinuierlicher Prozess .....	87
11	Neubau vs. Sanierung .....	97
11.1	Einleitung .....	97
11.2	Warum Sanierungen von bestehenden HEN? .....	97
11.3	Arten der Retrofit-Änderungen .....	97
11.4	Überblick über die Methoden des HEN Retrofit .....	98
11.5	Methoden und Hinweise für einen manuellen Retrofit .....	98
12	Energy Targeting von mehreren gleichzeitigen Prozessen .....	100
12.1	Einleitung .....	100
12.2	Direkte Wärmeübertragung .....	100
12.3	Indirekte Wärmeübertragung .....	102
13	Energy Targeting von mehreren Operating Cases .....	111
13.1	Einleitung .....	111
13.2	Direkte Wärmeübertragung .....	111
13.3	Indirekte Wärmeübertragung .....	112
13.4	Zeitplanung .....	113
13.5	Equipment .....	114
14	Batch-Prozesse .....	115
14.1	Einleitung .....	115
14.2	Einzelner Batch-Prozess .....	115
14.3	Zyklische Wiederholung von Batch-Prozessen .....	118
14.4	Zerlegung in Time Slices (TS) .....	121
14.5	Ändernde Prozessbedingungen von Batch zu Batch .....	124
15	Energiemodellierung eines Batch-Stroms .....	125
15.1	Einleitung .....	125
15.2	Der Reaktor bzw. Behälter .....	125
15.3	Zusätzliche Regeln im Vergleich zu kontinuierlichen Prozessen .....	126
15.4	Zusätzliche Freiheiten im Vergleich zu kontinuierlichen Prozessen .....	127
15.5	Beispiel Energiemodellierung .....	131
16	Energy Targeting von Batch-Prozessen .....	133
16.1	Einleitung .....	133
16.2	Grundsatzentscheid Speicherung .....	133
16.3	Analyseperiode .....	133
16.4	Methoden und Hilfsmittel .....	134
17	Identifikation und Dimensionierung von Speichersystemen .....	138
17.1	Einleitung .....	138
17.2	Energiespeicherung .....	139
17.3	Indirect Source and Sink Profile (ISSP) .....	145
17.4	Verbesserung der Machbarkeit und Wirtschaftlichkeit .....	151
17.5	Speichervolumen, Lade-/Entladeprofil .....	154
17.6	Spezialfall Warmwasser/Stromtabelle .....	159
18	MOC Supertargeting und MOC HEN Design .....	161
18.1	Einleitung .....	161
18.2	Design-Typen .....	161
18.3	Berechnungsgrundlagen .....	162
18.4	Workflow MOC Supertargeting/HEN Design .....	163

19	Making it happen .....	164
20	Notation .....	166
20.1	Liste der wichtigsten Symbole und Einheiten .....	166
20.2	Liste der wichtigsten Abkürzungen .....	168
20.3	Glossar .....	169
21	Literaturverzeichnis .....	172

## 1 Einleitung

Industriebetriebe müssen heute vielfältige Anforderungen erfüllen. Die Prozesse sollen nicht nur maximale Wirtschaftlichkeit aufweisen, sondern auch so wenig Energie und Ressourcen wie möglich verbrauchen und geringe Emissionen erzeugen. Zudem führen steigende Energiepreise und Lenkungsabgaben dazu, dass die Erhöhung der Energieeffizienz für den Erhalt der Wettbewerbsfähigkeit unabdingbar wird.

Rund ein Fünftel des Energieverbrauchs in der Schweiz entfällt auf den Industriesektor. 55% davon gehören in die Kategorie „Prozesswärme“. Es gibt jedoch eine Vielzahl von Industriebetrieben, bei denen der Anteil Prozesswärme wesentlich höher liegt, z.B. in der Chemie-, Lebensmittel- oder Papierindustrie. Für solche energieintensive Branchen ist die Reduktion des Energiebedarfs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen von grossem Interesse.

Klassische Ansätze der Energieoptimierung konzentrieren sich meistens darauf, die Effizienz einzelner Apparate zu verbessern. Die Erfahrungen zeigen jedoch, dass die optimale Verknüpfung von Energieströmen in der Gesamtanlage meist eine grössere Effizienzsteigerung bringt als die oft kostspielige Verbesserung der einzelnen Wirkungsgrade durch rein technische Massnahmen.

**Prozessintegration** ist der gebräuchliche Oberbegriff für solche systemorientierte und integrale Methoden. Die **Pinch-Analyse** wiederum ist ein wichtiges Werkzeug der Prozessintegration: Sie hilft, unter der Randbedingung der minimalen jährlichen Gesamtkosten, das optimale Anlagendesign zu finden und damit den Energieeinsatz zu optimieren und die Wirtschaftlichkeit zu verbessern.

Die wichtigsten Grundlagen der Analyse werden in diesem Handbuch erläutert.

### Fallbeispiel Aromaproduktion

#### Ausgangslage

Abb. 1-1 zeigt ein vereinfachtes Verfahrensfliessbild einer Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung. Neben der Sprühtrocknung wird gleichzeitig eine regenerative thermische Oxidation (RTO) betrieben, in welcher Geruchsstoffe zerstört werden. Zudem wird Reinigungswasser (RW) zur Reinigung der Anlage produziert.

Das Verfahrensfliessbild zeigt einen Konzeptvorschlag mit drei Wärmeübertragern zur Wärmerückgewinnung, mit insgesamt ca. **1'300 kW** Leistung.

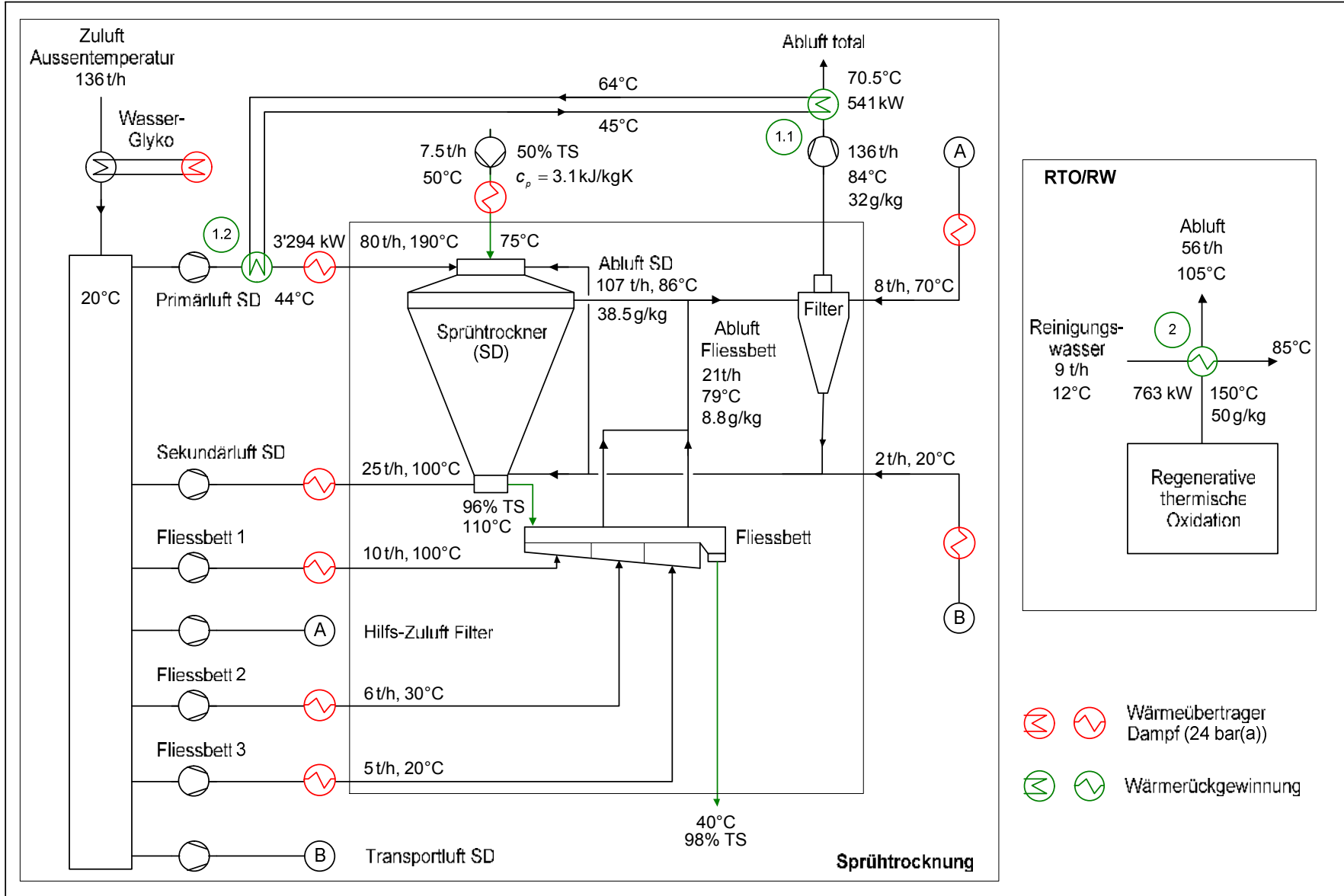
#### Fragen

- Wie gross ist die maximale Wärmerückgewinnung für diesen Prozess?
- Wie gross wird der damit verbundene minimale Energiebedarf?
- Ist die Energieversorgung bedarfsgerecht?
- Wo liegt das wirtschaftliche Optimum für die Investitions- und Energiekosten?
- Wie gross ist die wirtschaftliche Wärmerückgewinnung<sup>1)</sup>?
- Mit welchen wirtschaftlichen Massnahmen kann sie erreicht werden?

Die Pinch-Analyse beantwortet obige Fragen mit einem **systematischen und zielsicheren Ansatz**.

<sup>1)</sup> Die wirtschaftlich optimale Wärmerückgewinnung liegt bei rund 3'300 kW und kann mit 4 Wärmeübertragern erreicht werden (siehe Lösung in Kapitel 10). Kommen Sie „von Hand“ auf diese Lösung?

Abb. 1-1: Vereinfachtes Verfahrensbild zur Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung. Links: Sprühtrockner. Rechts: Regenerative thermische Oxidation (RTO) und Erwärmung des Reinigungswassers (RW).





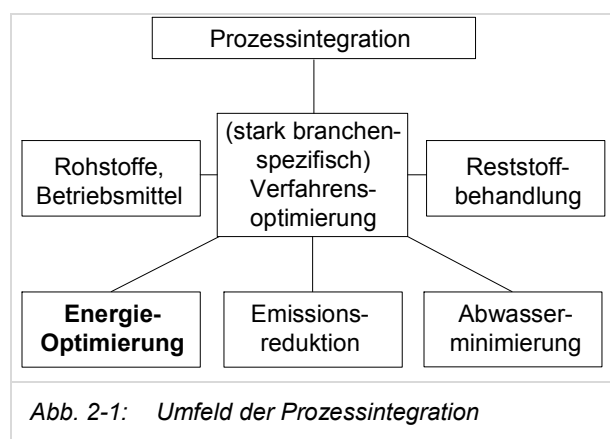
## 2 Energetische Prozessintegration und Pinch-Analyse

### 2.1 Prozessintegration

Unter Prozessintegration werden alle Methoden der integralen Prozessoptimierung verstanden. Prozessintegration ist der gebräuchliche Oberbegriff für systemorientierte und ganzheitliche Ansätze, um industrielle Prozesse und Anlagen hinsichtlich Investitions- und Betriebskosten, Energieverbrauch, Flexibilität und Emissionen zu optimieren. Ziel der Prozessintegration ist, einen Prozess bei gefordertem Durchsatz und Produktequalität mit einem minimalen Energie- und Ressourcenbedarf sowie minimalen Emissionen betreiben zu können.

### 2.2 Umfeld der Prozessintegration

Die Prozessintegration kommt im Umfeld der Verfahrenstechnik und Energietechnik zum Einsatz. Dabei wird der Energieeinsatz und/oder Stoffeinsatz bezüglich Investitions- und Betriebskosten ganzheitlich optimiert. Zentral ist die Optimierung von Prozessen, welche stark branchenspezifisch ist. In weiteren Schritten werden die Bereiche Energie, Wasser, Rohstoffe, Emissionen usw. analysiert und optimiert.



In Abb. 2-1 ist die Prozessintegration allgemein beschrieben. Im vorliegenden Handbuch steht die *energetische Prozessintegration* mit der Pinch-Analyse im Zentrum, d.h. es geht um die ganzheitliche Energie-Optimierung von Produktionsanlagen und thermischen Energiesystemen.

### 2.3 Pinch-Analyse

Die Pinch-Analyse ist das wichtigste und am weitesten entwickelte Instrument der energetischen Prozessintegration. Sie ist bei der Optimierung praktisch aller thermischen Energiesysteme anwendbar

und wurde in verschiedensten Industrien schon erfolgreich eingesetzt.

Ursprünglich entwickelt für Grossverbraucher wie Raffinerien oder Chemie-Anlagen, ist die Pinch-Analyse in den letzten Jahren auch für weitere Industriebranchen und kleinere Betriebe (KMUs) zugänglich geworden. Das Bundesamt für Energie BFE fördert die praktische Anwendung der Pinch-Analyse und hat eine beachtliche Anzahl Fallstudien, v.a. in der Papier- und Lebensmittelindustrie, (mit-)finanziert. Verschiedene Schweizer Ingenieurbüros und Hochschulen haben bis heute über 100 Pinch-Analysen in der Industrie durchgeführt.

Der **Payback** für die Umsetzung von Massnahmen beträgt typischerweise **zwei bis drei Jahre**. Die **energetischen Einsparpotenziale**, welche durch die Pinch-Analyse identifiziert werden können, liegen laut Experten in der Regel **zwischen 10 und 35%**.

### 2.4 Was macht die Pinch-Analyse einzigartig?

#### Gesamtsystem im Zentrum

Ein Prozess mit lauter optimierten Apparaten und Komponenten ist noch lange keine optimale Anlage! Bei der Pinch-Analyse geht es um das bestmögliche Zusammenspiel aller Anlagenteile inkl. Energieversorgung und somit immer um das Gesamtsystem!

Verschiedene namhafte Schweizer Anlagenhersteller haben das Potenzial der Gesamtbetrachtung erkannt und setzen bei der Optimierung ihrer Anlagen auf die Pinch-Analyse.

#### Absolute Zielwerte, physikalisch begründet

Die Pinch-Analyse ermöglicht, ausgehend von den Prozessanforderungen, die Berechnung eines physikalisch begründeten, absoluten Zielwerts (Target) bezüglich des Energiebedarfs einer Anlage. Ausgehend vom minimalen Energiebedarf kann unter der Randbedingung minimaler jährlicher Gesamtkosten das optimale Anlagen-Design entwickelt werden.

Durch die Bestimmung des absoluten Energieziels eignet sich die Methode als Bewertungsinstrument

für Bewilligungsverfahren (wie z.B. die CO<sub>2</sub>-Abgabebefreiung).

### „Target before Design“ bzw. „First time right“

Die Lernkurve gemäss Abb. 2-2 zeigt den Lerneffekt über den Verlauf der Zeit, welcher Schritt für Schritt zu einer Reduktion des Energieverbrauchs führt [2]. Die Lernschritte sind dabei immer mit Zeit und Kosten verbunden, die Reduktion des Energieverbrauchs ist nur im Vergleich zum vorherigen Stand bewertbar und das erreichbare Minimum ist nicht bekannt.

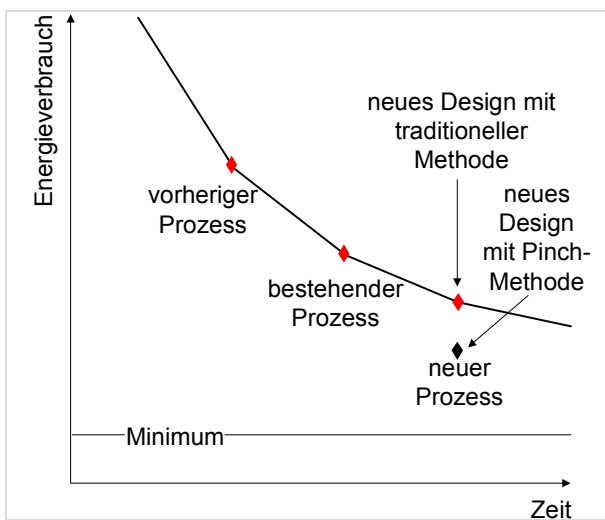


Abb. 2-2: Lernkurve.

Die Pinch-Analyse verfolgt den Grundsatz „**Target before Design**“, d.h.: Die Ermittlung der absoluten Zielwerte erfolgt bereits in der Konzeptionsphase einer neuen Anlage oder Prozesslinie. Dadurch kann von Beginn weg eine optimale Auslegung erreicht werden („**First time right**“!) und die Massnahmen können mit geringen Mehrkosten realisiert werden. Über die gesamte Lebensdauer der Anlage führt dies zu wesentlich tieferen Energiekosten.

### Systematisch und zielsicher

Bereits bei wenigen aufzuheizenden und abzukühlenden Medien entsteht eine Vielzahl von Varianten zur Platzierung von Wärmeübertragern. Oft werden einige Varianten mittels „trial and error“ überprüft oder die (örtlich) naheliegendsten Wärmeübertrager werden realisiert.

Die Pinch-Analyse ist Karte und Kompass zugleich und liefert das Regelwerk, welches für die Bestimmung von Energie- und Kostenzielen *und* für die Erarbeitung von Massnahmen nötig ist.

Die systematisch erarbeitete Datengrundlage kann häufig als Basis für Energiemanagementsysteme verwendet werden.

### Verbrauchsreduktion thermisch *und* elektrisch

Auch wenn die Pinch-Analyse primär eine Methode zur Optimierung von thermischen Energie-Systemen ist, ist sie auch für die Einsparung von Elektrizität durchaus relevant.

Die Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 – 2011 nach Verwendungszwecken ergab, dass rund 34% des Elektrizitätsverbrauchs in der Industrie für Prozesswärme genutzt wird [3]. Elektrische Widerstandsheizungen können zwar in Bezug auf Regelbarkeit und Investitionskosten Vorteile haben, die hohen Betriebskosten machen aber immer häufiger auch Umbauten zur Erwärmung mit Abwärme oder Dampf/Heisswasser wirtschaftlich. Die Pinch-Analyse liefert dabei die konzeptionelle Vorgabe der wirtschaftlichsten Umsetzung.

Durch die Reduktion z.B. des Kältebedarfs oder die Optimierung der Kälteversorgung kann direkt auch der Elektrizitätsverbrauch reduziert werden.

### 2.5 Welche Fragen beantwortet die Pinch-Analyse?

Vereinfacht gesagt beantwortet eine Pinch-Analyse folgende Fragen:

- Wie gross ist der minimal notwendige Energiebedarf bei einem vollständig optimierten Prozess?
- Wo liegt das wirtschaftliche Optimum für die Investitions- und Energiekosten?
- Mit welchen Massnahmen kann das Energieziel erreicht werden?
- Welche Energieversorgung ist für das Gesamtsystem optimal (Dampfkessel, Blockheizkraftwerk, Wärmepumpe)?
- Wie wird die Energieversorgung in das System eingebunden?

## 2.6 Wann wird die Pinch-Analyse angewendet?

Die Pinch-Analyse wird zur Optimierung von Anlagen mit Wärme- und Kältebedarf angewendet.

Das grösste Potenzial hat die Analyse in der Konzeptionsphase von **Neuanlagen**, wo schon bei kleineren Anlagen mit rund 100'000 CHF/a Kosten für thermische Energie markante Einsparungen erreicht werden können.

Bei **bestehenden Anlagen** ist die Umsetzung von Massnahmen kostenintensiver und an mehr Rahmenbedingungen gebunden. Die erreichten Einsparpotenziale von ca. 10 bis 30% sprechen aber dennoch auch bei Sanierungen für sich. Die Pinch-Analyse bei Sanierungen ist unter folgenden Bedingungen besonders vielversprechend:

- Die Kosten für thermische Energieträger betragen idealerweise mehr als 200'000 CH/a<sup>1</sup>.
- Der thermische Hauptenergiebedarf liegt in den Prozessen, nicht in der Gebäudeinfrastruktur.
- Es existieren verschiedene Heizanforderungen auf unterschiedlichem Temperaturniveau (z.B. Pasteurisation auf 75°C, Warmwasserproduktion, Vorwärmsschritte auf 40°C, Lufterhitzung auf 30°C etc.)
- Es existieren verschiedene Abwärmquellen oder Kühlanforderungen (z.B. Produktkühlung von 50°C auf 20°C, Abwasser auf 25°C, Abluft auf 50°C, Druckluftkompressorenabwärme auf 60°C, Kältemaschinenabwärme auf 45°C etc.)
- Die letzten zwei Punkte vereinfacht: Es gibt ein Wärmeangebot und Wärmebedarf. Es ist aber auf den ersten Blick nicht ersichtlich, ob und wie eine Wärmerückgewinnung (nachfolgend WRG genannt) wirtschaftlich umgesetzt werden kann.

Die Pinch-Methode wurde in der Praxis bislang v.a. für kontinuierliche Prozesse professionell genutzt.

Dies hängt neben der einfacheren Datenbeschaffung bei kontinuierlichen Prozessen u.a. auch mit dem Fehlen einer geeigneten Software für Batch-Prozesse zusammen. Das BFE hat diese Lücke erkannt und fördert darum die Entwicklung von PinCH 2.0, wodurch in Zukunft auch Batch-Produktionen einen besseren Zugang zur Methode erhalten werden.

## 2.7 Erfolgsbeispiele aus der Industrie

Die Papierindustrie ist einer der grössten Energieverbraucher der Schweiz und v.a. aus Kostengründen laufend daran (Energiekosten sind höher als Personalkosten), den spezifischen Energieeinsatz zu reduzieren. Durch eine systemorientierte Energieanalyse auf Basis der Pinch-Methode kann auch bei bereits optimierten Anlagen eine signifikante Reduzierung des Energieeinsatzes identifiziert werden, dies zeigt eine von der Model AG 2013 beauftragte Pinch-Analyse. Die dabei identifizierten Massnahmen ergaben Energieeinsparungen von ca. 10%, welche einer jährlichen Kostenreduktion von 1.5 Mio. CHF mit gut 2 Jahren Payback entspricht. Mittlerweile ist die Umsetzung einer grösseren Massnahme abgeschlossen und liefert den Erwartungen entsprechende Resultate, weitere Umsetzungen befinden sich zurzeit in der Abwicklungs- bzw. Planungsphase.

Die Givaudan SA, Hersteller von Aromen und Riechstoffen, liess mittels der Pinch-Methode ebenfalls eine Gesamtenergieanalyse erstellen. Hier zeigte sich, dass nicht nur die Produktion selbst, sondern auch die CIP-Anlagen einen erheblichen Energieverbrauch aufweisen und sich entsprechend hohe Einsparpotenziale erschliessen lassen. Die eruierten Massnahmen zeigten im Bereich der thermischen Energie ein jährliches Einsparpotenzial von ca. 20%, entsprechend einer Energieeinsparung von 8 GWh bei einer Paybackzeit von weniger als 3 Jahren. Zudem konnten gut 17% Wassereinsparungen ausgewiesen werden.

Die Lebensmittelbranche gehört energietechnisch zu den wichtigsten Industrien der Schweiz, dass auch dort hohe Energieeinsparungen möglich sind, zeigte sich bei der Hochdorf Nutritec AG. Dort

<sup>1</sup> Diese Angabe ist ein grober Richtwert und hängt stark ab von der Datengrundlage, der Komplexität und Anzahl der Prozesse, deren Betriebszeiten und Gleichzeitigkeit,

der benötigten Flexibilität in der Produktion, der räumlichen Einschränkungen etc.

wurde die Pinch-Analyse für den Neubau einer Milchpulveranlage eingesetzt.

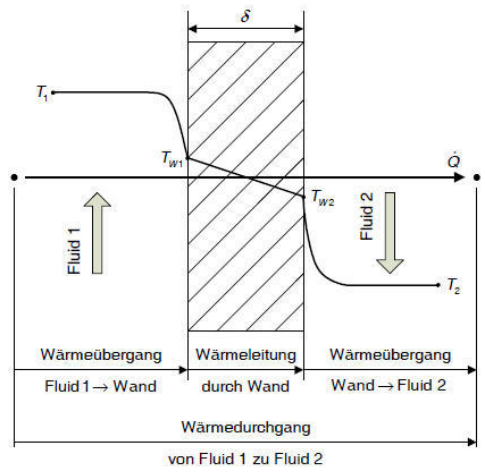
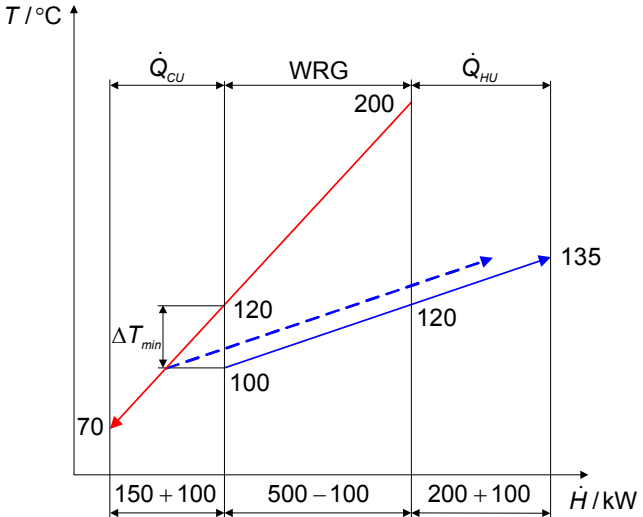
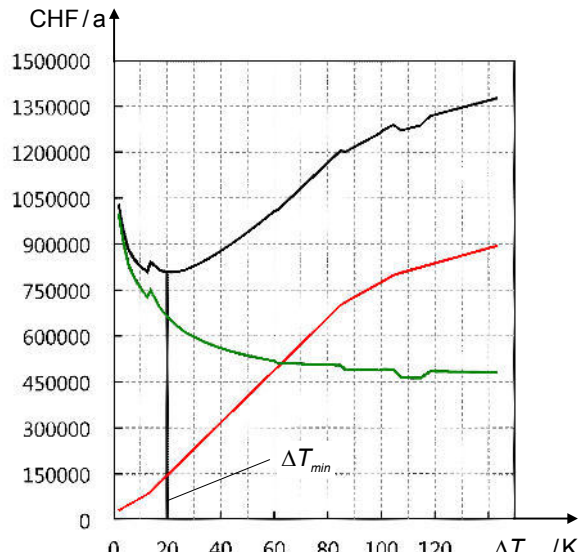
Im Unterschied zu den vorgenannten Beispielen wurde die Pinch-basierte Energieanalyse bereits im Projektierungsstadium durchgeführt. Durch die optimierte Abwärmenutzung konnte 20% thermische Energie, respektive 3500 t CO<sub>2</sub> pro Jahr eingespart werden. Karl Gschwend, Geschäftsführer der Hochdorf Nutritec AG, ist von der Pinch-Methode überzeugt: "Die Pinch-Analyse hat sich als hervorragendes Instrument erwiesen".

Auch bei den in der Lebensmittelbranche typischen Batch-Prozessen hat sich die Pinch-Methode als wirksames und zielsicheres Instrument erwiesen, wenngleich die zeitliche Variabilität der Produktionsabläufe besondere Anforderungen an die energetische Analyse und Optimierung stellt. 2013 wurde eine Pinch-Analyse bei der Brauerei Heineken in Chur abgeschlossen. Zwei aus der Studie hervorgehende Massnahmen sind bereits in der Umsetzung. Auch die Haco AG – bekannt als Kaffeehersteller - produziert im Batch-Modus. Bei der Pinch-Analyse konnte ein jährliches Einsparpotenzial von mehr als 650 kCHF, bei einer Paybackzeit von 4 Jahren, identifiziert werden. Die Umsetzung der ersten Massnahme bei Haco ist im Gange, weitere sind geplant.

### 3 Benutzung des Handbuchs

Dieses Handbuch vermittelt einen Einstieg in die Pinch-Analyse und erklärt die Methode und deren Grundsätze Schritt für Schritt anhand von vereinfachten, praxisnahen Beispielen.

Nachfolgend ist beschrieben, in welchem Kapitel welche Themen behandelt werden.

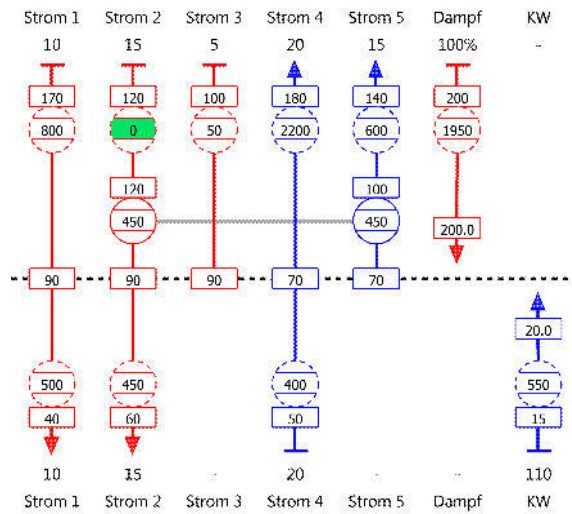
Kontinuierliche Prozesse	
<p><b>4. Verfahrenstechnische Grundlagen</b></p> <p>Im Kapitel 4 werden einige wichtige verfahrenstechnische Grundlagen vermittelt: Massen-, Stoff- und Energiebilanzen, Wärmeübertragung usw.</p> <p>Für das theoretische Verständnis der Methode, welche in den folgenden Kapiteln schrittweise erarbeitet wird, sind diese Grundlagen zentral.</p>	
<p><b>5. Energy Targeting eines kont. Prozesses</b></p> <p>Kapitel 5 beschreibt das Energy Targeting und somit die Kernidee der Pinch-Analyse: die Abbildung sämtlicher Prozessanforderungen in Form von „Strömen“. Die Ströme werden in einem Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm zu den sogenannten <b>Composite Curves</b> zusammengesetzt.</p> <p>Auf Basis der Composite Curves und der <b>minimalen Temperaturdifferenz</b> <math>\Delta T_{min}</math> können energetische Zielwerte für die WRG und den Heiz- und Kühlbedarf eines Prozesses abgeleitet werden.</p>	
<p><b>6. Supertargeting eines kont. Prozesses</b></p> <p>Die energetischen Zielwerte aus dem Energy Targeting werden im Supertargeting um wirtschaftliche Zielwerte erweitert. Dafür werden aus den Composite Curves und dem <math>\Delta T_{min}</math> Investitionskosten für das Wärmeübertrager-Netzwerk und Betriebskosten für Heizung und Kühlung vorhergesagt. In der Folge lässt sich die <b>optimale Temperaturdifferenz</b> <math>\Delta T_{min,opt}</math> ermitteln, welche die jährlichen Gesamtkosten minimiert.</p> <p>Kapitel 6 beschreibt die Berechnung der Investitions- und Betriebskosten aus den Composite Curves und erklärt die wichtigsten Zusammenhänge zwischen den Kosten und dem <math>\Delta T_{min,opt}</math>.</p>	

Kontinuierliche Prozesse

7. Wärmeübertrager-Netzwerk

In Kapitel 7 wird erklärt, wie man aus den energetischen und wirtschaftlichen Zielwerten aus den Kapiteln 5 und 6 ein praxistaugliches Wärmeübertrager-Netzwerk erarbeitet.

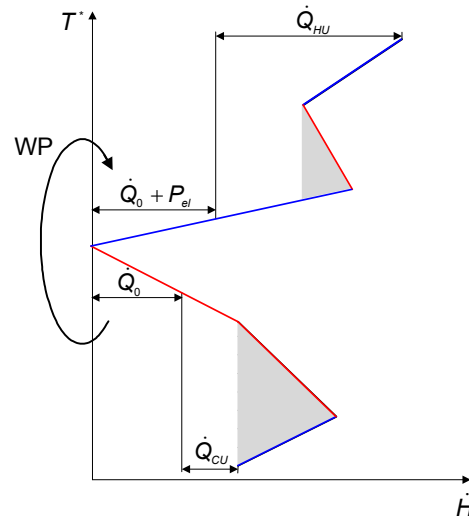
Anhand von einem einfachen Fallbeispiel werden die wichtigsten Design-Regeln von Wärmeübertrager-Netzwerken Schritt für Schritt erklärt.



8. Optimierung der Energieversorgung

Das Kapitel 8 beschreibt die Optimierung der Energieversorgung und die Integration von Energie-Umwandlungssystemen wie z.B. Wärmepumpen oder Brüdenverdichtern. Basis für die Analysen in Kapitel 8 ist die **Grand Composite Curve**.

Aus didaktischen Gründen *nach* dem Kapitel 7 platziert, ist die Energieversorgung in der Praxis dennoch *vor* dem finalen Design des Wärmeübertrager-Netzwerks zu analysieren.

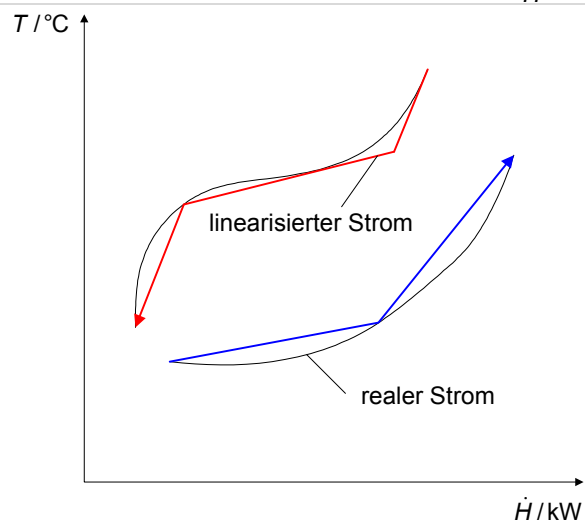


9. Energiemodellierung

Die Grundlage jeder Pinch-Analyse ist die **Stromtabelle** und somit die Auflistung der **Prozessanforderungen**. Sie entscheidet darüber, wie gut die Optimierung werden kann.

In diesem Kapitel werden die Grundprinzipien der Energiemodellierung und somit die Erarbeitung der Stromtabelle anhand einer Vielzahl von Praxisbeispielen beschrieben.

Die Ermittlung der Prozessanforderungen und deren Modellierung erfordert Prozessverständnis sowie Kenntnis der wichtigsten Grundlagen aus den Kapiteln 4 bis 8.

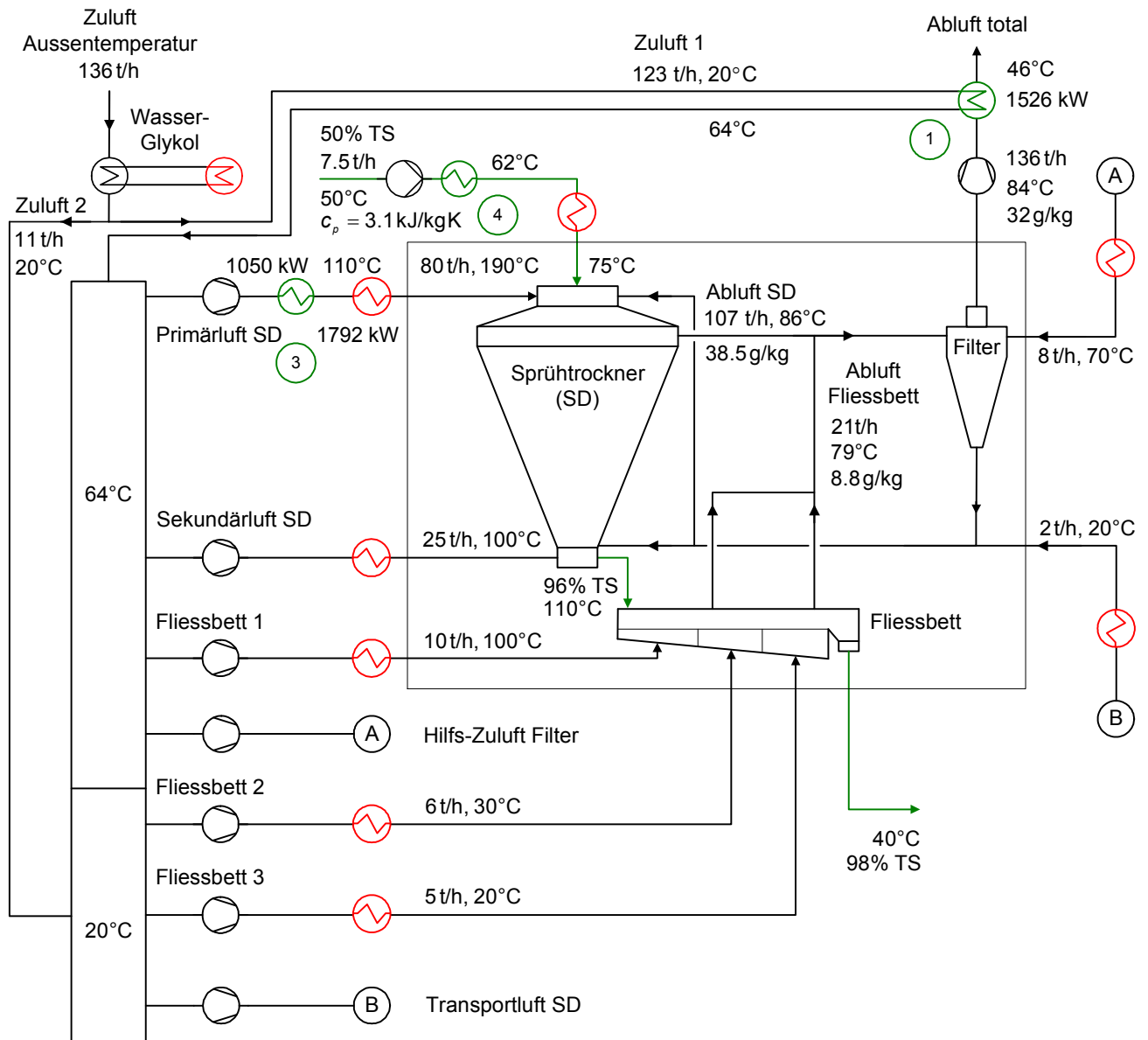


## Kontinuierliche Prozesse

### 10. Fallbeispiel kontinuierlicher Prozess

In Kapitel 10 werden die gelernten Grundlagen am Einstiegsbeispiel aus Kapitel 1 Schritt für Schritt angewendet.

Es wird insbesondere auch auf Kompromisse eingegangen, welche beim Schritt vom theoretischen Optimum zu einer technisch machbaren Lösung eingegangen werden müssen.



### 11. Neubau vs. Sanierung

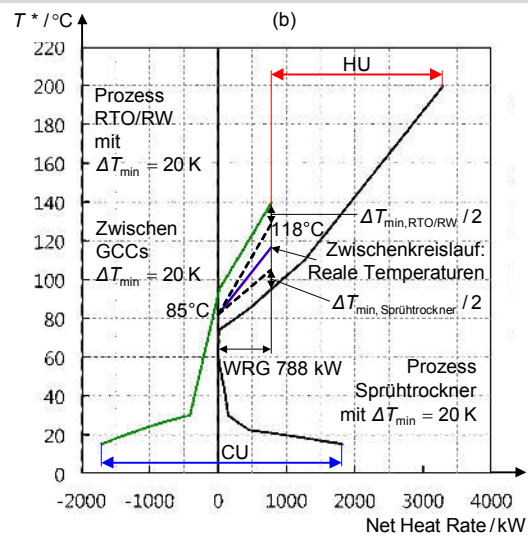
Kapitel 11 geht auf die Unterschiede zwischen einem Neubau und Sanierung ein und beschreibt Methoden und Hinweise, welche für die Pinch-Analyse bei einer Sanierung nützlich sein können.

Mehrere kontinuierliche Prozesse

12. Energy Targeting von mehreren gleichzeitigen Prozessen

Lohnt es sich energetisch, wenn mehrere gleichzeitige Prozesse untereinander Wärme übertragen oder sollten die Prozesse einzeln für sich optimiert werden? Sollen die Prozesse direkt (über einen Wärmeübertrager) oder indirekt (über einen Zwischenkreislauf) Wärme untereinander übertragen? Wie wird im Falle einer indirekten Wärmeübertragung der Zwischenkreislauf dimensioniert?

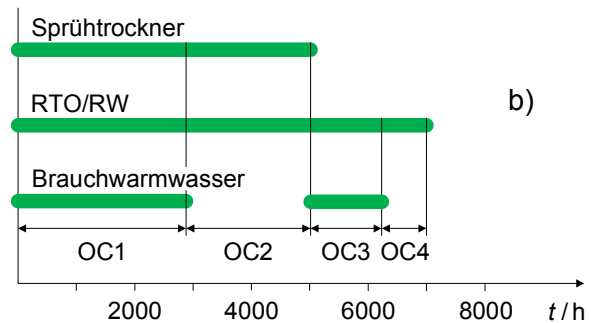
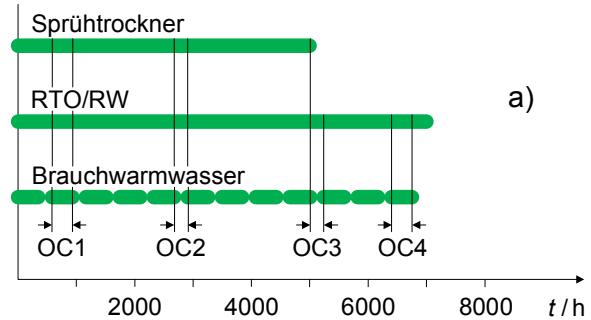
Dies sind die Fragen, welche in Kapitel 12 beantwortet werden. U.a. werden die **Split Grand Composite Curve** und das **Indirect Sources and Sinks Profile** eingeführt.



13. Energy Targeting von mehreren Operating Cases

In diesem Kapitel wird auf die Analyse und Optimierung von unterschiedlichen Betriebsfällen (**Operating Cases** oder OCs) eingegangen. Unterschiedliche Operating Cases entstehen bei zeitlicher Überlappung von Prozessen oder durch Prozesse mit variablen Betriebsbedingungen.

Aufbauend auf Kapitel 12 werden die Grundlagen der direkten und indirekten Wärmeübertragung für mehrere Operating Cases vermittelt und das Konzept der **Equipments** wird eingeführt.





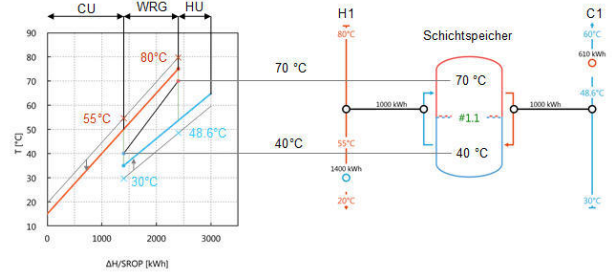


**Energiespeicherung,**

**Supertargeting für mehrere Prozesse und Batch-Prozesse, Hinweise aus der Praxis**

**17. Identifikation und Dimensionierung von Speichersystemen**

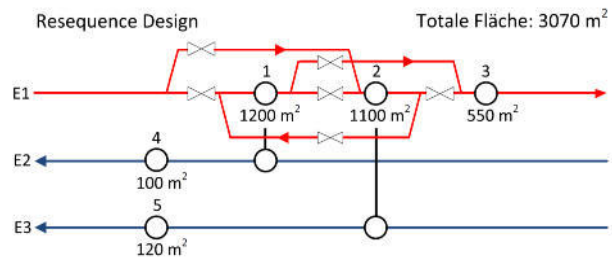
Kapitel 17 erläutert verschiedene Grundsätze der **Energiespeicherung** und stellt die Methodik des **Indirect Source and Sink Profile** vor, mit Hilfe derer Wärme- und Kältespeicher nach den Grundsätzen der Pinch-Methode identifiziert, analysiert, dimensioniert und verbessert werden können.



**18. MOC Supertargeting und MOC HEN Design**

Die direkte Wärmeübertragung in verschiedenen Operating Cases und in Batch-Prozessen kann mittels **Multiple Operating Case Supertargeting** optimiert werden.

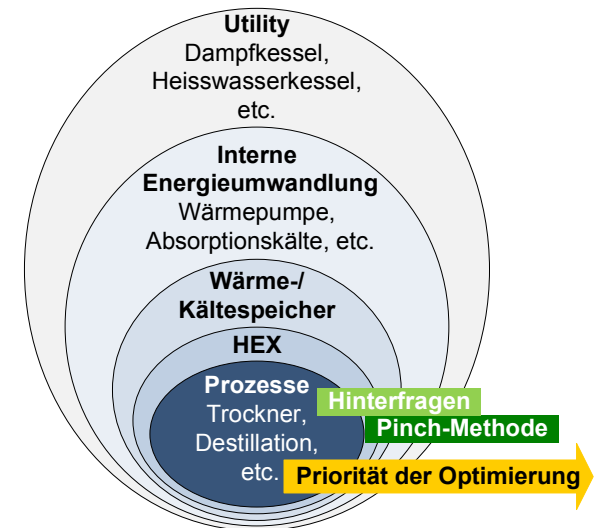
Das Multiple Operating Case Supertargeting basiert auf den Grundsätzen in Kapitel 7, zielt aber zusätzlich auf die Maximierung der **Wiederverwendung von Wärmeübertrager-Fläche** zwischen verschiedenen Wärmeübertrager-Netzwerken.



**19. Making it happen**

In diesem Kapitel wird der **Ablauf einer Pinch-Analyse in der Praxis** beschrieben und die der Analyse vorgelagerten (Datenbeschaffung und Analyse) und nachgelagerten Schritte (Machbarkeitsanalyse, Überprüfung der Wirtschaftlichkeit) werden dargestellt.

Das **Zwiebelschalen-Modell** und die Priorisierung der Optimierungsschritte werden vorgestellt.



## 4 Verfahrenstechnische Grundlagen

In der Pinch-Analyse geht es um Prozesse. Diese werden aus energetischer Sicht betrachtet. In diesem Kapitel werden dazu verschiedene Grundlagen aufgefrischt. Im Zentrum stehen

- Massen-, Stoff- und Energiebilanzen sowie
- Wärmeübertragung und Wärmeübertrager.

Mit der Kenntnis von wenigen grundlegenden Zusammenhängen kommt man bereits sehr weit.

### 4.1 Erhaltungssätze und allgemeine Bilanzgleichung

Erhaltungssätze sind in Naturwissenschaft und Technik von grosser Bedeutung. Allgemein gelten Erhaltungssätze für die Erhaltung der *Masse* (solange keine Kernreaktionen stattfinden), der *Energie* und der *elektrischen Ladung*. Zudem gilt für reversible Prozesse die Erhaltung der Entropie und für Systeme ohne äussere Kräfte die Erhaltung des Impulses.

Jeder der oben aufgeführten Erhaltungssätze führt für ein bestimmtes Bilanzgebiet zu einer **allgemeinen Bilanzgleichung** in der Form:

$$\text{Änderung der Menge im Bilanzgebiet} = \text{Zugeführte Menge} - \text{Abgeführte Menge}$$

Bei der Anwendung von Bilanzgleichungen ist folgendes Vorgehen ratsam:

- Zeichnen des Grundfliessbildes, Verfahrensflussbildes oder einer Schemaskizze des Prozesses und Einzeichnen der zugeführten und abgeführten Stoff- und Energieströme.
- Festlegen eines geeigneten Bilanzgebietes („Systemgrenze“, „Kontrollraum“). Dieses sollte so gewählt werden, dass möglichst viele der eintretenden und austretenden Ströme bezüglich Menge und Eigenschaften bekannt sind. Wärmeverluste und sonstige Verluste sind ebenfalls zu berücksichtigen.
- Aufstellen der Bilanzen für die Erhaltung der Gesamtmasse (Massenbilanz), die Erhaltung der Massen für  $N$  Komponenten

( $N-1$  Stoffbilanzen) und der Erhaltung der Energie. Mit Hilfe der Bilanzgleichungen können unbekannte Mengenströme und Eigenschaften (z.B. Konzentrationen) berechnet werden. Oft ist die Zahl der Bilanzgleichungen kleiner als die Zahl der Unbekannten.

### 4.2 Bilanzgleichungen

Bilanzierungen bilden die Basis jeder Prozessauslegung und -optimierung. Mittels Massen-, Stoff- und Energiebilanzen werden z.B. für die Pinch-Analyse fehlende Daten berechnet oder Messdaten auf ihre Plausibilität geprüft.

#### 4.2.1 Massenbilanz

Die Bilanzgleichung auf die Erhaltung der Gesamtmasse angewendet ergibt die Massenbilanz.

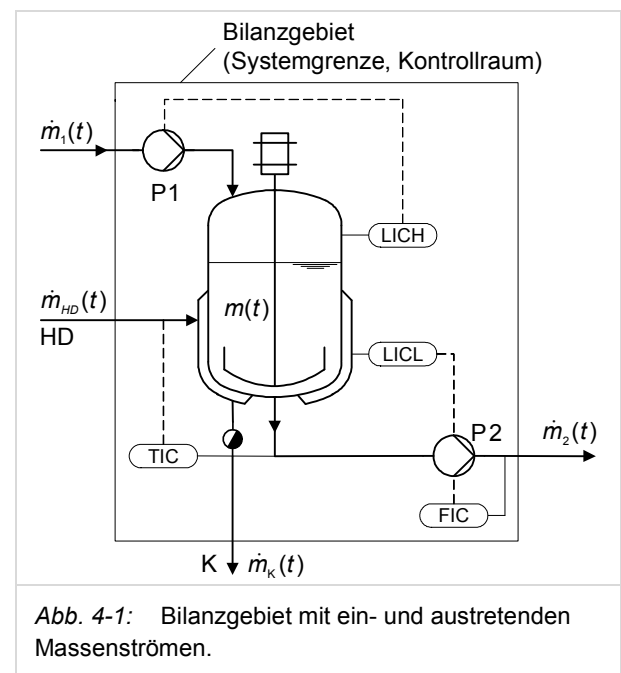


Abb. 4-1: Bilanzgebiet mit ein- und austretenden Massenströmen.

Die **Massenbilanz** lautet in der allgemeinen Form:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} \quad (4.1)$$

$dm/dt$  = zeitliche Änderung der Masse innerhalb des Bilanzgebietes

$dm/dt > 0$  bedeutet eine Zunahme und  $dm/dt < 0$  eine Abnahme der Masse im System.

$\dot{m}_{\text{ein}}$  = eintretender Massenstrom

$\dot{m}_{\text{aus}}$  = austretender Massenstrom

Für das in Abb. 4-1 dargestellte System lautet somit die Massenbilanz:

$$\frac{dm(t)}{dt} = \dot{m}_1(t) + \dot{m}_{HD}(t) - \dot{m}_2(t) - \dot{m}_K(t)$$

Für stationäre Bedingungen (Prozesse) gilt, dass die Summe der eintretenden gleich der Summe der austretenden Massenströme ist:

$$\sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} = \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} \quad (4.2)$$

#### 4.2.2 Stoffbilanzen

Verfahrenstechnische Prozesse haben meist Mehrstoff- und Mehrphasensystemen zum Gegenstand. Der Zustand solcher Systeme kann allgemein mit den thermischen Zustandsgrößen (Druck  $p$ , spezifisches Volumen  $v$ , Temperatur  $T$ ), dem Aggregatzustand der Phasen (fest, flüssig, gasförmig), der Form der Phasen (kontinuierlich, dispers) und mit den Komponentenanteilen in jeder Phase beschrieben werden. Für die Zusammensetzung von homogenen Phasen verwendet man folgende Konzentrationsmasse:

a) *Mit der Gesamtmenge als Bezugsmenge:*

$$\text{Massenanteil} \quad w_i = m_i/m$$

$$\text{Stoffmengenanteil} \quad x_i \text{ oder } y_i = n_i/n$$

( $x_i$  für Flüssigphase und  $y_i$  für Gasphase)

b) *Mit der Menge einer Bezugskomponente B als Bezugsmenge:*

$$\text{Massenbeladung} \quad X_i \text{ oder } Y_i = m_i/m_B$$

$$\text{Stoffmengenbeladung} \quad X_i \text{ oder } Y_i = n_i/n_B$$

Mit dem Volumen als Bezugsmenge erhält man die Massenkonzentration  $\rho_i$  in  $\text{kg/m}^3$  (Partialdichte) und die Stoffmengenkonzentration  $c_i$  in  $\text{mol/l}$  (in der Chemie gebräuchlich).

Setzen sich die Massenströme aus mehreren Komponenten (Stoffen) zusammen, so muss die Erhaltung der Masse jeder Komponente zutreffen. Somit erhält man für jede Komponente  $i$  mit dem Massenanteil  $w_i$  die **Stoffbilanz**:

$$\begin{aligned} \frac{dm_i}{dt} &= \frac{d(m \cdot w_i)}{dt} = \\ &= \sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} \cdot w_{i\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} \cdot w_{i\text{aus}} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Bei physikalischen Vorgängen (d.h. ohne chemische Reaktionen) bleiben die gesamte Stoffmenge und die Stoffmenge der einzelnen Komponenten  $i$  konstant. In diesen Fällen kann die Stoffbilanz auch wie folgt ausgedrückt werden:

$$\begin{aligned} \frac{dn_i}{dt} &= \frac{d(n \cdot x_i)}{dt} = \\ &= \sum_{\text{ein}} \dot{n}_{\text{ein}} \cdot x_{i\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{n}_{\text{aus}} \cdot x_{i\text{aus}} \end{aligned} \quad (4.4)$$

Durch Addition aller  $N$  Stoffbilanzgleichungen erhält man die Bilanzgleichung für die Gesamtmasse bzw. für die Gesamtstoffmenge. Neben der Massenbilanz sind darum nur  $(N-1)$  Stoffbilanzen unabhängig. Oder anders ausgedrückt: Bei  $N$  Stoffbilanzen ist die Massenbilanz gegeben.

Für stationäre Bedingungen (Prozesse) vereinfachen sich die Stoffbilanzgleichungen zu:

$$\sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} \cdot w_{i\text{ein}} = \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} \cdot w_{i\text{aus}} \quad (4.5)$$

$$\sum_{\text{ein}} \dot{n}_{\text{ein}} \cdot x_{i\text{ein}} = \sum_{\text{aus}} \dot{n}_{\text{aus}} \cdot x_{i\text{aus}} \quad (4.6)$$

Die Berechnungsgleichungen wären oftmals kompliziert, wenn man immer das gleiche Konzentrationsmass (z.B. den Massenanteil) verwenden würde. Grundsätzlich ist es empfehlenswert, die Zusammensetzung auf diejenige Komponente(n) zu beziehen, die während des betrachteten Prozesses (wenigstens näherungsweise) konstant bleibt (bleiben) (Bezugskomponente B). In diesen Fällen sollte mit Beladungen gerechnet werden. Beispiele dazu sind die feuchte Luft (Trocknungstechnik, Klimatechnik) oder die Adsorption eines Gases an Aktivkohle. Die Stoffbilanz für stationäre Prozesse lautet unter Verwendung von Beladungen:

$$\sum_{\text{ein}} \dot{m}_B \cdot X_{i\text{ein}} = \sum_{\text{aus}} \dot{m}_B \cdot X_{i\text{aus}} \quad (4.7)$$

### 4.2.3 Energiebilanz

Energie wird niemals erzeugt oder vernichtet, sondern stets umgewandelt. Die Erhaltung der Energie führt zur folgenden Bilanzgleichung:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{\text{ein}} \dot{E}_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{E}_{\text{aus}} \quad (4.8)$$

Ist die zeitliche Veränderung im Bilanzgebiet  $dE/dt \neq 0$ , handelt es sich um einen instationären Vorgang (z.B. Aufheizen beim Anfahren einer Anlage).  $E$  ist der Energieinhalt eines Systems. Für ein ruhendes System entspricht die Energie  $E$  der inneren Energie  $U$  (für inkompressible Flüssigkeiten und perfekte Gase ist  $U - U_0 = m \cdot c_v \cdot (T - T_0)$ );  $c_v$  ist die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen in J/kg K.

Die in ein Bilanzgebiet ein- und austretenden Energieströme  $\dot{E}$  setzen sich zusammen aus:

- der mit den ein- und austretenden Massenströmen transportierten Energie: Enthalpiestrom  $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$  [kJ/s = kW] mit der spezifischen Enthalpie  $h$  [kJ/kg]
- der kinetischen und potentiellen Energie (in verfahrenstechnischen Prozessen oft vernachlässigbar im Vergleich zu der thermischen Energie):  $\dot{m} \cdot c^2 / 2$  und  $\dot{m} \cdot g \cdot z$  [kW]
- der mechanischen Leistung (z.B. rotierende Wellen, Rührer):  $P_{\text{mech}}$  [kW]
- der elektrischen Leistung (z.B. elektrische Heizung oder Motoren):  $P_{\text{el}}$  [kW]
- dem Wärmestrom (Heizung, Kühlung, Wärmeverluste):  $\dot{Q}$  [kW]

Somit lautet die **Energiebilanz** (Leistungsbilanz) für instationäre Systeme ohne chemische Reaktionen und unter Vernachlässigung der Änderungen von kinetischer und potentieller Energie:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_{\text{ein}} \dot{m}_{\text{ein}} \cdot h_{\text{ein}} + \sum_{\text{ein}} P_{\text{ein}} + \sum_{\text{ein}} \dot{Q}_{\text{ein}} - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_{\text{aus}} \cdot h_{\text{aus}} - \sum_{\text{aus}} P_{\text{aus}} - \sum_{\text{aus}} \dot{Q}_{\text{aus}} \quad (4.9)$$

In der Energiebilanz ist ersichtlich, dass mit dem Fluid der Enthalpiestrom  $\dot{H} = \dot{m} \cdot h$  über die Systemgrenze fließt. Dabei ist  $h$  die spezifische Ent-

halpie des Fluids, welche druck- und temperaturabhängig ist. Die Enthalpieänderung zwischen zwei Zuständen 1 und 2 berechnet sich wie folgt:

$$h_2 - h_1 = \int_{T_1}^{T_2} c_p(T) \cdot dT \quad (4.10)$$

Dabei ist  $c_p$  die **spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck** [J/kgK]. In vielen praktischen Fällen (insbesondere wenn die Temperaturänderung nicht zu gross ist) kann  $c_p$  als konstant angenommen werden:

$$h_2 - h_1 = c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (4.11)$$

In der Energiebilanz kommen Enthalpieänderungen vor. Die Bezugstemperaturen (Nullpunkt) der spezifischen Enthalpien der einzelnen Stoffe sind in geeigneter Weise aufeinander abzustimmen. Häufig setzt man  $h = 0$  J/kg bei 0°C an. Nachfolgend sind spezifische Wärmekapazitäten von einigen Flüssigkeiten und Gasen aufgeführt:

Wasser, 20°C	$c_p = 4.185$ kJ/kg K
Milch, 20°C	$c_p = 3.940$ kJ/kg K
Ethanol, 20°C	$c_p = 2.398$ kJ/kg K
Aceton, 20°C	$c_p = 2.160$ kJ/kg K
Thermoöl Dowtherm A, 200°C	$c_p = 2.107$ kJ/kg K
Ethylenglykol/Wasser, X=30%, -10°C	$c_p = 3.561$ kJ/kg K
Luft, 20°C	$c_p = 1.007$ kJ/kg K
Luft, 200°C	$c_p = 1.026$ kJ/kg K
Wasser, Satttdampf, 100°C	$c_p = 2.077$ kJ/kg K
Methan, 25°C	$c_p = 2.219$ kJ/kg K
Rauchgas (Erdgas), 450°C	$c_p = 1.213$ kJ/kg K

Spezifische Wärmekapazitäten für eine Vielzahl von Stoffen und Stoffgemischen findet man in einschlägigen Nachschlagewerken (z.B. VDI-Wärmeatlas) oder Datenbanken.

Es werden meistens **stationäre Prozesse** betrachtet. Bei diesen ist die zeitliche Änderung der Energie innerhalb des Bilanzgebietes null ( $dE/dt = 0$ ) und die Energiebilanzgleichung vereinfacht sich zu:

Eintretende Energieströme =  
Austretende Energieströme

$$\sum_{\text{ein}} \dot{E}_{\text{ein}} = \sum_{\text{aus}} \dot{E}_{\text{aus}} \quad (4.12)$$

### 4.3 Beispiele zu Bilanzgleichungen

Die beiden nachfolgenden Beispiele sollen die Anwendung der Massen-, Stoff- und Energiebilanzgleichungen aufzeigen.

#### 4.3.1 Eindampfung einer Zuckerlösung

Dem kontinuierlich arbeitenden Verdampfer in Abb. 4-2 wird  $\dot{m}_F = 1200 \text{ kg/h}$  Zuckerlösung mit der Zusammensetzung  $w_F = 0.10$  (10 Massen-% Zucker) und der Temperatur  $T_F = 70^\circ\text{C}$  zugeführt. Durch Wärmezufuhr mittels kondensierendem Heizdampf wird die Zuckerlösung auf  $w_{Kz} = 0.15$  aufkonzentriert. Der Verdampfer arbeitet bei einem Druck von 1 bar(a),  $100^\circ\text{C}$ . Die Siedepunktserhöhung sei vernachlässigbar, Wärmeverluste ebenfalls.

Wie gross ist der Konzentrat-Massenstrom  $\dot{m}_{Kz}$  und der benötigte Heizdampf-Massenstrom  $\dot{m}_{HD}$  ?

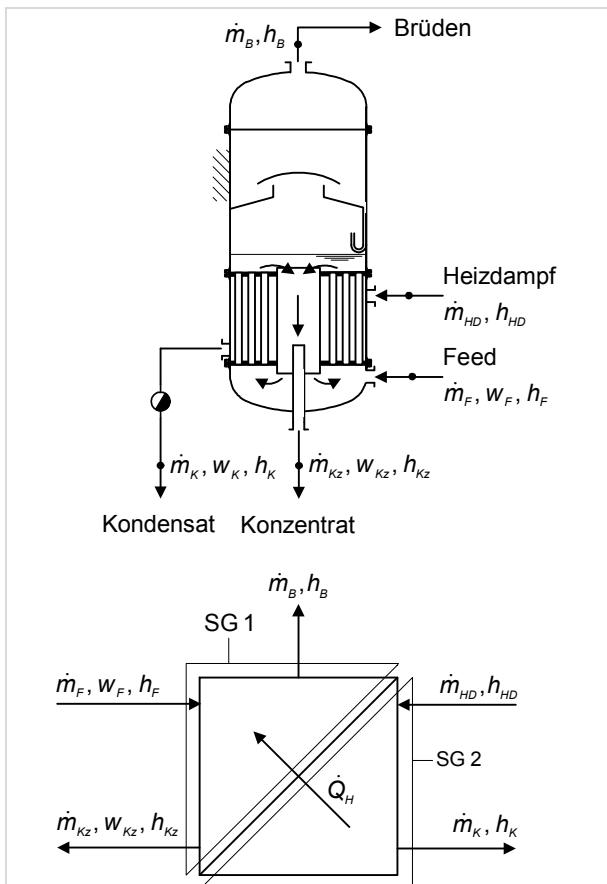


Abb. 4-2: Eindampfung einer Zuckerlösung in einem Robert-Verdampfer.

**Stoffdaten:** Der Feed und das Konzentrat können vereinfachend als Wasser betrachtet werden:  $c_p = 4.2 \text{ kJ/kg K}$ ; Verdampfungsenthalpie Lösung

$\Delta h_{VL} = 2260 \text{ kJ/kg}$ ; der Heizdampf ist Sattdampf bei 2 bar(a),  $120^\circ\text{C}$ ,  $\Delta h_{VHD} = 2200 \text{ kJ/kg}$ .

Bilanzgleichungen für SG1:

**Massenbilanz:**  $\dot{m}_F = \dot{m}_{Kz} + \dot{m}_B$

**Zuckerbilanz:**  $\dot{m}_F \cdot w_F = \dot{m}_{Kz} \cdot w_{Kz}$

**Energiebilanz:**  $\dot{Q}_H + \dot{m}_F \cdot h_F = \dot{m}_{Kz} \cdot h_{Kz} + \dot{m}_B \cdot h_B$

Bemerkung: Durch Addition der Stoffbilanzen erhält man die Massenbilanz, was in der Praxis eine gute Kontrollmöglichkeit darstellt.

Aus der Zuckerbilanz folgt für den Konzentratstrom

$$\dot{m}_{Kz} = \dot{m}_F \cdot \frac{w_F}{w_{Kz}} = 800 \text{ kg/h}, \quad \dot{m}_B = 400 \text{ kg/h}$$

Durch Umformen der Energiebilanz und Ersetzen von  $\dot{m}_{Kz}$  aus der Massenbilanz folgt:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_F \cdot (h_{Kz} - h_F) + \dot{m}_B \cdot (h_B - h_{Kz})$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_F \cdot c_p \cdot (T_{Kz} - T_F) + \dot{m}_B \cdot \Delta h_{VL} = 293 \text{ kW}$$

Für die SG2 lautet die Energiebilanz:

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_{HD} \cdot (h_{HD} - h_K) = \dot{m}_{HD} \cdot \Delta h_{VHD}$$

Daraus erhält man für den gesuchten Heizdampf-Massenstrom:

$$\dot{m}_{HD} = \frac{\dot{Q}_H}{\Delta h_{VHD}} = 480 \text{ kg/h}$$

Der Heizdampf-Massenstrom ist bezogen auf den Brüden-Massenstrom sehr gross. Durch geschickte Energie-Regeneration (Brüdenverdichtung, mehrstufige Verdampfung, Feedvorwärmung) kann der Heizdampfbedarf massiv reduziert werden.

#### 4.3.2 Trocknung von Sägemehl

Mit einem stationär arbeitenden Bandtrockner (Abbildung 4-3) werden  $20'000 \text{ kg/h}$  feuchtes Sägemehl mit einem Wasser-Massenanteil von  $w_{wG1} = 50\%$  getrocknet. Das Sägemehl soll nach der Trocknung einen Wasser-Massenanteil von  $w_{wG2} = 10\%$  aufweisen. Die Trocknungsluft hat beim Eintritt eine Temperatur von  $T_{L1} = 10^\circ\text{C}$  und eine absolute Feuchtigkeit von  $X_{L1} = 0.008 \text{ kg/kg}$  (Massenbeladung von  $8 \text{ g Wasser/kg}$  trockene Luft). Die Trocknungsluft wird in einem Wärmeübertrager mit kondensierendem Heizdampf (2 bar(a),

120°C,  $\Delta h_{VHD} = 2200 \text{ kJ/kg}$  auf  $T_{L2} = 100^\circ\text{C}$  erwärmt. Die Luft weist am Austritt eine relative Feuchtigkeit von 95% auf.

Wie gross ist der benötigte Massenstrom der Trocknungsluft sowie der erforderliche Heizdampf-Massenstrom?

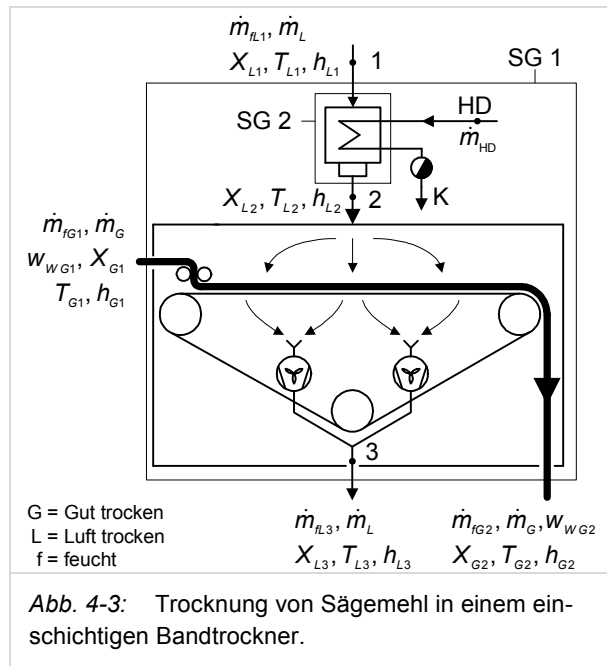


Abb. 4-3: Trocknung von Sägemehl in einem einschichtigen Bandtrockner.

Bei Trocknungsprozessen rechnet man vorteilhaft mit Massenbelastungen, da der Massenstrom des trockenen Guts  $\dot{m}_G$  und der Massenstrom der trockenen Luft  $\dot{m}_L$  konstant bleiben. Der Massenstrom des trockenen Guts  $\dot{m}_G$  kann man aus den Eintrittsbedingungen einfach berechnen:

$$\dot{m}_G = (1 - w_{WG1}) \cdot \dot{m}_{fG1} = 10'000 \text{ kg/h}$$

Die gegebenen Wasser-Massenanteile können wie folgt in Massenbelastungen umgerechnet werden (kg Wasser/kg trockenes Gut):

$$X_{G1} = \frac{\dot{m}_{WG1}}{\dot{m}_G} = \frac{\dot{m}_{WG1} \cdot w_{WG1}}{\dot{m}_{WG1} \cdot (1 - w_{WG1})} = \frac{w_{WG1}}{1 - w_{WG1}} = 1 \text{ kg/kg}$$

$$X_{G2} = \frac{\dot{m}_{WG2}}{\dot{m}_G} = \frac{w_{WG2}}{1 - w_{WG2}} = 0.11 \text{ kg/kg}$$

Umgekehrt könnte bei Bedarf aus der Massenbelastungen der Massenanteil berechnet werden, z.B. für  $w_{WG1}$  am Eintritt gilt:  $w_{WG1} = X_{G1} / (1 + X_{G1})$ .

Die Wasserbilanz lautet für die Systemgrenze 1:

$$\dot{m}_G \cdot X_{G1} + \dot{m}_L \cdot X_{L1} = \dot{m}_G \cdot X_{G2} + \dot{m}_L \cdot X_{L3}$$

$$\dot{m}_G \cdot (X_{G1} - X_{G2}) = \dot{m}_L \cdot (X_{L3} - X_{L1})$$

Der Prozess ist qualitativ im  $h, X$ -Diagramm in Abb. 4-4 dargestellt. Die Erwärmung der Luft erfolgt bei konstanter Beladung ( $X_{L1} = X_{L2}$ ); die (adiabate) Trocknung verläuft näherungsweise bei konstanter Enthalpie ( $h_{L2} = h_{L3}$ ). Mit der Information, dass die Luft am Austritt eine relative Feuchte von 95% aufweist, erhält man aus dem  $h, X$ -Diagramm deren Beladung:  $X_{L3} = 34.6 \text{ g/kg}$ . Damit kann der Massenstrom der trockenen Luft aus der Wasserbilanz für SG 1 bestimmt werden:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_G \cdot (X_{G1} - X_{G2})}{X_{L3} - X_{L1}} = 334'170 \text{ kg/h}$$

Der Massenstrom der feuchten Luft am Eintritt ist:

$$\dot{m}_{fL1} = \dot{m}_L \cdot (1 + X_{L1}) = 336'840 \text{ kg/h}$$

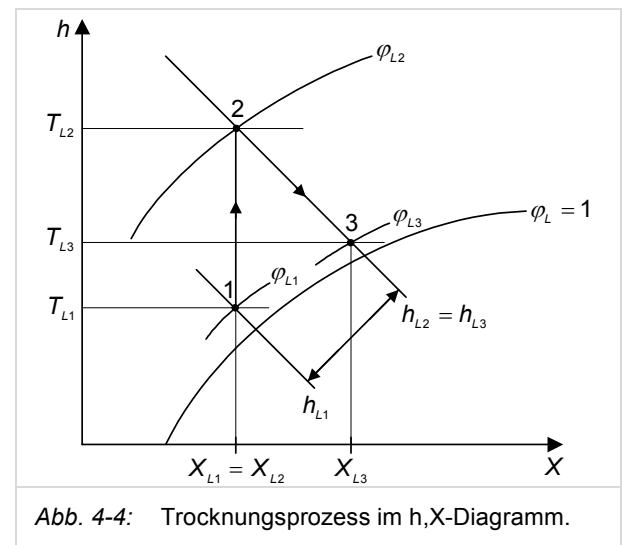


Abb. 4-4: Trocknungsprozess im  $h, X$ -Diagramm.

Der Heizdampfbedarf wird mit der Energiebilanz für die Systemgrenze 2 (SG 2) bestimmt:

$$\dot{m}_L \cdot h_{L1} + \dot{m}_{HD} \cdot h_{HD} = \dot{m}_L \cdot h_{L2} + \dot{m}_K \cdot h_K$$

$$\dot{m}_{HD} = \dot{m}_K$$

$$\dot{m}_{HD} \cdot (h_{HD} - h_K) = \dot{m}_{HD} \cdot \Delta h_{VHD} = \dot{m}_L \cdot (h_{L2} - h_{L1})$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{HD} = \frac{\dot{m}_L \cdot (h_{L2} - h_{L1})}{\Delta h_{VHD}} = \frac{\dot{Q}_{HD}}{\Delta h_{VHD}}$$

Die spezifischen Enthalpien der feuchten Luft pro kg trockene Luft können aus einem  $h, X$ -Diagramm herausgelesen werden (Abb. 4-4):  $h_{L1} = 30.1 \text{ kJ/kg}$  und  $h_{L2} = 121.9 \text{ kJ/kg}$ . Die Heizleistung ist somit

$$\dot{Q}_{HD} = \dot{m}_L \cdot (h_{L2} - h_{L1}) = 8'520 \text{ kW}$$

und der benötigte Heizdampf-Massenstrom

$$\dot{m}_{HD} = \frac{\dot{Q}_{HD}}{\Delta h_{VHD}} = 13940 \text{ kg/h.}$$

## 4.4 Wärmeübertragung

In diesem Abschnitt werden einige Grundlagen der Wärmeübertragung im Hinblick auf die Pinch-Analyse behandelt. Es werden ausschliesslich stationäre Systeme betrachtet.

### 4.4.1 Arten der Wärmeübertragung

Grundsätzlich kann Wärme auf zwei Arten übertragen werden: durch Kontakt und durch Strahlung. Im Falle des Kontaktes unterscheidet man zwischen der Wärmeübertragung durch *Leitung* und durch *Konvektion*. Es wird somit zwischen den Wärmeübertragungsmechanismen *Wärmeleitung*, *Konvektion* und *Wärmestrahlung* unterschieden.

### 4.4.2 Wärmeleitung

Wärmeleitung findet in sämtlichen Stoffen infolge eines Temperaturgefälles statt. Die stationäre Wärmeleitung durch eine ebene Wand wird mit dem 1. Fourier'schen Gesetz beschrieben:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot A \cdot (T_{W1} - T_{W2}) \quad (4.13)$$

In einer ebenen Wand ist der Wärmestrom  $\dot{Q}$  in der Wand konstant.  $\lambda$  bezeichnet die Wärmeleitfähigkeit [W/mK] und ist eine Stoffeigenschaft.  $\delta$  ist die Dicke der Wand(schicht) und  $T_{wi}$  ist die Temperatur an der entsprechenden Wandoberfläche  $i$  (siehe Abb. 4-5).

Nachfolgend ist die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  für einige Materialien aufgeführt:

Kupfer Cu:	$\lambda = 360 \text{ W/m K}$
Aluminium Al:	$\lambda = 220 \text{ W/m K}$
Stahl:	$\lambda = 50 \text{ W/m K}$
Nicht-rostender Stahl:	$\lambda = 20 \text{ W/m K}$
Wasser (20°C):	$\lambda = 0.63 \text{ W/m K}$
Luft (20°C, 1 bar(a)):	$\lambda = 0.026 \text{ W/m K}$
Wärmedämmung:	$\lambda = 0.03 \text{ W/m K}$

Für eine ebene Wand, die aus mehreren Schichten unterschiedlicher Wärmeleitfähigkeit aufgebaut ist, lässt sich der Temperaturverlauf in der Wand einfach ermitteln, wenn die Aussenwandtemperaturen bekannt sind.

Für die in Abb. 4-5 dargestellte dreischichtige Wand gilt analog zum Ohm'schen Gesetz:

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{\lambda, \text{tot}}} \cdot (T_{W1} - T_{W4}) \quad (4.14)$$

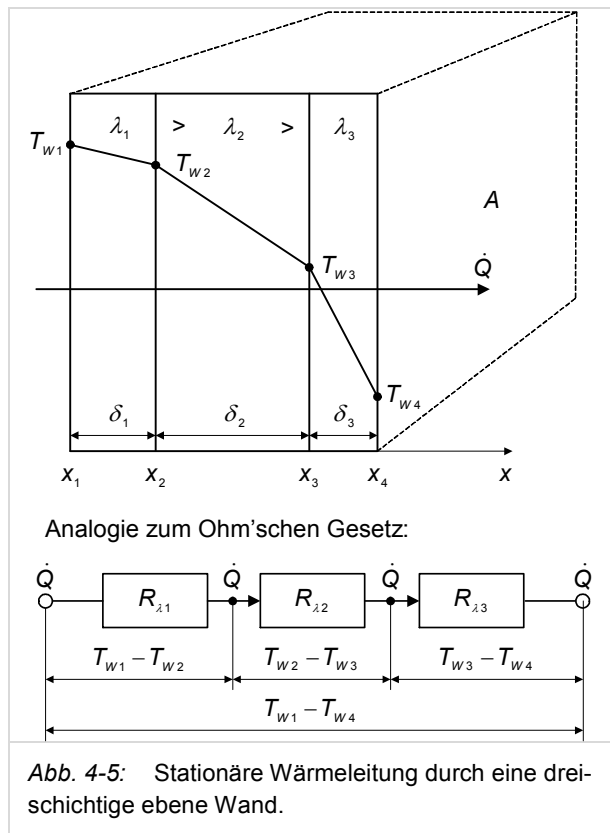


Abb. 4-5: Stationäre Wärmeleitung durch eine dreischichtige ebene Wand.

Der Gesamt-Wärmeleitwiderstand  $R_{\lambda, \text{tot}}$  [K/W] kann für diesen Fall wie folgt berechnet werden:

$$R_{\lambda, \text{tot}} = \sum R_{\lambda i} = \frac{1}{A} \cdot \left( \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) \quad (4.15)$$

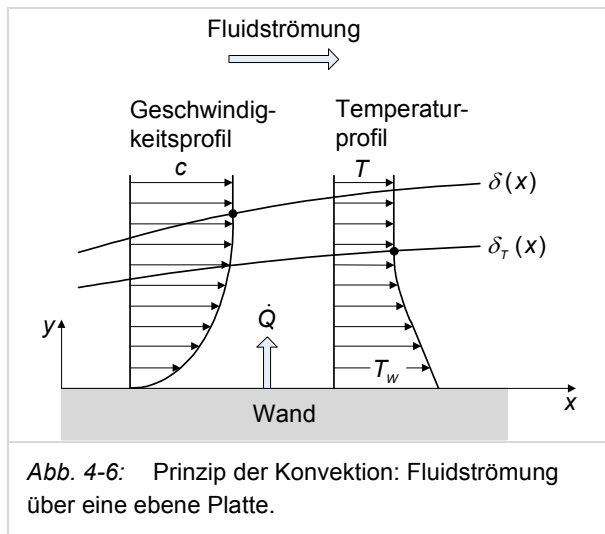
### 4.4.3 Konvektion

Unter Konvektion („Wärmeübergang“) versteht man die Übertragung von Wärme zwischen einem Fluid und einer festen Wand oder einer Phasengrenzfläche. Quer zur Strömungsrichtung existiert ein Geschwindigkeits- und Temperaturprofil im Fluid (Abb. 4-6). Das Fluid wird durch den Wärmestrom erwärmt oder abgekühlt. Dabei kann es zu Aggregatzustandsänderungen kommen (Verdampfen, Kondensieren).

Man unterscheidet aufgrund der Ursachen der Fluidströmung zwischen

- *erzwungener Konvektion*, falls die Strömung durch eine Pumpe oder einen Ventilator künstlich erzwungen wird, und
- *freier Konvektion*, falls die Strömung aufgrund von Dichteunterschieden entstanden ist.





Für den übertragenen Wärmestrom gilt nach dem Ansatz von Newton

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T_w - T) \quad (4.16)$$

Dieser Ansatz gilt als Definitionsgleichung für den **Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  in  $\text{W/m}^2\text{K}$** .  $A$  ist die Wärmeübertragungsfläche und  $(T_w - T)$  ist die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid.

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  ist von vielen Faktoren abhängig, z.B. vom Strömungszustand, von den Fluideigenschaften und von der Geometrie.  $\alpha$  wird häufig über die so genannte Nusselt-Zahl  $Nu$  ermittelt, welche ein dimensionsloses Verhältnis zwischen konvektiver Wärmeübertragung und Wärmeleitung in der Grenzschicht des Fluids darstellt. Für einphasige turbulente Strömungen durch Rohre ergeben sich z.B. Beziehungen folgender Art:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_i}{\lambda} = 0.027 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33} \quad (4.17)$$

$d_i$  ist der Rohrrinnendurchmesser,  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit des Fluids.  $Re$  ist die Reynolds-Zahl, welche den Strömungszustand charakterisiert (laminar, Übergangsbereich oder turbulent). Für eine Rohrströmung ist  $Re = c \cdot d_i / \nu$ , wobei  $c$  die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und  $\nu$  die kinematische Viskosität des Fluids ist. Die Prandtl-Zahl  $Pr$  ist eine Stoffeigenschaft des Fluids ( $Pr = \nu / a$ ,  $a = \lambda / (\rho \cdot c_p) = \text{Temperaturleitzahl in } \text{m}^2/\text{s}$ ).

Konvektion ist vereinfacht gesagt Wärmeleitung durch die Grenzschicht (Abb. 4-6). Bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten (d.h. hohen  $Re$ -Zahlen) ist die Grenzschicht dünn und  $\alpha$  entsprechend gross. Die Prandtl-Zahl ist bildlich gesprochen das

Verhältnis der Strömungsgrenzschichtdicke  $\delta(x)$  und der thermischen Grenzschichtdicke  $\delta_\tau(x)$ . Bei Gasen sind die Schichten etwa gleich gross, d.h.  $Pr \approx 1$ . Bei Flüssigkeiten hingegen ist  $Pr \gg 1$  (wesentlich besserer Wärmeübergang als bei Gasen) und bei flüssigen Metallen ist  $Pr \ll 1$ .

Was passiert mit dem  $\alpha$ -Wert, wenn die Strömungsgeschwindigkeit verdoppelt wird? – Die  $Nu$ -Zahl und der  $\alpha$ -Wert steigen um etwa Faktor 1.75 (Faktor  $2^{0.8}$ ), d.h. der Wärmeübergang wird deutlich besser. Man darf jedoch nicht vergessen, dass gleichzeitig der Druckverlust um mehr als Faktor 3 und die Pumpleistung um mehr als Faktor 6 zunimmt (Annahmen: glattes Rohr, Druckverlustverhalten nach Blasius für  $Re < 100'000$ ). Den verbesserten Wärmeübergang gibt es nicht „gratis“!

Für mehr Informationen zur konvektiven Wärmeübertragung sei auf die einschlägige Literatur verwiesen (z.B. VDI-Wärmeatlas). Nachfolgend sind Grössenordnungen von Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Bedingungen angegeben:

Luft, freie Konvektion:	$\alpha = 5 - 25 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Luft, erzw. Konvektion:	$\alpha = 25 - 250 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Wasser (flüssig):	$\alpha = 250 - 2'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Öl:	$\alpha = 50 - 1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Verdampfen:	$\alpha = 2'500 - 5'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Kondensieren:	$\alpha = 5'000 - 10'000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

Man beachte, dass die Werte für Verdampfen und Kondensieren für typische technische Anwendungen gelten. In Spezialfällen (z.B. Tropfenkondensation) können die Werte wesentlich höher sein.

#### 4.4.4 Wärmestrahlung

Jeder Körper mit einer Temperatur oberhalb von 0 K sendet Wärmestrahlung aus (elektromagnetische Strahlung). Das Stefan-Boltzmann-Gesetz beschreibt den physikalischen Zusammenhang:

$$\dot{q} = \varepsilon \cdot \sigma_s \cdot T^4 \quad (4.18)$$

$\sigma_s$  bezeichnet den Strahlungskoeffizienten und  $\varepsilon$  das Emissionsverhältnis. Die Wärmestrahlung ist technisch sehr wichtig (z.B. Verbrennungsprozesse), wird aber hier nicht weiter betrachtet.

### 4.4.5 Wärmedurchgang

Der Wärmedurchgang beschreibt den Wärmetransport von einem Fluid durch eine ein- oder mehrschichtige Wand (oder durch eine Phasengrenzfläche) an ein zweites Fluid, z.B. von einem Fluid 1 durch die Wand eines Wärmeübertragers (oder „Heat Exchanger, nachfolgend HEX genannt) an ein Fluid 2.

#### a) Ebene Wand

In Abb. 4-7 ist der Temperaturverlauf quer zur Strömung beim Wärmedurchgang durch eine ebene Wand dargestellt.

Der Wärmedurchgang besteht aus den zwei Wärmeübergängen Fluid-Wand bzw. Wand-Fluid und der Wärmeleitung durch die Wand. Mit der Analogie zum Ohm'schen Gesetz können die Gesetzmässigkeiten einfach hergeleitet werden: Der Wärmedurchgangswiderstand  $R_{tot}$  setzt sich aus den beiden Wärmeübergangswiderständen  $R_{\alpha_1}$  und  $R_{\alpha_2}$  und dem Wärmeleitwiderstand  $R_\lambda$  zusammen. Damit erhält man für die Temperaturdifferenz  $T_1 - T_2$  (entspricht der „Spannung“):

$$U = R_{tot} \cdot I$$

$$T_1 - T_2 = (R_{\alpha_1} + R_\lambda + R_{\alpha_2}) \cdot \dot{Q} \tag{4.19}$$

$$T_1 - T_2 = \frac{1}{A} \cdot \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \cdot \dot{Q}$$

Die Summe in der Klammer ist der Kehrwert des **Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  in  $W/m^2K$** :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{4.20}$$

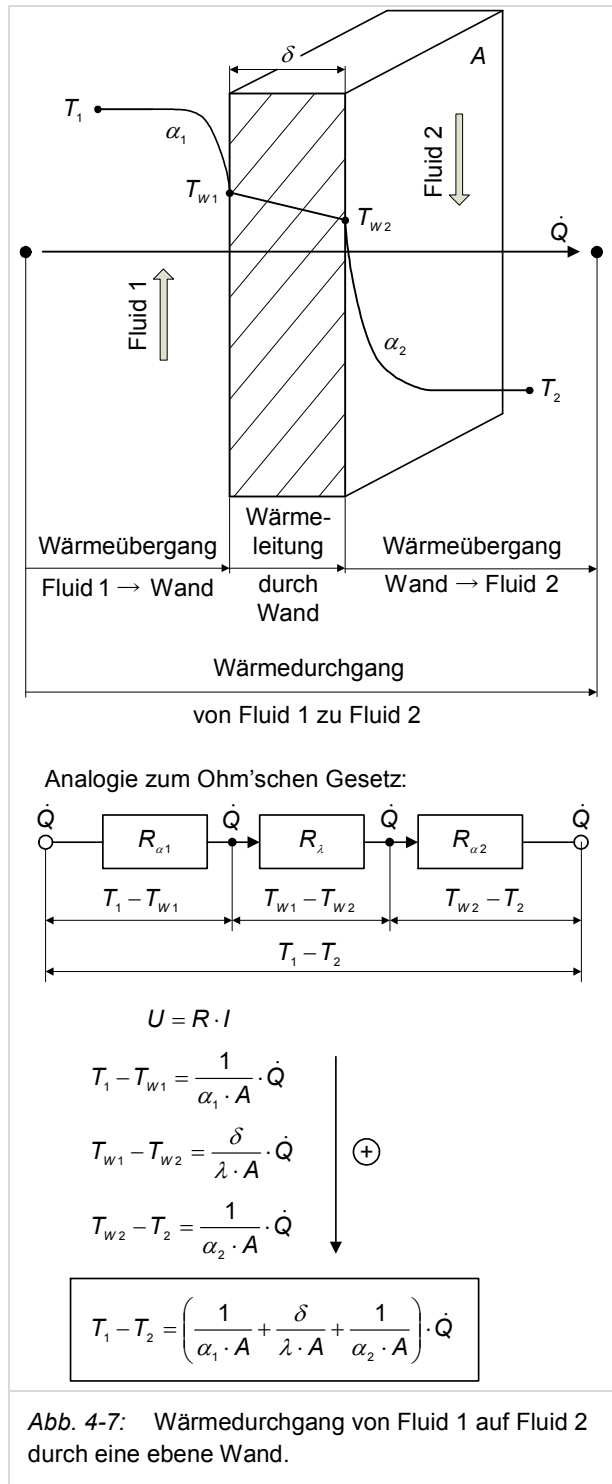
Für eine mehrschichtige ebene Wand gilt:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \tag{4.21}$$

In der Bauphysik und Gebäudetechnik wird der Wärmedurchgangskoeffizient als „U-Wert“ bezeichnet. Es ist jedoch das Gleiche gemeint.

Somit gilt für den durch die ebene Wand übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}$  :

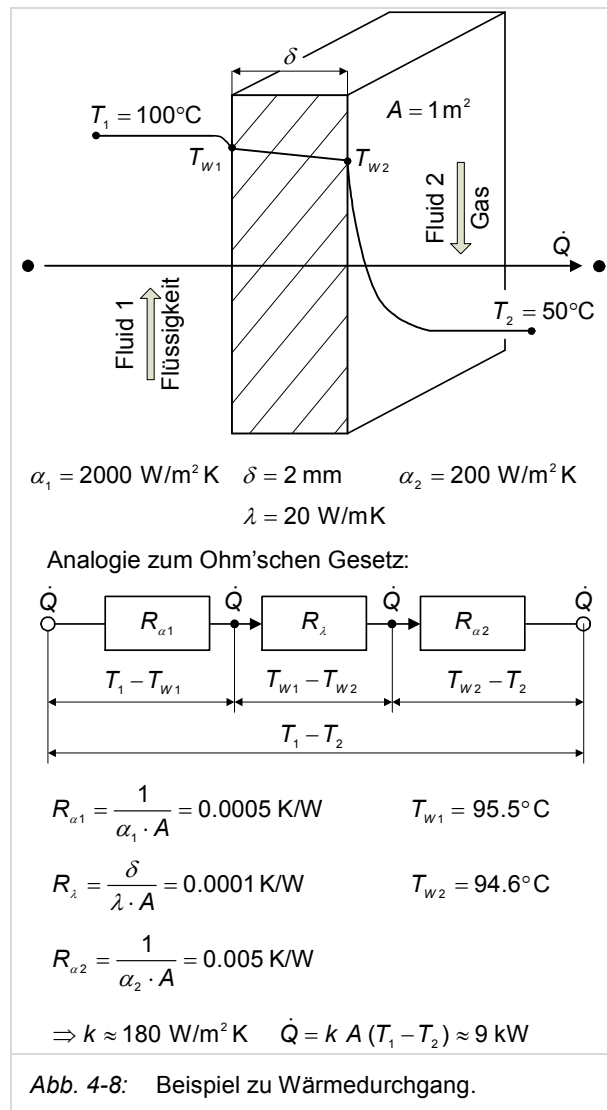
$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot (T_1 - T_2) \tag{4.22}$$



#### Beispiel: Wärmedurchgang durch ebene Wand

Es wird der Wärmedurchgang durch die ebene Wand in (Abb. 4-8) betrachtet. Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Flüssigkeitsseite ist 10-mal grösser als auf der Gasseite:  $\alpha_1 = 10 \cdot \alpha_2$ . Die Wärmeübergangswiderstände verhalten sich gerade umgekehrt:  $R_{\alpha_2} = 10 \cdot R_{\alpha_1}$ . Die

Temperaturdifferenz auf der Gasseite ist somit 10-mal grösser als auf der Flüssigkeitsseite. Der  $k$ -Wert ist  $180 \text{ W/m}^2\text{K}$  und damit kleiner als der kleinere  $\alpha$ -Wert. Für die Praxis heisst das: Will man die Wärmeübertragung verbessern, muss man auf der Seite mit dem tieferen  $\alpha$ -Wert ansetzen, z.B. durch Vergrösserung der Fläche mit Lamellen.



## b) Rohrwand

Der Wärmedurchgang von einem Fluid 1 auf ein Fluid 2 durch eine Rohrwand muss anders berechnet werden, da die Wärmeübertragungsfläche innen und aussen nicht gleich gross ist. Es wird hier nur ein „einschichtiges“ zylinderförmiges Rohr betrachtet ( $d_i$  = Innendurchmesser,  $d_a$  = Aussendurchmesser,  $L$  = Rohrlänge,  $T_{Wi}$  = Wandtemperatur innen,  $T_{Wa}$  = Wandtemperatur aussen;  $T_1 = T_i$  = Temperatur des Fluids 1 im Rohr,  $T_2 = T_a$  = Temperatur des

Fluids 2 auf Rohraussenseite (z.B. im Ringspalt eines Doppelrohr-HEX). Für die Wärmeleitung durch die Rohrwand gilt:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{\ln \frac{d_a}{d_i}} \cdot (T_{Wi} - T_{Wa}) \quad (4.23)$$

Der Wärmedurchgang von Fluid 1 auf Fluid 2 kann wie folgt berechnet werden:

$$\dot{Q} = \frac{\pi \cdot L \cdot (T_1 - T_2)}{\left( \frac{1}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a \cdot d_a} \right)} \quad (4.24)$$

Bei dünnwandigen Metallrohren kann das Glied  $\ln(d_a/d_i)/(2 \cdot \lambda)$  vernachlässigt werden. Wenn die  $\alpha$ -Werte im Rohr und um das Rohr ungefähr gleich gross sind, kann mit dem mittleren Durchmesser  $d_m = (d_i + d_a)/2$  gerechnet werden. Mit diesem mittleren Durchmesser ergibt sich:

$$\dot{Q} = k_m \cdot A_m \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.25)$$

worin

$$\frac{1}{k_m} = \frac{d_m}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_m}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{d_m}{\alpha_a \cdot d_a} \quad (4.26)$$

Mit  $A_m$  ist die mit dem mittleren Durchmesser berechnete Fläche gemeint. In der Praxis wählt man oft die Wandfläche als Bezugsfläche, an welcher der höchste Wärmeübergangswiderstand auftritt (d.h. Seite mit tieferem  $\alpha$ -Wert). Für Doppelrohr-HEX liegt der tiefere  $\alpha$ -Wert meistens auf der Aussenseite. Der Wärmestrom ist:

$$\dot{Q} = k_a \cdot A_a \cdot (T_1 - T_2) \quad (4.27)$$

Mit

$$\frac{1}{k_a} = \frac{d_a}{\alpha_i \cdot d_i} + \frac{d_a}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a} \quad (4.28)$$

### 4.4.6 Mittlere Temperaturdifferenz

Für die Auslegung von HEXs ist die korrekte Bestimmung des  $k$ -Werts von entscheidender Bedeutung. Um einen Wärmestrom  $\dot{Q}$  zu übertragen, benötigt man folgende Wärmeübertragungsfläche:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta T} \quad (4.29)$$

Doch welche Temperaturdifferenz  $\Delta T$  zwischen Fluid 1 und Fluid 2 ist einzusetzen? – Je nach Bauart einfacher HEX strömen die Fluide im **Gegenstrom** oder **Gleichstrom** (Abb. 4-9). Die Temperaturen der Fluide ändern sich während des Durchströmens, bei Aggregatzustandsänderungen reiner Stoffe bleibt die Temperatur konstant. Auch die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Fluiden ändert sich entlang der Wärmeübertragungsfläche. Beim Gleichstrom streben beide Fluide der gleichen Austrittstemperatur zu, beim Gegenstrom kann die Austrittstemperatur des kälteren Fluids höher als die des wärmeren sein.

Für konstante spezifische Wärmekapazitäten  $c_{p1}$  und  $c_{p2}$  lautet die Energiebilanz für einen HEX:

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 c_{p1} (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) &= \dot{m}_2 c_{p2} (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) \\ CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) &= CP_2 \cdot (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) \end{aligned} \quad (4.30)$$

$CP_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1}$  und  $CP_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2}$  sind die so genannten **Wärmekapazitätsströme** der beiden Fluidströme (in W/K oder kW/K).

Die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  wird für Gleichstrom- und Gegenstrom-Schaltungen über das logarithmische Mittel der Temperaturdifferenzen  $\Delta T_a$  und  $\Delta T_b$  „an den Enden“ des HEX bestimmt (siehe Abb. 4-9; Bemerkung: Es werden bewusst nicht die Indizes max/min oder ein/aus verwendet). Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ist immer kleiner als die arithmetische und berechnet sich nach der folgenden Gleichung:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} \quad (4.31)$$

*Beispiel: Vergleich zwischen Gleich- und Gegenstrom-HEX*

Die Ein- und Austrittstemperaturen der Ströme und die Wärmedurchgangskoeffizienten des Gleichstrom- und des Gegenstrom-HEX sind gleich gross. Das heisse Fluid mit  $CP_1 = 10$  kW/K kühlt sich von  $70^\circ\text{C}$  auf  $45^\circ\text{C}$  ab und im Gegenzug wird das kalte Fluid mit  $CP_2 = 12.5$  kW/K von  $20^\circ\text{C}$  auf  $40^\circ\text{C}$  erwärmt. Wie verhalten sich die HEX-Flächen  $A_{Gegen}$  und  $A_{Gleich}$  zueinander?

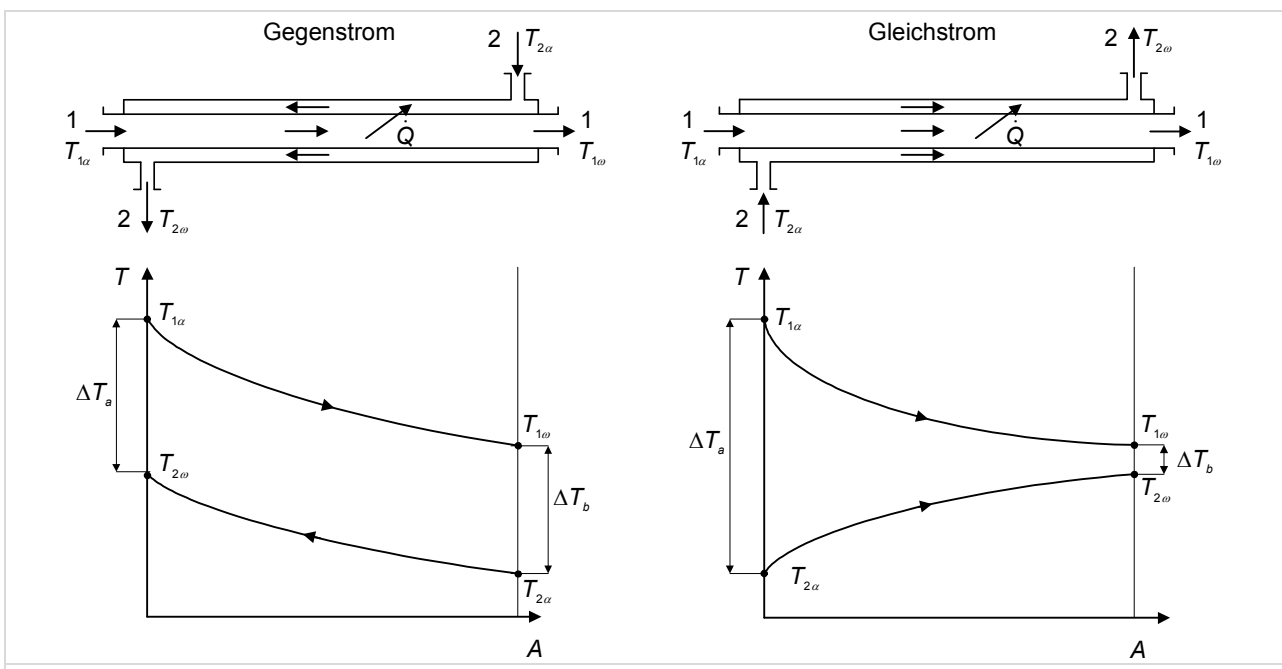


Abb. 4-9: Temperaturverläufe entlang der HEX-Fläche in einem Gegenstrom- und Gleichstrom-HEX.

Der übertragene Wärmestrom ist:

$$\dot{Q} = CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) = CP_2 \cdot (T_{2\omega} - T_{2\alpha}) = 250 \text{ kW}$$

Für den Wärmedurchgang gilt:

$$\dot{Q} = k \cdot A_{\text{Gegen}} \cdot \Delta T_{m\text{Gegen}} = k \cdot A_{\text{Gleich}} \cdot \Delta T_{m\text{Gleich}}$$

Damit erhält man für das Verhältnis der HEX-Flächen zwischen Gegen- und Gleichstrom:

$$\frac{A_{\text{Gleich}}}{A_{\text{Gegen}}} = \frac{\Delta T_{m\text{Gegen}}}{\Delta T_{m\text{Gleich}}} = \frac{27.42 \text{ K}}{19.54 \text{ K}} = 1.4$$

Die Fläche des Gleichstrom-HEX muss 40% grösser sein als die Fläche des Gegenstrom-HEX.

Vorteilhaft stellt man die Temperaturverläufe in einem **Temperatur/Enthalpiestrom-Diagramm** dar ( $T, \dot{H}$ -Diagramm, Abb. 4-10), welches zentral ist in der Pinch-Analyse. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz kann mit diesem Diagramm einfach hergeleitet werden.

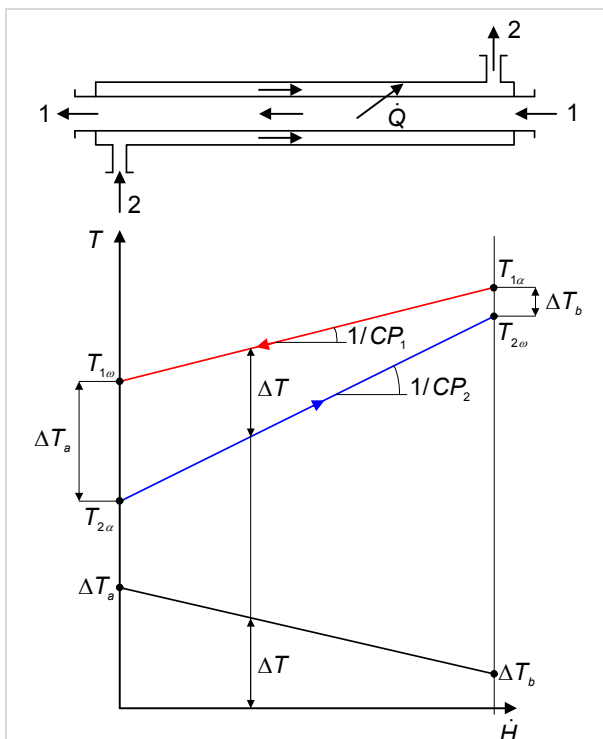


Abb. 4-10: Darstellung eines HEX im  $T, \dot{H}$ -Diagramm.

Für konstante spezifische Wärmekapazitäten  $c_{p1}$  und  $c_{p2}$  sind im  $T, \dot{H}$ -Diagramm die „Temperaturverläufe“ Geraden mit der Steigung  $1/CP_1$  und  $1/CP_2$  (Kehrwerte der Wärmekapazitätsströme) z.B. für den heißen Strom 1 gilt:

$$\dot{Q} = CP_1 \cdot (T_{1\alpha} - T_{1\omega}) \Rightarrow \frac{\Delta T_1}{\Delta \dot{Q}} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{\dot{Q}} = \frac{1}{CP_1}$$

Der Verlauf von  $\Delta T$  ist ebenfalls eine Gerade, deren Steigung einfach bestimmt werden kann:

$$\frac{d(\Delta T)}{d\dot{Q}} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\dot{Q}}$$

Durch Einsetzen des über das Flächenelement  $dA$  übertragenen Wärmestroms  $d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot \Delta T$  und anschließende Integration erhält man für den übertragene Wärmestrom  $\dot{Q}$ :

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (4.32)$$

In der Praxis hat man oft nicht „reine“ Gegenstrom- oder „reine“ Gleichstrom-HEX, sondern komplexere Schaltungen. In diesen Fällen wird die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  für den *reinen Gegenstrom* mit dem Faktor  $F_T$  korrigiert:

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \cdot F_T \quad \text{mit } 0 < F_T < 1 \quad (4.33)$$

$F_T$  ist abhängig von den dimensionslosen Verhältnissen  $R$  und  $P$ :  $F_T = f(R, P)$ . Zur Erläuterung wird der 1-2-Mantel-Rohrbündel-HEX in Abb. 4-12 betrachtet. Dieser besitzt mantelseitig einen Durchgang und rohrrseitig zwei Durchgänge. Der HEX ist also „halb“ Gleich- und „halb“ Gegenstrom.

$R$  ist das Verhältnis der Wärmekapazitätsströme der beiden Fluide ( $Ro$  = Rohrströmung [Fluid 1] und  $Ma$  = Mantelströmung [Fluid 2]):

$$R = \frac{CP_{Ro}}{CP_{Ma}} = \frac{\Delta T_{Ma}}{\Delta T_{Ro}} = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \quad (4.34)$$

$P$  ist dimensionslose Temperaturänderung („Wirkungsgrad“ des HEX):

$$P = \frac{\Delta T_{Ro}}{\Delta T_{\max}} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{T_{1\alpha} - T_{2\alpha}} \quad (4.35)$$

$F_T$  ist also nur von den Wärmekapazitätsströmen und den Ein- und Ausgangstemperaturen der beiden Fluide abhängig.  $F_T$ -Faktoren für verschiedene Schaltungen findet man z.B. im VDI-Wärmeatlas.

Für das 1-2-Design kann der  $F_T$ -Faktor aus dem Diagramm in Abb. 4-12 entnommen werden. Es gilt Folgendes:

- Für eine vorgegebene thermische Leistung benötigt ein im Gegenstrom betriebener 1-1-Mantel-Rohrbündel-HEX die geringste Wärmeübertragungsfläche.
- Alle anderen Designs haben Gleichstromanteile, wodurch die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  vermindert wird.

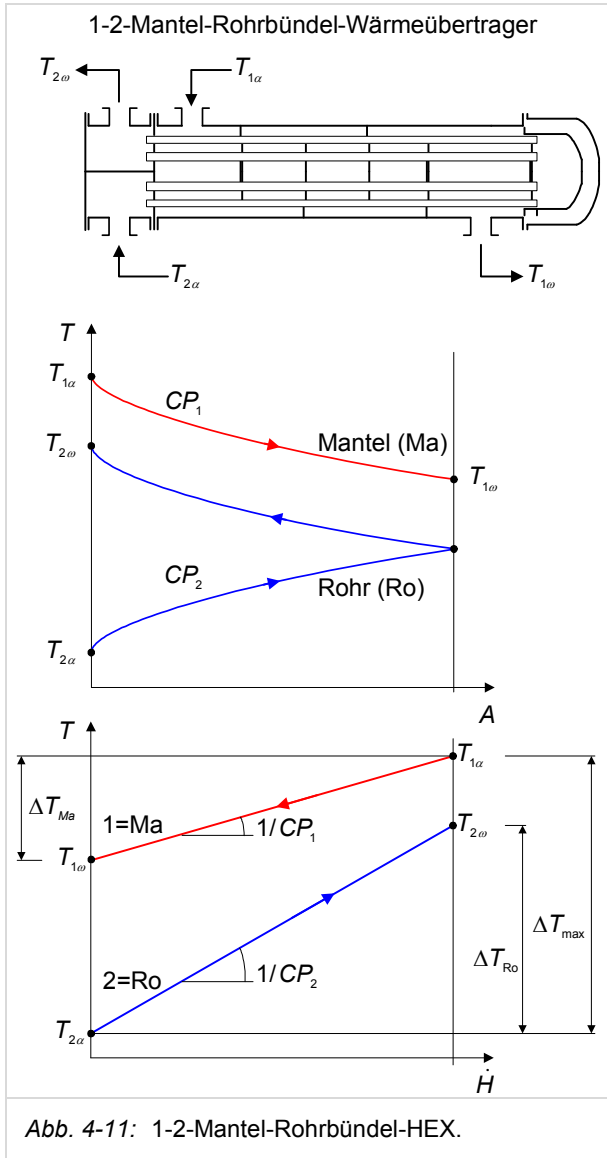


Abb. 4-11: 1-2-Mantel-Rohrbündel-HEX.

Man beachte: Je grösser  $P$  bei konstantem Verhältnis  $R$  wird, desto geringer wird  $F_T$  und desto grösser wird die benötigte HEX-Fläche  $A$ . Je niedriger  $F_T$  wird, desto ineffizienter wird der HEX. Fazit: Bereiche im Diagramm mit steiler Kurve von  $F_T$  sind zu vermeiden! Als Faustregel gilt:  $F_T = 0.75$  sollte nicht unterschritten werden!

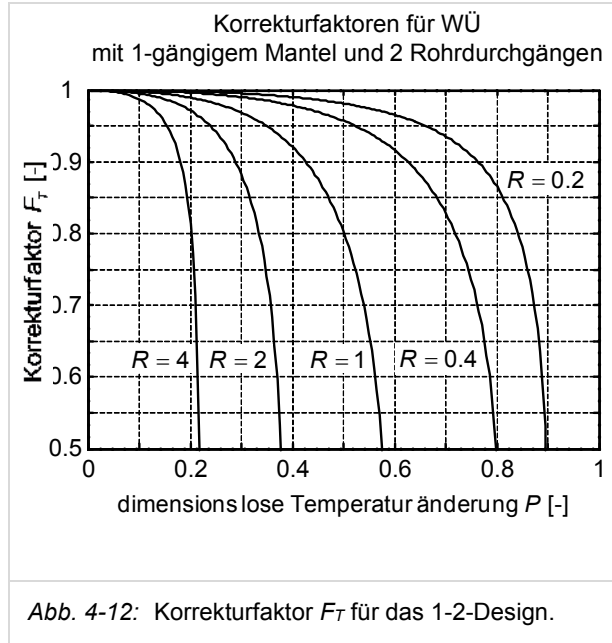


Abb. 4-12: Korrekturfaktor  $F_T$  für das 1-2-Design.

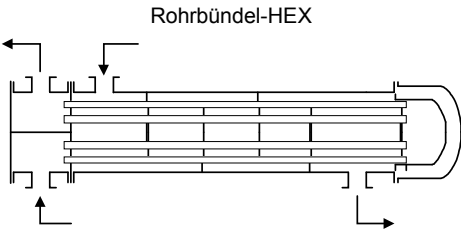
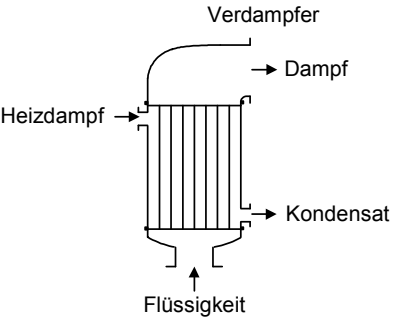
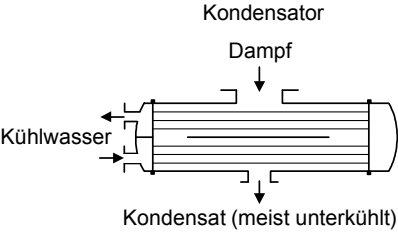
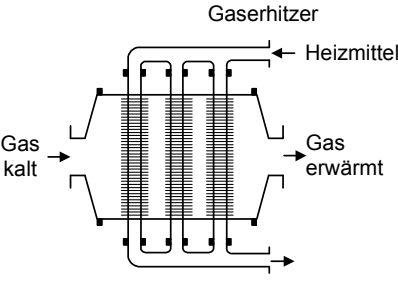
#### 4.4.7 Überschlägige Wärmedurchgangs-koeffizienten

Für eine Grobauslegung von Wärmeübertragern können für die verschiedenen Bauarten und Typen überschlägige  $k$ -Werte verwendet werden. Die folgende Tabelle zeigt einige Beispiele. Weitere Bauarten sind z.B. im VDI-Wärmeatlas zu finden.

Ein kurzes Beispiel soll die Plausibilität der Werte aufzeigen: Es wird ein Rohrbündel-HEX mit Wasser innerhalb und ausserhalb der Rohre betrachtet. Gemäss Angaben in Abschnitt 4.4.3 beträgt die Grössenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten  $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Unter Vernachlässigung des Wärmeleitwiderstands der Rohrwand und mit Berechnung des  $k$ -Werts für eine ebene Wand erhält man:

$$\frac{1}{k} \approx \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{1000} + \frac{1}{1000} \Rightarrow k \approx 500 \text{ W/m}^2\text{K}$$

In der Tabelle ist eine Spanne von  $k = 150$  bis  $1200 \text{ W/m}^2\text{K}$  angegeben, d.h. der Wert aus der sehr groben Abschätzung ist plausibel.

Bauart	Übertragungsbedingungen	Überschlägiger $k$ -Wert [ $W/m^2 K$ ]
 <p>Rohrbündel-HEX</p>	<p>Gas, innerhalb und ausserhalb der Rohre</p> <p>Flüssigkeit ausserhalb und Gas innerhalb der Rohre</p> <p>Flüssigkeit innerhalb und ausserhalb der Rohre</p> <p>Heizdampf ausserhalb und Flüssigkeit innerhalb der Rohre</p>	<p>5 bis 35</p> <p>15 bis 70</p> <p>150 bis 1200</p> <p>300 bis 1200</p>
 <p>Verdampfer</p> <p>Heizdampf → Dampf</p> <p>→ Kondensat</p> <p>↑ Flüssigkeit</p>	<p>Heizdampf ausserhalb der Rohre</p> <p>mit natürlichem Umlauf</p> <p>a) „Zähe“ Flüssigkeiten</p> <p>b) „Dünne“ Flüssigkeiten</p> <p>mit Zwangsumlauf</p>	<p>300 bis 900</p> <p>600 bis 1700</p> <p>900 bis 3000</p>
 <p>Kondensator</p> <p>Dampf</p> <p>Kühlwasser</p> <p>Kondensat (meist unterkühlt)</p>	<p>Kühlwasser innerhalb und organische Dämpfe oder Ammoniak ausserhalb der Rohre</p> <p>Dampfturbinenkondensator (reiner Wasserdampf; dünne Messingrohre)</p> <p>Man beachte: <math>k</math>-Wert nimmt mit wachsendem Inertgas-Anteil stark ab</p>	<p>300 bis 1200</p> <p>1500 bis 4000</p>
 <p>Gaserhitzer</p> <p>Gas kalt → Heizmittel</p> <p>→ Gas erwärmt</p>	<p>Wasserdampf oder Heisswasser innerhalb der Rippenrohre und Gas Ausserhalb der Rippenrohre</p> <p>a) freie Strömung (Heizkörper)</p> <p>b) erzwungene Strömung</p>	<p>5 bis 12</p> <p>12 bis 50</p>

Tab. 4-1: Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten für verschiedene HEXs (VDI-Wärmeatlas).

#### 4.4.8 Fouling

Im Betrieb kann es zu Verschmutzungen, Ablagerungen, Korrosion usw. an den Wärmeübertragungsflächen kommen. Dieser unerwünschte Vorgang verschlechtert den Wärmedurchgang und wird als „Fouling“ bezeichnet. Zum Umgang mit Fouling gibt es verschiedene Möglichkeiten, z.B.

- „Reinigung“ des Stromes: Massenkraftabscheidung, Nassabscheidung, Adsorption, thermische oder katalytische Oxidation usw.
- Fouling im HEX zulassen: Vergrößerung der Fläche, mechanische Reinigung, chemische Reinigung, Teilredundanz, Redundanz

- *Fouling im HEX minimieren*: Materialauswahl, Oberflächenbeschichtung, Strömungsoptimierung, Anpassung der Fluidgeschwindigkeit, Zugabe von Chemikalien, mechanische Entfernung der Fouling-Schicht

Rechnerisch kann die Verschlechterung der Wärmeübertragung durch einen spezifischen Verschmutzungswiderstand  $R_f$  [m<sup>2</sup> K/W] ausgedrückt werden. Bei Kenntnis des maximalen Verschmutzungswiderstandes kann die Fläche berechnet werden, die benötigt wird, um mit einem verschmutzten HEX die gleiche Leistung zu übertragen wie mit einem sauberen.

$$\frac{A_f}{A_c} = \frac{k_c}{k_f} = 1 + k_c \cdot R_f \tag{4.36}$$

Dabei ist  $k_c$  der Wärmedurchgangskoeffizient bei sauberem HEX (Index *c* für „clean“) und  $k_f$  der Wärmedurchgangskoeffizient bei verschmutztem HEX (Index *f* für „fouling“).  $A_f$  ist die Fläche, die bei Verschmutzung für die Wärmeübertragung benötigt wird,  $A_c$  ist die benötigte Fläche bei sauberem HEX. Die nachfolgende Tabelle liefert Anhaltswerte für die Verschmutzungswiderstände  $R_f$ :

Fluid	$R_f$ in $10^{-3} \text{ m}^2 \text{ K/W}$
Seewasser:	0.1 bis 0.5
Flusswasser:	0.2 bis 1.0
Abgase:	1.8
Heizöl:	0.9
Transformatorenöl:	0.2
Kältemittel:	0.2
Wasserdampf:	0.1 bis 0.2
Druckluft:	0.35

### 4.5 Exergetische Betrachtungen

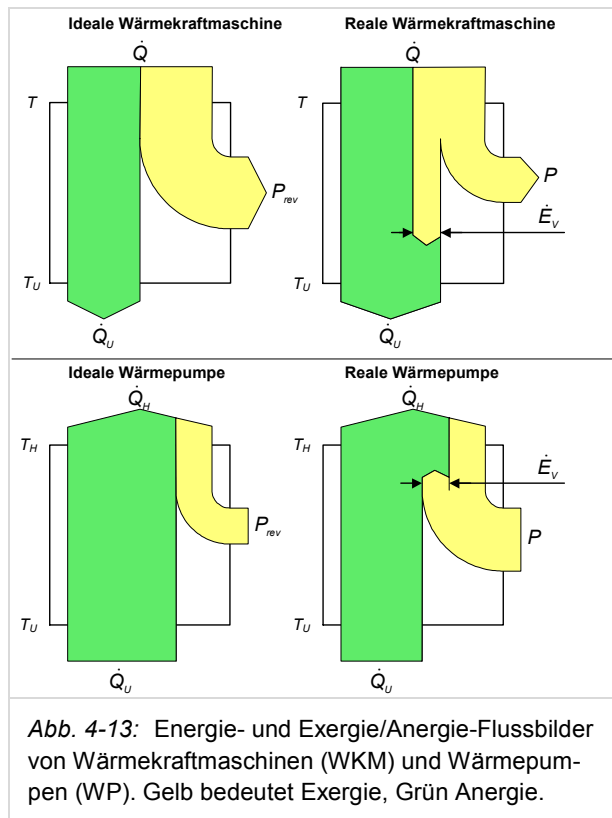
Die Thermodynamik gilt als abstrakte Theorie: Ihre beiden Hauptsätze werden mit streng definierten Begriffen formuliert. Für den 1. Hauptsatz werden die Energieformen Arbeit, Wärme und Energie der Stoffe verwendet. Für die thermodynamischen Prozessbewertungen ist der 2. Hauptsatz zuständig. Diese werden hier nicht als abstrakte Entropie-Analysen, sondern als **Exergie-Analysen** durchgeführt. Exergie-Analysen sind für technische Prozesse klar verständlich und die Ergebnisse sind einfach interpretierbar, insbesondere kann der Nutzen von Verbesserungsmöglichkeiten direkt erfasst und auch

die wirtschaftlichen Auswirkungen quantifiziert werden.

#### 4.5.1 Energie = Exergie + Anergie

Energien haben zwei Aspekte: *Quantität* und *Qualität*. Mit dem 1. Hauptsatz werden alle Energieformen bilanziert: Sie bleiben als Quantität erhalten. Man soll also nicht von *Energieverbrauch* oder *Energieverlusten* sprechen! Aber bei allen realen Energieumwandlungen geht Qualität verloren: durch Druckverlust in einem strömenden Fluid, durch ein Temperaturgefälle bei der Wärmeübertragung oder durch ein Konzentrationsgefälle bei der Stoffübertragung.

„Exergie“ ist die Arbeitsfähigkeit der Energie: Eine Energie hat so viel Exergie, wie daraus unter Mitwirkung der Umgebung Arbeit gewonnen werden kann. Mechanische und elektrische Energien bestehen vollständig aus Exergie. Dies trifft approximativ auch für chemische Energien wie die Brennstoffe zu. Diese drei gelten als hochwertige Energieformen: Verlustfrei lassen sie sich ganz in Arbeit bzw. hundertprozentig ineinander umwandeln.



Anders verhält es sich mit der Wärme und der Energie der Stoffe: Nur ein Anteil davon ist Exergie, näm-



lich deren Arbeitsfähigkeit bezüglich dem Umgebungszustand; der andere Anteil wird als „Anergie“ bezeichnet. Wärme bei Umgebungstemperatur und Fluide bei Umgebungstemperatur und -druck haben also keine Exergie. Bei Stoffgemischen hängt die Exergie zusätzlich zu Temperatur und Druck von der Zusammensetzung ab.

Der 2. Hauptsatz lässt sich nun leicht nachvollziehbar formulieren:

- Bei allen reversiblen (also verlustfreien) Energieumwandlungen bleibt die Exergie erhalten.
- Bei allen irreversiblen (realen) Prozessen geht Exergie verloren. Die Exergieabnahme wird als Exergieverlust bezeichnet.

#### a) Exergie der Wärme

Die Exergie der Wärme kann in Abhängigkeit der Temperatur der Wärme sowie der Umgebungstemperatur berechnet werden und gibt an, wie viel Nutzarbeit in der idealen (reversiblen) Wärmekraftmaschine (WKM) nach Carnot gewonnen werden kann (Abb. 4-13). Der Anergie-Anteil der zugeführten Wärme muss an die Umgebung abgeführt werden. In Leistungen ausgedrückt gilt für den Exergiestrom  $\dot{E}_Q$  des Wärmestroms  $\dot{Q}$ :

$$\dot{E}_Q = P_{rev} = \left(1 - \frac{T_U}{T}\right) \cdot \dot{Q} = \eta_c \cdot \dot{Q} \quad (4.37)$$

$\eta_c = 1 - T_U / T$  ist der **Carnot-Faktor**. Keine WKM, die zwischen  $T$  und  $T_U$  arbeitet, kann einen höheren thermischen Wirkungsgrad als  $\eta_c$  erreichen.

Für den „umgekehrten“ Prozess, die ideale Wärmepumpe (WP), gilt: Der minimale Exergiebedarf für eine Heizaufgabe entspricht der Exergie der Heizwärme bei der gewünschten Temperatur. Man sieht sofort: Je grösser der Temperaturhub ist, umso grösser ist der Exergiebedarf.

#### b) Exergie von Stoffströmen (ohne Gemische)

Stoffe und Stoffströme mit der Temperatur  $T$  und dem Druck  $p$  haben Exergie, weil aus ihnen Arbeit gewonnen werden kann bis zum Erreichen des Umgebungszustandes ( $T_U$  und  $p_U$ ). Der Exergiestrom  $\dot{E}$  eines Stoffstromes wird über die Enthalpie  $h$  und Entropie  $s$  bei den Zuständen  $T$  und  $p$  sowie  $T_U$  und  $p_U$  bestimmt:

$$\dot{E} = \dot{m} \cdot e = \dot{m} \cdot [h - h_U - T_U \cdot (s - s_U)] \quad (4.38)$$

Für die Spezialfälle inkompressible Flüssigkeiten und perfekte Gase, die ohne Druckverluste und ohne Änderung der kinetische und potentielle Energie durch einen HEX oder anderen Apparat strömen, kann die Exergiedifferenz wie folgt berechnet werden:

$$\dot{E}_2 - \dot{E}_1 = \dot{m} \cdot \left[ c_p \cdot (T_2 - T_1) - T_U \cdot c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \right] \quad (4.39)$$

Allgemeine Formeln zur Berechnung von  $\dot{E}$  sind in jedem guten Thermodynamik-Lehrbuch zu finden.

#### 4.5.2 Exergieverluste, Exergiebilanz und exergetische Wirkungsgrade

Reale technische Prozesse sind mit Entwertung der Energie, sprich Exergieverlusten behaftet. Was ist die Folge von Exergieverlusten? Dazu wird nochmals Abb. 4-13 betrachtet. Bei einer realen WKM bedeuten sie: Die erzeugte Nutzleistung ist im Vergleich zur idealen Anlage exakt um die Summe aller Exergieverluste kleiner. Bei der realen WP hingegen bedeuten Exergieverluste: Die elektrische Antriebsleistung ist exakt um die Summe aller auftretenden Exergieverluste grösser als die Antriebsleistung der idealen Anlage.

Die Exergieverluste können durch die **Exergiebilanzgleichung** bestimmt werden:

$$\begin{aligned} \dot{E}_V &= \sum_{\text{ein}} \dot{E}_e - \sum_{\text{aus}} |\dot{E}_a| = \\ &= \sum P + \sum \dot{E}_Q + \sum_{\text{ein}} \dot{m}_e \cdot e_e - \sum_{\text{aus}} \dot{m}_a \cdot e_a \end{aligned} \quad (4.40)$$

Der Exergieverluststrom  $\dot{E}_V$  ist gleich der Differenz zwischen allen eintretenden und austretenden Exergieströmen.

Das Hauptziel von Exergie-Analysen ist die Ermittlung von Exergieverlusten. Die Summe der Exergieverluste gibt eine Information über die Güte des Prozesses. Je weniger Exergie verloren geht, umso besser ist der Prozess. Für Optimierungen setzt man üblicherweise dort an, wo die grössten Exergieverluste auftreten.

Beim thermischen Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine ( $\eta_{th}$ ) und bei der Leistungszahl einer Wärmepumpe (Coefficient of Performance, COP) werden „Äpfel mit Birnen“ verglichen:

$$\eta_{th} = \frac{P}{\dot{Q}} \quad \text{und} \quad COP = \frac{\dot{Q}_H}{P} \quad (4.41)$$

Arbeit und Wärme haben nicht die gleiche Qualität! Sowohl  $\eta_{th}$  als auch der COP sind *kein* Mass für die Prozessgüte. Der exergetische Wirkungsgrad hingegen erlaubt die thermodynamisch einwandfreie Bewertung. Für die WKM ist er das Verhältnis der gewonnenen Leistung und der aufgewendeten Exergie des zugeführten Wärmestroms. Bei WP ist er das Verhältnis der Exergie der abgegebenen Heizleistung und der aufgewendeten Leistung.

*Exergetischer Wirkungsgrad einer WKM:*

$$\eta_{exWKM} = \frac{P}{\dot{E}_Q} = 1 - \frac{\sum \dot{E}_V}{\dot{E}_Q} = 0 \dots 1 \quad (4.42)$$

*Exergetischer Wirkungsgrad einer WP:*

$$\eta_{exWP} = \frac{\dot{E}_{QH}}{P} = 1 - \frac{\sum \dot{E}_V}{P} = 0 \dots 1 \quad (4.43)$$

Exergie-Analysen sind ein hervorragendes Werkzeug zur Analyse von Prozessen. Im Gegensatz zur rein energetischen Betrachtungsweise können Verlustherde eruiert und quantifiziert werden. Sie zeigen unmissverständlich auf, wo der Hebel für Effizienzsteigerungen angesetzt werden muss. Prozesse sollten, soweit es das Kriterium der Wirtschaftlichkeit erlaubt, einem reversiblen Prozess angepasst werden. In anderen Worten: Das Ausmass der unvermeidlichen Exergieverluste sollte minimiert bzw. optimiert werden.

#### 4.5.3 Exergieverlust bei der Wärmeübertragung

Für die Übertragung eines Wärmestroms  $\dot{Q}$  durch eine Wand mit der Fläche  $A$  ist ein Temperaturgefälle  $\Delta T$  erforderlich (Abbildung 4-14).

Durch das  $\Delta T$  entsteht ein Exergieverluststrom  $\dot{E}_V$ , der von der Temperatur  $T$ , dem Temperaturgefälle  $\Delta T$  und der Umgebungstemperatur  $T_U$  abhängt:

$$d\dot{E}_V = T_U \cdot \frac{dT}{T^2} \cdot d\dot{Q}$$

$$\dot{E}_V = \dot{E}_{Q1} - \dot{E}_{Q2} = T_U \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1 \cdot T_2} \cdot \dot{Q} \quad (4.44)$$

oder als Näherung:  $\dot{E}_V \approx T_U \cdot \frac{\Delta T}{T^2} \cdot \dot{Q}$

Die Berechnung der Exergie erfolgt mit Temperaturen in Kelvin ( $0^\circ\text{C} = 273.16 \text{ K}$ ). Diese Gleichung ergibt das wichtige Ergebnis, dass der Exergieverluststrom der Wärmeübertragung proportional zum

Temperaturgefälle  $\Delta T$  ist und approximativ umgekehrt proportional zum Quadrat der Temperatur  $T$  (wenn  $\Delta T$  klein gegenüber  $T$ ). In anderen Worten: Ein bestimmtes  $\Delta T$  ist bei hohen Temperaturen (z.B. Verbrennungsprozess) wesentlich weniger „schädlich“ als bei tiefen Temperaturen (z.B. Kälteanlage).

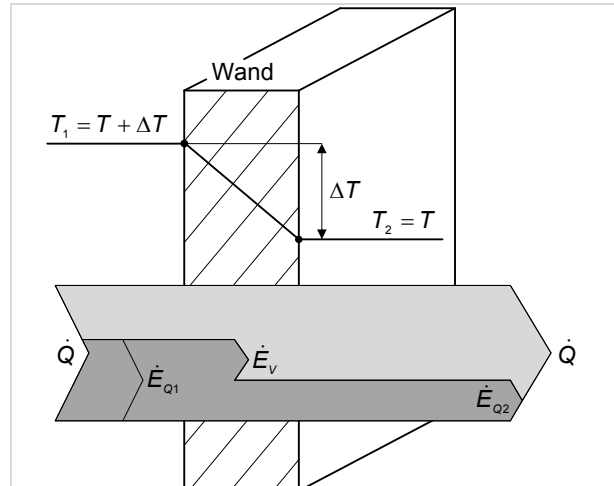
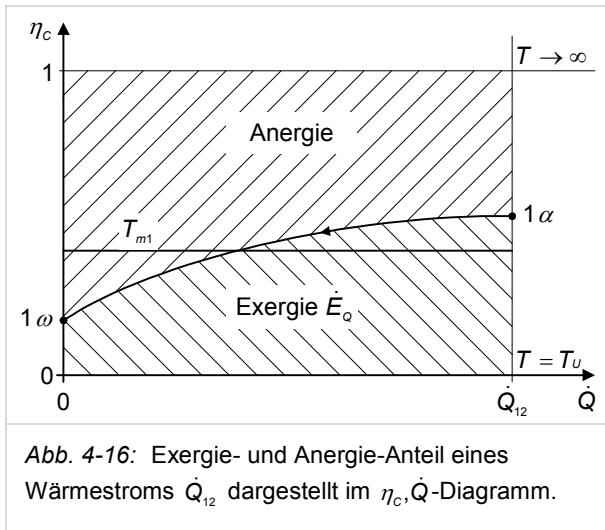


Abb. 4-15: Energie- und Exergieflussbild der Wärmeübertragung durch eine ebene Wand.

In einem HEX findet die Wärmeübertragung von Fluid 1 auf Fluid 2 meistens nicht bei konstanten Temperaturen statt. Für die Temperaturverläufe  $T_{1\alpha} \rightarrow T_{1\omega}$  und  $T_{2\alpha} \rightarrow T_{2\omega}$  können dann die thermodynamischen Mitteltemperaturen eingesetzt werden. Zum Beispiel für ein Fluid 1, dass von  $T_{1\alpha}$  auf  $T_{1\omega}$  abgekühlt wird (Abb. 4-16), ist die thermodynamische Mitteltemperatur der Wärmeabgabe:

$$T_{m1} = \frac{T_{1\alpha} - T_{1\omega}}{\ln \frac{T_{1\alpha}}{T_{1\omega}}} \quad (4.45)$$



Sehr anschaulich ist auch die Darstellung im  $\eta_c, \dot{Q}$ -Diagramm (Abb. 4-16). Aus der Grundformel zur Berechnung des Exergieverlusts des Wärmestroms sieht man unmittelbar, dass die Fläche unter der Kurve dem übertragenen Exergiestrom und die Fläche oberhalb dem Anergiestrom entspricht.

In der Praxis hat man oft geringe Temperaturspreizungen und die thermodynamische Mitteltemperatur liegt sehr nahe an der arithmetischen Mitteltemperatur. Zur Veranschaulichung ein Beispiel:

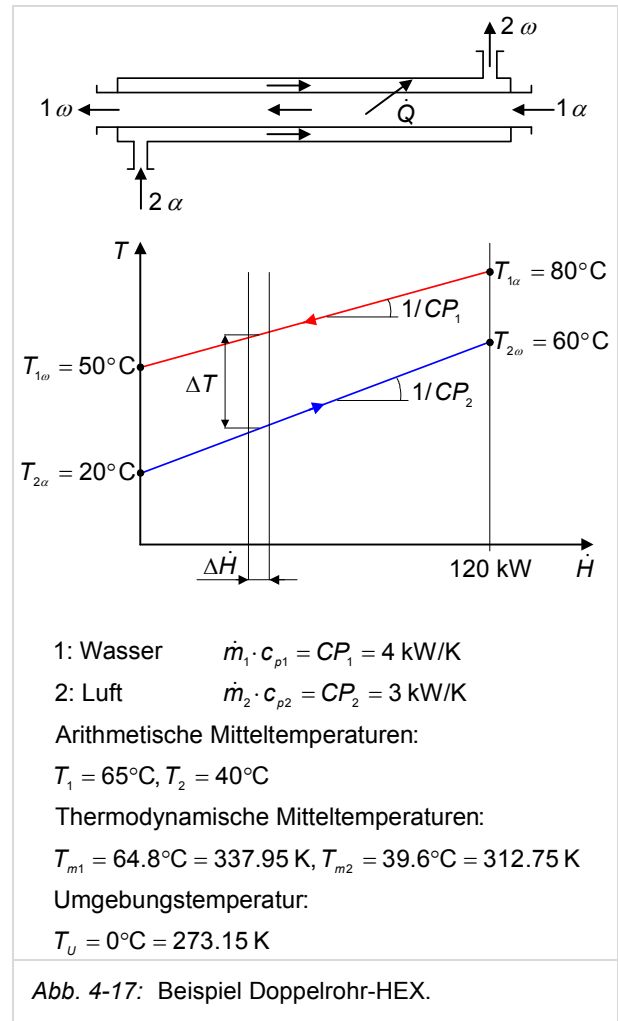
**Beispiel: Exergieverlust eines Doppelrohr-HEX**

Es wird der Abb. 4-17 dargestellte Doppelrohr-HEX betrachtet. Alle benötigten Daten sind in der Abbildung aufgeführt. Der Exergieverlust dieses HEX kann auf verschiedene Arten berechnet werden.

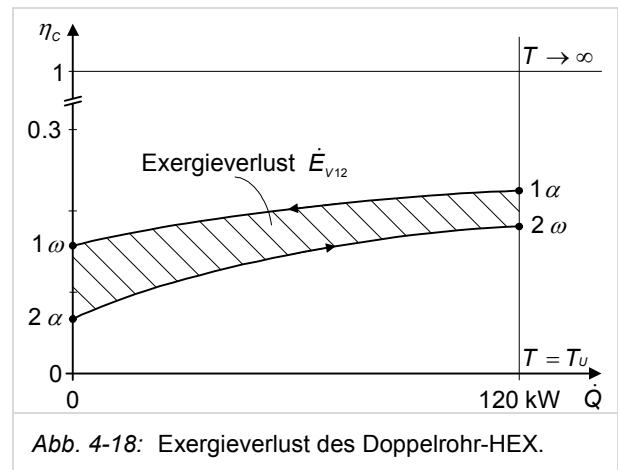
$$\dot{E}_V = T_U \cdot \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} \cdot T_{m2}} \cdot \dot{Q} = 7.8 \text{ kW} \quad (4.46)$$

Eine andere Möglichkeit ist die Exergiebilanz über den gesamten HEX:

$$\begin{aligned} \dot{E}_V &= \dot{m}_1 \cdot (e_{1\alpha} - e_{1\omega}) + \dot{m}_2 \cdot (e_{2\alpha} - e_{2\omega}) = \\ &= CP_1 \cdot \left( T_{1\alpha} - T_{1\omega} - T_U \cdot \ln \frac{T_{1\alpha}}{T_{1\omega}} \right) + \\ &+ CP_2 \cdot \left( T_{2\alpha} - T_{2\omega} - T_U \cdot \ln \frac{T_{2\alpha}}{T_{2\omega}} \right) = 7.8 \text{ kW} \end{aligned} \quad (4.47)$$



Das Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung verursacht einen Exergieverluststrom von 7.8 kW. Je grösser das Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung, umso grösser der Exergieverlust. Im Gesamtprozess muss dieser durch Zufuhr von Exergie (Erdgas, Strom) gedeckt werden.



#### 4.6 Anwendungsbeispiel Entspannungsverdampfung von Obstsaftkonzentrat

Das Grundlagenkapitel wird mit einem Fallbeispiel abgeschlossen (Abb. 4-19). Ein Obstsaftkonzentrat tritt nach einem Pasteurisierungsvorgang mit Siedezustand (115°C) zur raschen Abkühlung in einen Entspannungsverdampfer ein. Mit dem kondensierenden Brüdenndampf wird der Obstsaft im HEX1 von 40°C auf 70°C vorgewärmt. Die Siedepunkterhöhung beträgt 5 K (d.h. die Siedetemperatur des Obstsaftes ist 5 K höher als die Siedetemperatur von reinem Wasser bei gleichem Druck). Die Umgebungstemperatur ist 20°C. Es sind folgende Größen zu berechnen:

- Temperatur nach der Entspannung,
- die aus den Brüden „regenerierte“ Wärmeleistung bzw. die prozentual eingesparte Wärmeleistung im Vergleich zum Fall ohne Vorwärmung,
- die HEX-Fläche des Feedvorwärmers (HEX1), wenn die  $\alpha$ -Werte für den Feed 1600 W/m<sup>2</sup>K und für die kondensierenden Brüden 5000 W/m<sup>2</sup>K betragen sowie
- der Exergieverluststrom des Feedvorwärmers (HEX1).

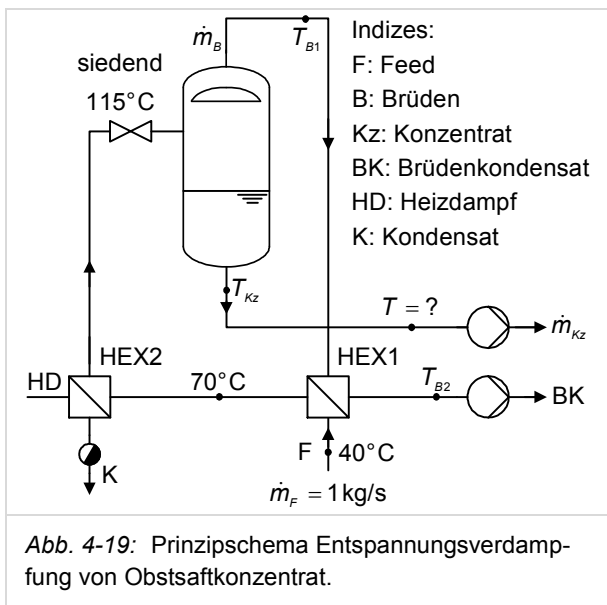
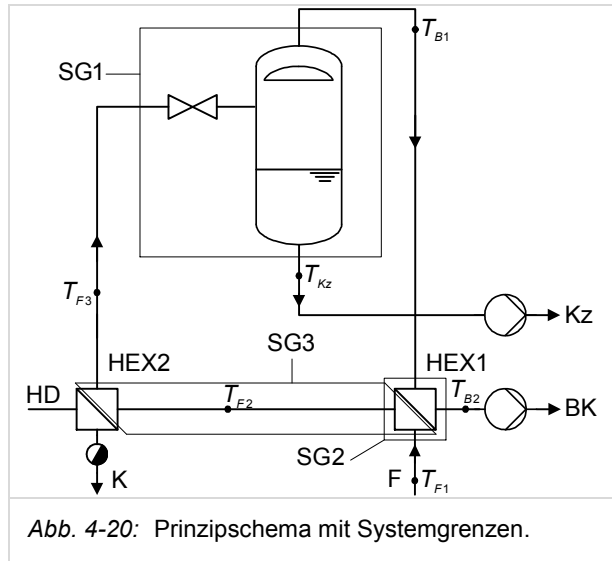


Abb. 4-19: Prinzipschema Entspannungsverdampfung von Obstsaftkonzentrat.

**Hinweise:** Das Obstsaftkonzentrat habe vor und nach der Entspannungsverdampfung den gleichen  $c_{pW}$ -Wert, approximativ jenen von Wasser:

$c_{pW} = 4.2 \text{ kJ/kg K}$ . Der Brüdenndampf hat eine spezifische Wärmekapazität von  $c_{pD} = 1.8 \text{ kJ/kg K}$ . Die spezifische Enthalpie des Brüdenndampfes berechnet sich wie folgt:  $h_B = h' + \Delta h_v + c_{pD} \Delta T_s$ , wobei gilt:  $h'$  = spezifische Enthalpie auf Siedelinie,  $\Delta h_v = 2'300 \text{ kJ/kg}$  = Verdampfungsenthalpie von Wasser und  $\Delta T_s$  = Siedepunkterhöhung. Der kondensierte Brüdenndampf wird nicht unterkühlt.



#### Lösung:

Ein Schema mit Systemgrenzen ist in Abb. 4-20 dargestellt. Die Bilanzen für die SG1 lauten:

$$\dot{m}_F = \dot{m}_{Kz} + \dot{m}_B$$

$$\dot{m}_F \cdot h_{F3} = \dot{m}_{Kz} \cdot h_{Kz} + \dot{m}_B \cdot h_{B1}$$

Durch Ersetzen von  $\dot{m}_{Kz}$  erhält man für SG1:

$$\dot{m}_F \cdot (h_{F3} - h_{Kz}) = \dot{m}_B \cdot (h_{B1} - h_{Kz})$$

$$\dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F3} - T_{Kz}) = \dot{m}_B \cdot (h' - \Delta h_v + c_{pD} \cdot \Delta T_s - h')$$

$$= \dot{m}_B \cdot (\Delta h_v + c_{pD} \cdot \Delta T_s)$$

Mittels Energiebilanz um den Feedvorwärmer HEX1 (SG2) kann dessen Wärmeleistung  $\dot{Q}_{HEX1}$  berechnet werden:

$$\dot{m}_B \cdot h_{B1} + \dot{m}_F \cdot h_{F1} = \dot{m}_B \cdot h_{BK} + \dot{m}_F \cdot h_{F2}$$

$$\dot{Q}_{HEX1} = \dot{m}_B \cdot (\Delta h_v + c_{pD} \cdot \Delta T_s) = \dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F2} - T_{F1})$$

$$\dot{Q}_{HEX1} = 126 \text{ kW}$$

Aus obiger Gleichung erhält man den Brüdenmassenstrom  $\dot{m}_B$ :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_{HEX1}}{\Delta h_V + c_{pD} \cdot \Delta T_S} = 0.055 \text{ kg/s}$$

Der Brüdenmassenstrom beträgt 5.5% des Feedmassenstroms. Der Konzentratmassenstrom ist  $\dot{m}_{Kz} = 0.945 \text{ kg/s}$ .

In der Energiebilanz für SG1 kann der Ausdruck  $\dot{m}_B \cdot (\Delta h_V + c_{pD} \cdot \Delta T_S)$  durch  $\dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F2} - T_{F1})$  ersetzt werden und man erhält

$$\dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F3} - T_{Kz}) = \dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F2} - T_{F1})$$

Und damit für die Konzentrattemperatur:

$$T_{Kz} = T_{F3} - (T_{F2} - T_{F1}) = 115 - (70 - 40) = 85^\circ\text{C}$$

Die Wärmeleistung beider HEXs  $\dot{Q}_{tot}$  entspricht der gesamten Enthalpiestromänderung des Feedstroms von  $T_{F1}$  auf  $T_{F3}$ :

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_F \cdot (h_{F3} - T_{F1})$$

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F3} - T_{F1}) = 315 \text{ kW}$$

Ohne Feedvorwärmung müsste die Wärmeleistung des HEX1 ebenfalls durch Heizdampf (HD) aufgebracht werden. Die Einsparung durch die Feedvorwärmung beträgt somit 40%.

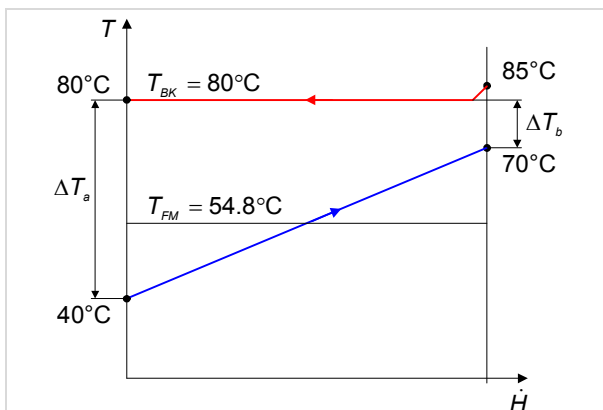


Abb. 4-21: Feedvorwärmer HEX1: Verlauf der Brüden- und Feedtemperatur im  $T, \dot{H}$ -Diagramm.

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  kann basierend auf den gegebenen Wärmeübergangskoeffizienten

$\alpha_F$  und  $\alpha_B$  abgeschätzt werden. Es werden eine ebene Wand und ein vernachlässigbarer Wärmeleitwiderstand der Wand angenommen:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_F \cdot c_{pW} \cdot (T_{F3} - T_{F1}) = 315 \text{ kW}$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_F} + \frac{1}{\alpha_B} \Rightarrow k = 1212 \text{ W/m}^2\text{K}$$

In Abbildung 4-21 sind die Temperaturverläufe der beiden Fluide im HEX1 im  $T, \dot{H}$ -Diagramm qualitativ dargestellt.

Die Überhitzung des Brüden dampfs (d.h. die Siedepunktserhöhung von 5 K) ist rasch abgebaut. Die dazu benötigte Wärmeleistung ist viel kleiner als diejenige für die anschließende Kondensation ( $c_{pD} \cdot \Delta T_S \ll \Delta h_V$ ). Zur Berechnung der mittleren Temperaturdifferenz kann deshalb in guter Näherung mit der Kondensationstemperatur gerechnet werden:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}} = \frac{40 - 10}{\ln \frac{40}{10}} = 21.6 \text{ K}$$

Die benötigte HEX-Fläche ist somit:

$$\dot{Q}_{HEX1} = k \cdot A \cdot \Delta T_m \Rightarrow A = \frac{\dot{Q}_A}{k \cdot \Delta T_m} = 4.8 \text{ m}^2$$

In einem letzten Schritt wird der Exergieverlust des Feedvorwärmers berechnet. Da der Feed die Wärme nicht bei konstanter Temperatur aufnimmt, rechnet man mit der thermodynamischen Mitteltemperatur. Diese beträgt  $T_{Fm} = 54.8^\circ\text{C}$  und liegt damit sehr nahe bei der arithmetischen Mitteltemperatur ( $55.0^\circ\text{C}$ ). Der Exergieverlust des Feedvorwärmers ist also:

$$\dot{E}_V = T_U \cdot \frac{T_{BK} - T_{Fm}}{T_{BK} \cdot T_{Fm}} \cdot \dot{Q}_{HEX1} = 8.1 \text{ kW}$$

Dieser Exergieverlust wird einzig und alleine durch das Temperaturgefälle für die Wärmeübertragung verursacht.

## 5 Energy Targeting eines kontinuierlichen Prozesses

### 5.1 Einleitung

Heiz- und Kühlenergien machen in vielen Produktionsanlagen einen grossen Anteil am gesamten Energiebedarf aus. Für die Steigerung der Energieeffizienz ist deshalb die **prozessinterne Wärmerückgewinnung (WRG)** zentral. Die WRG spart Betriebskosten (z.B. für Dampf oder Heisswasser) und ist gleichzeitig mit Investitionskosten verbunden (z.B. für Wärmeübertrager bzw. HEXs). Zu geringe WRG verursacht zu hohe Betriebskosten, zu viel WRG verursacht zu hohe Investitionskosten. Es gilt, die jährlichen Gesamtkosten zu minimieren.

Ein optimales Anlagendesign kann dann systematisch und zielsicher erarbeitet werden, wenn die jährlichen Gesamtkosten bereits vor der Planung berechnet und daraus Zielwerte (Targets) abgeleitet werden können. Dies wird auch „**Target before Design**“ genannt und ist eine grundlegende Philosophie der Pinch-Analyse.

Die jährlichen Gesamtkosten werden in der Pinch-Analyse mittels Energy Targeting und Supertargeting berechnet.

Das **Energy Targeting** ist die Abbildung und Analyse sämtlicher energetischer Prozessanforderungen einer Anlage. Es zeigt u.a. auf, wie gross das Potenzial für WRG für eine bestimmte Anlage theoretisch sein kann und welche Heiz- und Kühlleistung im Minimum gebraucht wird. Das Energy Targeting gibt bezüglich Energiebedarf und WRG-Potenzial absolute Zielwerte in Kilowatt vor und wird in diesem Kapitel genauer beschrieben.

Im **Supertargeting** werden, basierend auf dem Energy Targeting, die jährlichen Gesamtkosten berechnet. Das Supertargeting wird in Kapitel 6 eingeführt.

### 5.2 Definition Prozess und Anlage

In der Verfahrenstechnik versteht man unter einer **Verfahrensstufe** die apparative Verwirklichung eines Grundverfahrens. Wie sich ein Herstellungsverfahren aus Grundverfahren zusammensetzt, so baut sich entsprechend eine **Produktionsanlage** aus Verfahrensstufen auf.

In der Pinch-Analyse spricht man von **Prozessen** innerhalb einer **Anlage**.

Die Definition eines Prozesses im Sinne der Pinch-Analyse basiert auf verschiedenen Grundlagen, welche erst in den folgenden Abschnitten und Kapiteln beschrieben werden. Um der Verwirrung über die nachträgliche Nutzung des Begriffs „Prozess“ vorzubeugen, wird die Definition dennoch an dieser Stelle vorweggenommen.

#### Kontinuierlicher Prozess

Ein kontinuierlicher Prozess im Sinne der Pinch-Analyse besteht im Minimum aus einem Strom und beschreibt ansonsten ein **Clustering von Strömen**, welche **gleichzeitig** existieren und **untereinander direkt Wärme übertragen können**.

Ein Prozess kann aus mehreren Verfahrensstufen bestehen und bis hin zu einer gesamten verfahrenstechnischen Anlage beschreiben.

In der Einleitung zum Handbuch ist die Anlage „Aromaproduktion“ mit den Prozessen „Sprühtrocknung“ und „Regenerative Thermische Oxidation/Reinigungswasser“ dargestellt. Ist eine direkte WRG zwischen den zwei Prozessen denkbar und gewünscht, werden sie ungefähr gleichzeitig betrieben und sind sie örtlich nicht stark getrennt, können sie im Sinne der Pinch-Analyse als ein einziger Prozess definiert werden. Die Definition der „Systemgrenze“ eines Prozesses liegt also im Ermessen der Expertin und des Experten.

In den folgenden Abschnitten und Kapiteln wird die Pinch-Analyse für *einen* kontinuierlichen Prozess beschrieben. Ab Kapitel 12 wird schliesslich auf die Analyse von *mehreren* Prozessen und ab Kapitel 14 auf die Analyse von Prozessen im Batch-Betrieb (bzw. Chargen- oder Satzbetrieb) eingegangen.

### 5.3 Definition Ströme, Prozessanforderungen und Utility

Basis des Energy Targeting sind die „Ströme“. Ein Strom ist ein Massenstrom eines beliebigen Mediums, welcher geheizt oder gekühlt werden muss und sich in seiner Zusammensetzung nicht ändert.

Ein Strom mit **Wärmebedarf** wird kalter Strom oder **Cold Stream** genannt (er beginnt kalt).

In einer Käserei z.B. ist das Erwärmen von 10 grädiger Milch auf 45°C in einem Platten-HEX ein Cold Stream.

Ein Strom mit **Kühlbedarf** wird heisser Strom oder **Hot Stream** genannt (er beginnt warm).

Die Ströme eines Prozesses werden aus dessen **Prozessanforderungen** abgeleitet. Sie beschreiben die für einen Prozess notwendige Erwärmung oder Kühlung und werden für beliebige Medien von z.B. Luft, Wasser und Abluft bis hin zu Fruchtsaft, Schokolade oder Bier definiert. Muss z.B. Fruchtsaft mit einem Massenstrom  $\dot{m}$  von 1.5 kg/s und einer spezifischen Wärmekapazität  $c_p$  von 4.0 kJ/kg K von 15°C auf 75°C erhitzt werden, so ist das Erhitzen eine Prozessanforderung und wird mittels Cold Stream gemäss Tab. 4-1 abgebildet.

$\dot{m}$ [kg/s]	$c_p$ [kJ/kg K]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]
1.5	4.0	15	75

Tab. 5-1: Beispielhafter Cold Stream für die Erhitzung von Fruchtsaft.

Die Summe aller Ströme einer Anlage wird **Ström-tabelle** genannt.

Neben den Hot und Cold Streams der Prozesse gibt es zudem noch Hot und Cold **Utility Streams**, welche die Energieversorgung definieren. Sie beschreiben Energieträgermedien der Energieversorgung und somit z.B. Dampf, Heisswasser, Rauchgase, Eiswasser usw. Wird z.B. die Erwärmung des Fruchtsafts in obigem Beispiel mittels Heisswasser gemacht, so wird das Heisswasser als Hot Utility Stream definiert. Das System der Prozessheizung oder -kühlung wird allgemein (Hot bzw. Cold) **Utility** genannt.

#### 5.4 Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm

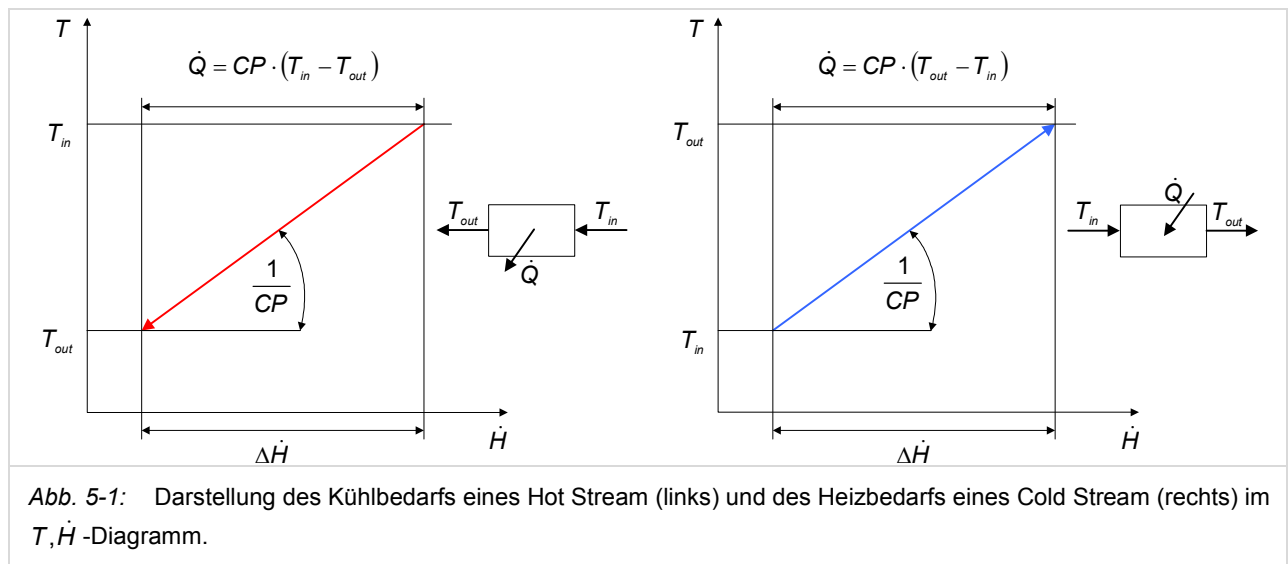
Für die Festlegung der Energy Targets benützt man die Darstellung der Hot und Cold Streams in einem Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm, kurz  $T, \dot{H}$ -Diagramm gemäss Abb. 5-1.

In Abb. 5-1 bezeichnet  $T_{in}$  die Anfangs und  $T_{out}$  die Endtemperatur eines Stroms.  $T_{in}$  und  $T_{out}$  werden im Zusammenhang mit einem HEX manchmal auch als Eintritts- und Austrittstemperatur bezeichnet. Da nur **Änderungen** der Enthalpie der Ströme und nicht **absolute Enthalpiewerte** relevant sind, kann ein gegebener Strom irgendwo auf der Enthalpie-Achse eingetragen werden, solange er durch die gleiche Steigung und die gleiche Anfangs- und Endtemperatur charakterisiert ist. Der Strom kann also horizontal verschoben werden.

Ein Cold Stream wird im  $T, \dot{H}$ -Diagramm von links nach rechts dargestellt, ein Hot Stream von rechts nach links. Die gängige Farbgebung von Cold Streams ist Blau, diejenige von Hot Streams Rot.

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$ , der einem Strom zugeführt/entnommen werden muss, um ihn von  $T_{in}$  auf  $T_{out}$  zu erwärmen/kühlen, ist gemäss Gleichung 5.1 definiert.

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \\ \dot{Q} &= \dot{m} \cdot c_p \cdot (\Delta T) = \Delta \dot{H}\end{aligned}\quad (5.1)$$



$\dot{Q}$	[kW]	Wärmestrom
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
$c_p$	[kJ/kg K]	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$\Delta\dot{H}$	[kW]	Änderung des Enthalpiestroms

Im Beispiel in Tab. 5-1 beträgt der für die Erwärmung des Fruchtsafts notwendige Wärmestrom  $\dot{Q}$  360 kW.

Gleichung 5.1 setzt einen konstanten Wärmekapazitätsstrom  $CP$  voraus. Dieser ist wie folgt definiert.

$$CP = \dot{m} \cdot c_p \quad (5.2)$$

$CP$  [kW/K] Wärmekapazitätsstrom

Der  $CP$ -Wert beträgt im Beispiel in Tab. 5-1 6 kW/K.

Bei konstantem  $CP$  entspricht die Steigung der Geraden im  $T, \dot{H}$ -Diagramm:

$$\frac{\Delta T}{\Delta \dot{H}} = \frac{1}{CP} \quad (5.3)$$

Die Steigung ist also umgekehrt proportional zum Wärmekapazitätsstrom  $CP$ . Oder anders beschrieben: je grösser bei gegebenem  $\Delta T$  die Leistung ist, umso flacher wird ein Hot oder Cold Stream.

Latente Wärme erscheint im  $T, \dot{H}$ -Diagramm als horizontaler Strom, da sich trotz Enthalpieänderung die Temperatur nicht ändert. Horizontale Cold Streams (von links nach rechts) beschreiben dabei z.B. eine Verdampfung, horizontale Hot Streams (von rechts nach links) z.B. eine Kondensation. Dampf als Utility Stream ist demnach immer als horizontaler Hot Stream von rechts nach links dargestellt.

Es ist nicht immer auf den ersten Blick offensichtlich, ob eine Prozessanforderung als Hot oder Cold Stream abgebildet werden muss. Nachfolgend sind beispielhaft zwei Prozessanforderungen beschrieben, welche vom Einsteiger in die Pinch-Analyse häufig falsch definiert werden.

Ein Raum wird über einen Heizwasserkreislauf mit 45°C Vorlauftemperatur und 30°C Rücklauftemperatur beheizt. Der Raum hat somit einen *Heizbedarf* und muss als *Cold Stream* definiert werden. Die Prozessanforderung ist in der Folge die Beheizung des Heizwassers von 30°C auf 45°C.

Exotherme Reaktionen (z.B. die Fermentation von zuckerhaltigen Flüssigkeiten) setzen Wärme frei. Im

Falle der Bierproduktion z.B. muss der Gärprozess für rund 14 Tage auf ca. 9 bis 11°C gehalten werden. Die während dieser Zeit durch den Gärprozess entstehende Wärme muss abgeführt werden. Der Gärprozess ist demnach ein Prozess mit *Kühlbedarf* und wird als *Hot Stream* dargestellt.



### Zweistrom-Beispiel

Stellt man einen HEX mit nachgeschaltetem Kühler und Erhitzer im  $T, \dot{H}$ -Diagramm dar, dann erhält man z.B. den in Abb. 5-2 oder Abb. 5-3 dargestellten Verlauf.

Der Hot Stream wird in Pfeilrichtung von oben rechts nach unten links von  $200^\circ\text{C}$  auf  $70^\circ\text{C}$  abgekühlt. Der Cold Stream verläuft mit kleinerer Steigung ( $1/CP_{\text{Cold}} < 1/CP_{\text{Hot}}$ ) von links nach rechts. Er wird von  $100^\circ\text{C}$  auf  $135^\circ\text{C}$  erhitzt.

Die Utility ist nur als Leistung, nicht als Utility Stream (mit korrektem Temperaturniveau) eingezeichnet.

Um Wärme vom Hot Stream auf den Cold Stream zu übertragen, muss mindestens ein Teil des Hot Stream grössere Temperaturen aufweisen als der Cold Stream. Im Bereich, wo sich der Hot und der Cold Stream „überlappen“, ist eine WRG möglich. Dieser überlappende Bereich zeigt das WRG-Potenzial eines Prozesses auf.

Gemäss Abb. 5-2 kann der Cold Stream mittels WRG von  $100^\circ\text{C}$  auf  $125^\circ\text{C}$  erwärmt werden, der

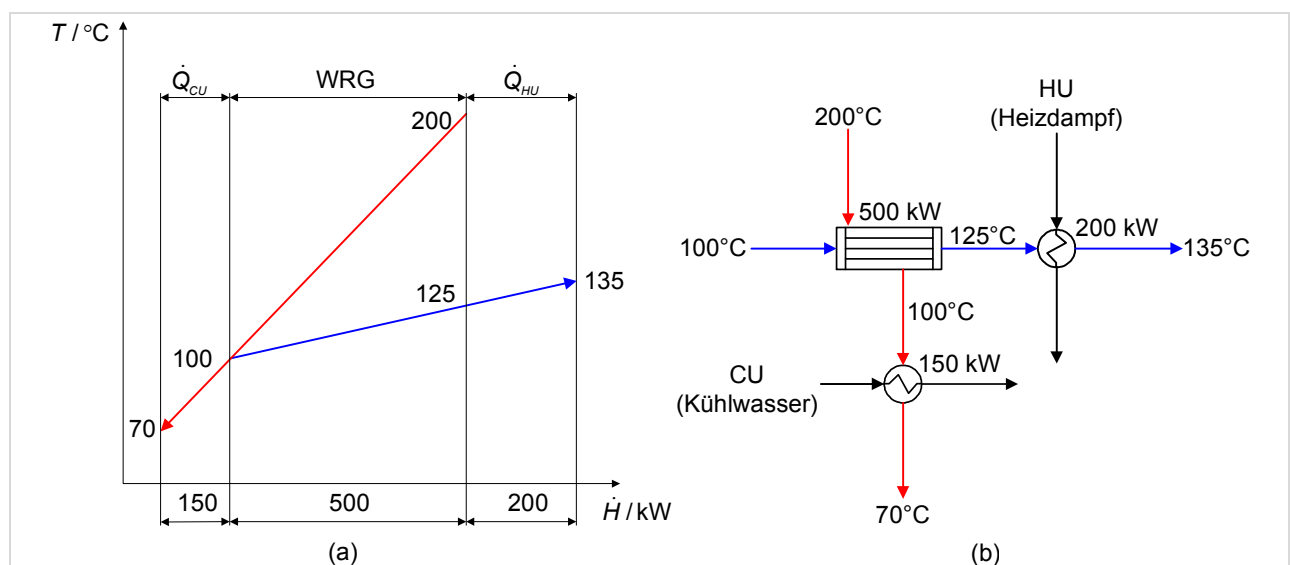


Abb. 5-2: Zweistrom-HEX im  $T, \dot{H}$ -Diagramm mit  $\Delta T = 0\text{K}$  und unendlich grosser Wärmeübertragungsfläche.

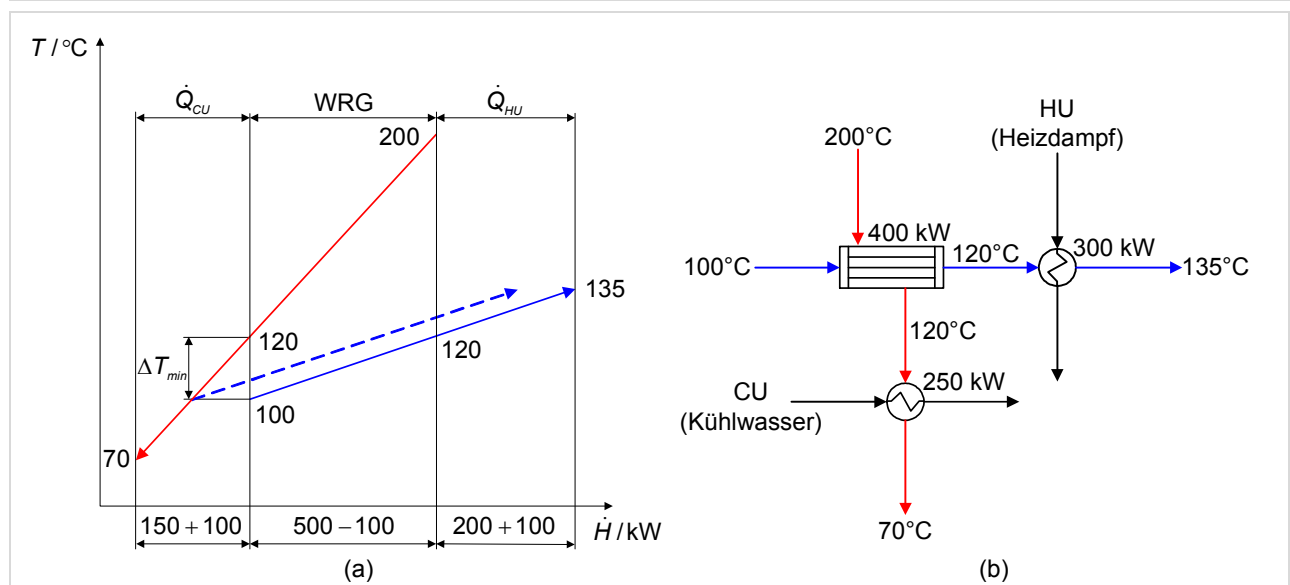


Abb. 5-3: Zweistrom-HEX im  $T, \dot{H}$ -Diagramm. Der gestrichelte Cold Stream mit  $\Delta T = 0\text{K}$  kann nach rechts verschoben werden.

restliche Wärmebedarf (200 kW) wird über den Erhitzer zugeführt. Dem gegenüber wird der Hot Stream von 200°C auf 100°C mittels WRG abgekühlt, der restliche Kühlbedarf (150 kW) wird über den Kühler zugeführt. Abb. 5-2 beschreibt dabei einen Grenzfall der Wärmeübertragung, da die Temperaturdifferenz am Ende des HEX 0 K beträgt. Dies ist theoretisch nur durch einen unendlich grossen HEX möglich.

Will man zwischen dem Hot und dem Cold Stream die minimale Temperaturdifferenz  $\Delta T_{min} > 0$  einstellen, so verschiebt man den kalten Strom horizontal nach rechts (vgl. Abb. 5-3). Es ist offensichtlich, dass die mittlere Temperaturdifferenz des HEX dadurch grösser und das WRG-Potenzial dadurch kleiner wird, was zu einer kleineren Übertragungsfläche und niedrigeren Investitionskosten führt.

Gleichzeitig wird aber der Bedarf an **Hot Utility** (Heizdampf) und **Cold Utility** (Kühlwasser) um den jeweils gleichen Betrag erhöht: Die Energiekosten steigen!

Zwei Feststellungen:

- Es existiert ein fester Zusammenhang zwischen dem Wert  $\Delta T_{min}$ , dem WRG-Potenzial und dem gesamten Utility-Verbrauch des Systems.
- Wenn der Hot Utility-Verbrauch um einen bestimmten Wert erhöht wird, erhöht sich

der Cold Utility-Verbrauch um den gleichen Betrag: **Mehr hinein, mehr heraus!**

## 5.5 Konstruktion der Composite Curve (CC)

Geht man nun über zu Prozessen bzw. Anlagen mit einer Vielzahl von Hot und Cold Streams, so kann man diese mittels Superpositionsprinzip jeweils zu einem „Gesamtstrom“, der **Composite Curve** oder CC zusammenfassen.

In Abb. 5-4 (a) sind drei Hot Streams mit unterschiedlichen Wärmekapazitätsströmen  $CP_1$ ,  $CP_2$  und  $CP_3$  und den zugehörigen Anfangs- und Endtemperaturen eingetragen.

In den vier Temperaturintervallen zwischen  $T_1$  und  $T_5$  sind unterschiedlich viele Ströme anzutreffen. Zwischen  $T_1$  und  $T_2$  ist nur Strom 2), zwischen  $T_2$  und  $T_3$  sind alle 3 Ströme, zwischen  $T_3$  und  $T_4$  die Ströme 1) und 3) und zwischen  $T_4$  und  $T_5$  nur noch Strom 1) vorhanden. Die Enthalpiestromanteile der einzelnen Ströme werden innerhalb jedes Temperaturintervalls addiert. Die Steigung der resultierenden Geraden wird also flacher, wenn sich mehrere Enthalpiestromanteile in einem Temperaturintervall befinden. Anschliessend werden die Geraden in *einem* Gesamtstrom, der CC, zusammengefasst (vgl. Abb. 5-4 (b)).

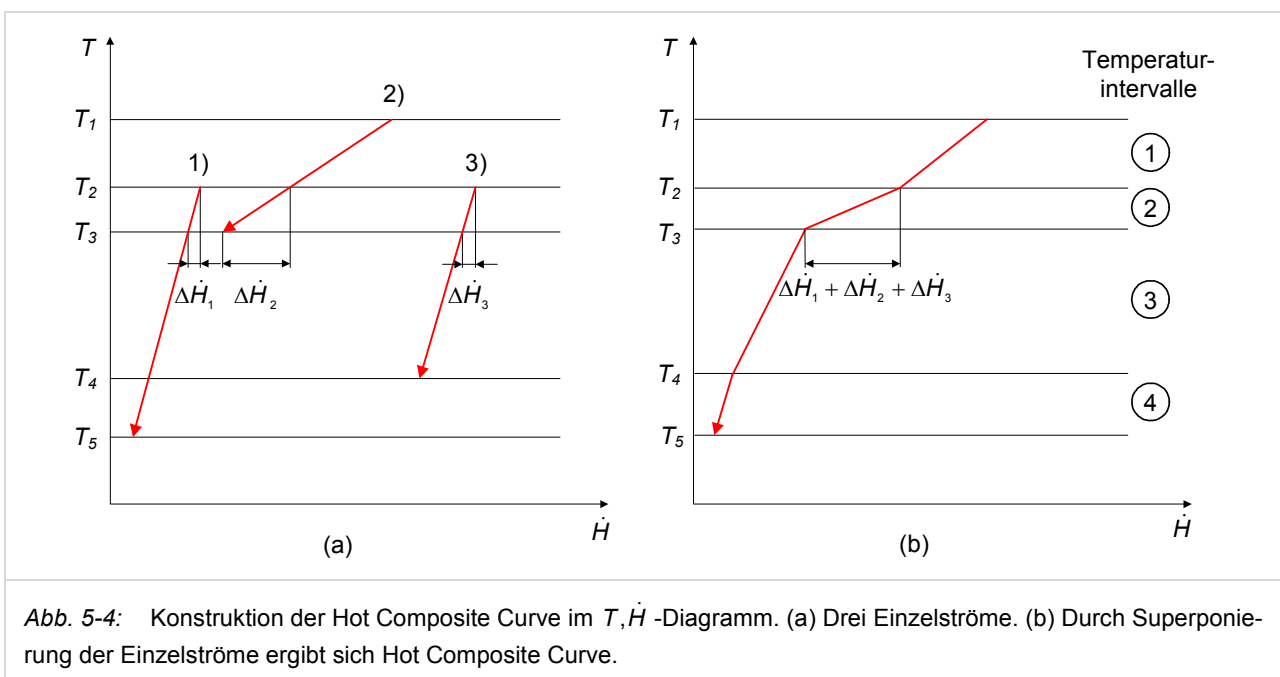


Abb. 5-4: Konstruktion der Hot Composite Curve im  $T, \dot{H}$ -Diagramm. (a) Drei Einzelströme. (b) Durch Superponierung der Einzelströme ergibt sich Hot Composite Curve.

Die CC zeigt also für die betrachtete Anlage, in welchem Temperaturintervall welche Heiz- oder Kühlleistung benötigt wird. Die Heiz- oder Kühlleistung kann auf der Enthalpieachse abgelesen werden.

### 5.6 Die Composite Curves (CCs)

Trägt man nun die CCs der Hot und Cold Streams in das gleiche Diagramm ein, dann ergibt sich z.B. ein Verlauf gemäss Abb. 5-5.

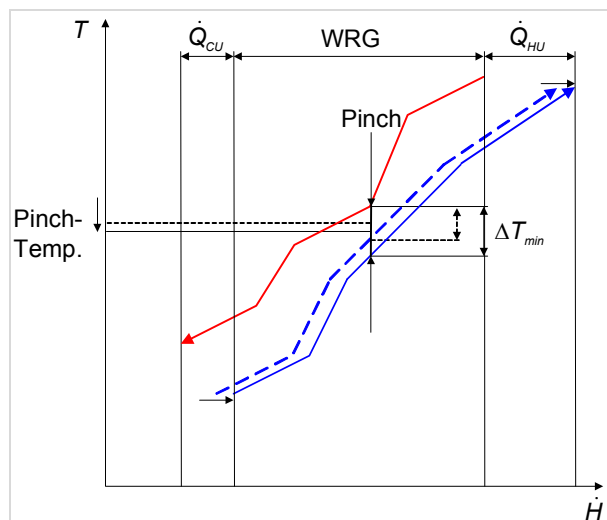


Abb. 5-5: Ableitung der Energieziele (Energy Targets) aus den CCs. Ein Verschieben der Cold CC nach rechts erhöht das  $\Delta T_{min}$  sowie den Bedarf an Cold und Hot Utility und erniedrigt gleichzeitig das WRG-Potenzial.

Wie bereits erwähnt sind auf der Enthalpiestromachse keine „absoluten“ Werte aufgetragen; es geht immer nur um Differenzen. Deshalb darf man die beiden CCs horizontal verschieben.

Das horizontale Verschieben der Cold CC nach rechts hat für einen Prozess bzw. eine Anlage die gleichen Folgen wie für einen einzelnen HEX (siehe Abb. 5-3): Das WRG-Potenzial sinkt, der Bedarf an Hot und Cold Utility steigt entsprechend und die Investitionskosten für die HEX sinken.

Die Stelle, an der sich die CCs am nächsten kommen, wird **Pinch** (Einschnürung) genannt.

Die Temperaturdifferenz der CCs am Pinch beträgt  $\Delta T_{min}$ . Das  $\Delta T_{min}$  beschreibt die minimale Temperaturdifferenz, welche im Prozess bzw. der Anlage zwischen Hot und Cold Streams erlaubt ist.

Der Punkt exakt zwischen der Hot und Cold CC am Pinch wird **Pinch-Punkt** oder **Pinch-Temperatur** genannt. Er liegt  $\Delta T_{min}/2$  über der Temperatur der

Cold CC am Pinch und  $\Delta T_{min}/2$  unter der Temperatur der Hot CC am Pinch.

Je nach Wahl von  $\Delta T_{min}$  ergibt sich ein veränderter Bedarf an Hot Utility (z.B. Dampf) und Cold Utility (z.B. Kühlwasser). Die für ein  $\Delta T_{min}$  angegebenen Utility-Bedürfnisse sind die mindestens erforderlichen Heiz- oder Kühlleistungen, um das spezifische Wärmeübertragungsproblem zu lösen.

Als optimales  $\Delta T_{min}$  bzw.  $\Delta T_{min,opt}$  wird dasjenige  $\Delta T_{min}$  bezeichnet, welches zu minimalen jährlichen Gesamtkosten führt. Die Berechnung dieser jährlichen Gesamtkosten erfolgt im sogenannten Supertargeting und wird im Kapitel 6 beschrieben.

### 5.7 Die drei Pinch-Hauptregeln

Der „Pinch“ hat die bemerkenswerte Eigenschaft, das untersuchte System in zwei voneinander unabhängige Teilsysteme zu teilen.

Das Teilsystem oberhalb des Pinch weist ein Wärmedefizit auf und hat somit Heizbedarf auf hohem Temperaturniveau. Das Teilsystem unterhalb des Pinch weist einen Wärmeüberschuss auf und hat somit Kühlbedarf auf tiefem Temperaturniveau (siehe Abb. 5-6).

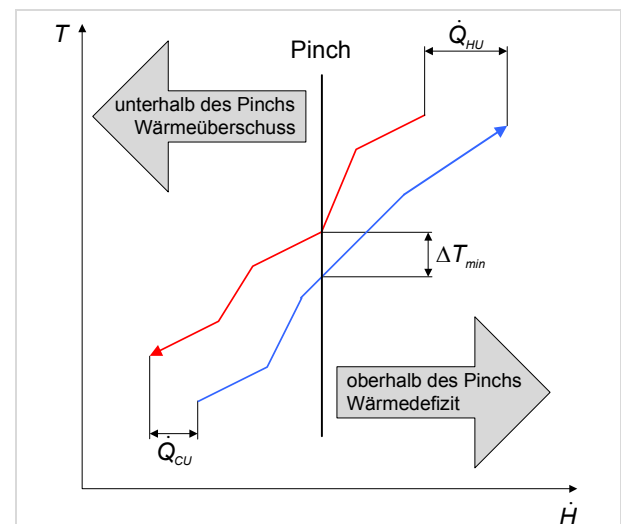


Abb. 5-6: Trennung der CCs in je ein Teilsystem unterhalb und oberhalb des Pinch.

Wird nun die Wärmeleistung  $\phi$  (z.B. von Rauchgasen) oberhalb des Pinch „entfernt“ und unter den Pinch transportiert, so fehlt diese Wärmeleistung und muss über zusätzliche Hot Utility ausgeglichen werden (siehe Abb. 5-7). Da das System unterhalb des Pinch aber schon vor dem Wärmetransfer einen Wärmeüberschuss aufwies, muss die zusätzlich eingebrachte Wärmeleistung in der Folge mit zusätzlicher Cold Utility gekühlt werden!

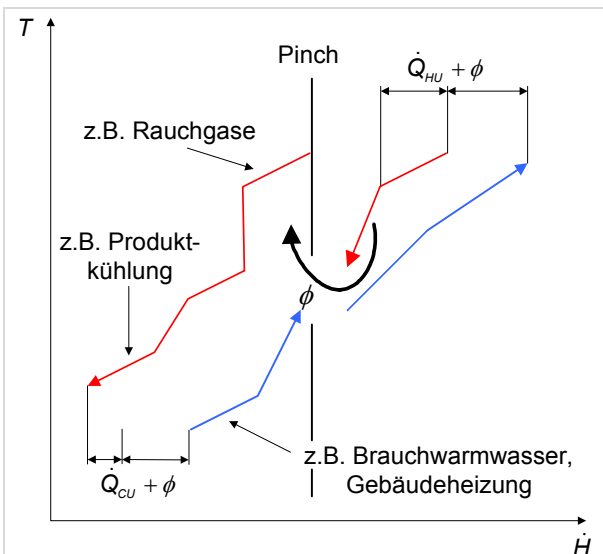


Abb. 5-7: Wärmetransfer durch den Pinch erhöht die Hot und Cold Utility.

#### Dazu ein Beispiel:

Rauchgase von Heizkesseln werden in der Industrie häufig über einen Economizer z.B. für die Produktion von Brauchwarmwasser (BWW) oder die Gebäudeheizung genutzt. Die Rauchgase befinden sich aber in der Regel **über dem Pinch**, die Erwärmung des Brauchwarmwassers (z.B. von 10°C auf 60°C) oder die Gebäudeheizung (z.B. Wasser/Glykol von 28°C auf 47°C) hingegen meist **unter dem Pinch**. In der Folge fehlen die Rauchgase für eine WRG über dem Pinch und der Hot Utility Bedarf erhöht sich. Da die Rauchgase unter dem Pinch einer nötigen Prozesskühlung (Hot Stream, z.B. Produktkühlung) den „WRG-Partner“ (Cold Stream, z.B. Brauchwarmwasser) abnehmen, erhöht sich dadurch auch der Kühlbedarf.

Aus diesen Zusammenhängen können die folgenden drei Pinch-Hauptregeln abgeleitet werden:

#### Die 3 Pinch-Hauptregeln

1. Externe Wärmezufuhr nur oberhalb des Pinch (weil das Teilsystem über dem Pinch ein Wärmedefizit aufweist)
2. Externe Wärmeabfuhr nur unterhalb des Pinch (weil das Teilsystem unter dem Pinch einen Wärmeüberschuss aufweist)
3. Keine Nutzung von Hot Streams über dem Pinch für Heizzwecke unter dem Pinch!

Aus den 3 Hauptregeln kann beispielsweise abgeleitet werden, dass eine Wärmepumpe Wärme unterhalb des Pinch entnehmen und oberhalb des Pinch abgeben soll!

Für weitere Anwendungsbeispiele der 3 Hauptregeln sei an dieser Stelle auf das Kapitel 8 verwiesen (Optimierung der Energieversorgung).

## 6 Supertargeting eines kontinuierlichen Prozesses

### 6.1 Einleitung

In Kapitel 5 wurde aufgezeigt, dass ein fester Zusammenhang zwischen dem  $\Delta T_{min}$ , dem WRG-Potenzial und dem Utility-Bedarf existiert. Dieser Zusammenhang kann mit den CCs aufgezeigt werden, welche in Abb. 6-1 (links) beispielhaft dargestellt sind.

Welches  $\Delta T_{min}$  soll nun als Basis für das Wärmeübertrager-Netzwerk verwendet werden? Die Antwort liefert die Wirtschaftlichkeit, welche die entscheidende Bewertungsgrösse in industriellen Prozessen ist. So wird in der Pinch-Analyse dasjenige  $\Delta T_{min}$  als „optimales“  $\Delta T_{min}$  oder  $\Delta T_{min,opt}$  gewählt, welches zu **minimalen jährlichen Gesamtkosten** führt.

In Abb. 6-1 (rechts) sind die jährlichen Gesamtkosten in Abhängigkeit des  $\Delta T_{min}$  dargestellt. Sie setzen sich zusammen aus den jährlichen Betriebskosten und den jährlichen Investitionskosten. Das  $\Delta T_{min,opt}$  für die dargestellte Kostenkurve wird da gewählt, wo die jährlichen Gesamtkosten minimal sind: im Beispiel bei 20 K. Das gleichzeitige Targeting von Energie und Kosten wird auch **Supertargeting** genannt.

Nebenbei: Das Supertargeting erfolgt **vor** einer detaillierten Auslegung des Wärmeübertrager-Netzwerks (auch Heat Exchanger Network, nachfolgend

HEN genannt). Dies entspricht der grundlegenden Philosophie der Pinch-Analyse (Target before Design) und ist gegenüber anderen Methoden der Energie-Optimierung ein wichtiger Vorteil!

Das Supertargeting erfordert einige grundsätzliche Methoden der Wirtschaftlichkeitsberechnung, welche in den folgenden Abschnitten vermittelt werden. Der Einfachheit halber wird nur auf die Berechnung der, aus Sicht der Pinch-Analyse, wichtigsten Kostenfaktoren eingegangen: die jährlichen Investitionskosten durch das HEN und die jährlichen Betriebskosten durch die Hot und Cold Utilities.

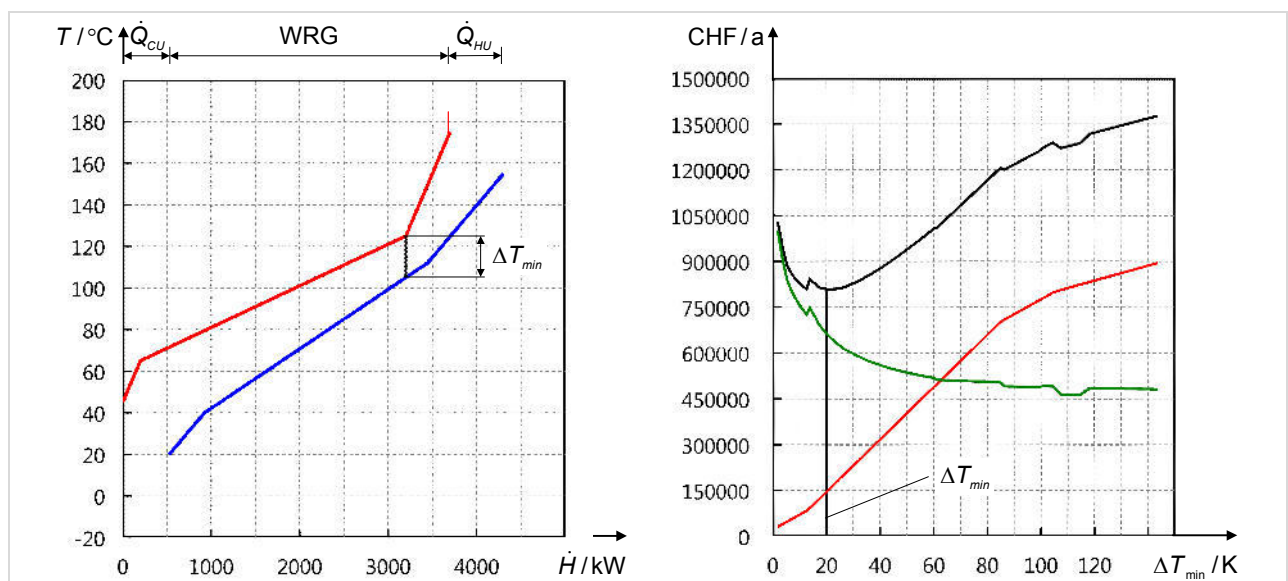


Abb. 6-1: CCs aus dem Energy Targeting (links) und Kostenkurve aus dem Supertargeting (rechts). **Grün** (Kostenkurve): jährliche Investitionskosten. **Rot** (Kostenkurve): jährliche Betriebskosten. **Schwarz** (Kostenkurve): Summe der jährlichen Investitions- und Betriebskosten.

## 6.2 Targeting der jährlichen Gesamtkosten

### 6.2.1 Jährliche Gesamtkosten

Die jährlichen Gesamtkosten einer Anlage, eines Anlagenteils oder eines HEX setzen sich aus den jährlichen Investitionskosten und den jährlichen Betriebskosten gemäss Gleichung 6.1 zusammen.

$$C_{tot} = A \cdot C_{HEN} + C_{Op} \quad (6.1)$$

$C_{tot}$	[CHF/a]	Jährliche Gesamtkosten
$A$	[1/a]	Annuität
$C_{HEN}$	[CHF]	Investitionskosten des HEN
$C_{Op}$	[CHF/a]	Jährliche Betriebskosten bzw. Operating Costs (für HU und CU)

Die Annuität  $A$  kann wie folgt berechnet werden:

$$A = \frac{Z \cdot (1+Z)^n}{(1+Z)^n - 1} \quad (6.2)$$

$Z$	[-]	Zinssatz des Kapitals
$n$	[a]	Amortisationszeit (Pay off Period)

#### Hinweis aus der Praxis:

In der Praxis wird der Zinssatz des Kapitals  $Z$  häufig relativ hoch gewählt (z.B. 8%), um bei der Berechnung der Wirtschaftlichkeit „auf der sicheren Seite“ zu bleiben und keine unwirtschaftlichen Massnahmen umzusetzen. Die Amortisationszeit  $n$  wiederum wird aus dem gleichen Grund häufig tief angesetzt.

Eine leichte Änderung des Kapitalzinssatzes und/oder der Amortisationszeit kann einen sehr grossen Einfluss auf die jährlichen Gesamtkosten und somit das  $\Delta T_{min,opt}$  haben! Es empfiehlt sich darum unbedingt, diese wirtschaftlichen Grundlagendaten für jedes Projekt **vor** der Erarbeitung des HEN genau abzusprechen und festzulegen!

Es lohnt sich zudem nicht, das Supertargeting „überevorsichtig“ zu machen, da dadurch ein grosses Einsparpotenzial übersehen werden kann. Es ist vielmehr sinnvoller, bei der Ausarbeitung der einzelnen Massnahmen (und somit nach dem HEN De-

sign) mit angemessenen Sicherheitsfaktoren bezüglich Investitionen und Einsparpotenzial zu rechnen.

### 6.2.2 Investitionskosten des HEN

#### a. Ein einzelner HEX

Um die Berechnung der Investitionskosten des HEN  $C_{HEN}$  verstehen zu können, wird in Gleichung 6.3 zuerst die Berechnung der Investitionskosten eines einzelnen HEX  $C_{HEX}$  vorgestellt.

$$C_{HEX} = a + C_{HEX,REF} \cdot \left( \frac{A_{HEX}}{A_{HEX,REF}} \right)^m \quad (6.3)$$

$C_{HEX}$	[CHF]	Investitionskosten eines HEX
$a$	[CHF]	Fixkostenfaktor eines HEX (z.B. 10'000 CHF)
$C_{HEX,REF}$	[CHF]	Referenzkosten eines HEX mit der Fläche $A_{HEX,REF}$ (z.B. 120'000 CHF)
$A_{HEX}$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche eines HEX
$A_{HEX,REF}$	[m <sup>2</sup> ]	Referenzfläche des HEX mit den Kosten $C_{HEX,REF}$ (z.B. 100 m <sup>2</sup> )
$m$	[-]	Degressionsexponent (für HEX normalerweise 0.71)

Die Fixkosten  $a$  eines HEX und die Referenzkosten  $C_{HEX,REF}$  beinhalten neben den eigentlichen HEX-Kosten auch die Kosten für z.B. Engineering, Transport und Installation, MSR etc. Die Faktoren sollen also so gewählt werden, dass in den berechneten Kosten **sämtliche Aufwände bis hin zur Inbetriebnahme des HEX** abgedeckt werden.

Der Faktor  $C_{HEX,REF}$  setzt sich wie folgt zusammen:

$$C_{HEX,REF} = C_{Mod} \cdot ra \cdot ff \quad (6.4)$$

$C_{Mod}$	[CHF]	Modellfaktor (z.B. 27'000 x 1.3)
$ra$	[-]	Aktualitätsfaktor <sup>2</sup> (z.B. 906/800)

<sup>2</sup> Bezogen auf den sogenannten Marshall & Swift Equipment Cost Index, welcher basierend auf einem Warenkorb für verschiedene Industrien berechnet und publiziert wird.

$ff$  [-] Faktor für Transport und Installation (ca. 3)

Die Kosten von HEXs hängen u.a. stark von der Bauart (z.B. Rohrbündel-HEX oder Platten-HEX), dem eingesetzten Werkstoff (z.B. Kohlenstoffstahl oder Glasrohr), den Temperatur-, Druck- und Hygieneanforderungen ab. Sie sind darum branchenspezifisch und sollen anhand von Richtofferten für jedes neue Projekt und in Bezug auf die betrieblichen Rahmenbedingungen kontrolliert und angepasst werden.

### b. HEN (mehrere HEXs)

Um die Kosten für ein ganzes HEN zu bestimmen, könnte man auf den ersten Blick erwarten, dass lediglich die Kosten aller HEXs im HEN summiert werden müssen. Zum Zeitpunkt des Supertargeting sind diese einzelnen HEXs aber noch nicht bekannt!

Mit Hilfe von Gleichung 6.5 können die Investitionskosten  $C_{HEN}$  eines HEN aber dennoch ausreichend genau vorhergesagt werden. Gleichung 6.5 geht von einer gleichmässigen Verteilung der HEN-Fläche auf jeden einzelnen HEX aus.

$$C_{HEN} = N_{HEX, Target} \cdot \left( a + C_{HEX, REF} \cdot \left( \frac{A_{HEN, Target}}{A_{HEX, REF} \cdot N_{HEX, Target}} \right) \right) \quad (6.5)$$

$C_{HEN}$  [CHF] Investitionskosten des HEN  
 $N_{HEX, Target}$  [-] Zielwert der minimalen Anzahl HEXs in einem HEN  
 $A_{HEN, Target}$  [m<sup>2</sup>] Flächenziel eines HEN

Die Variable  $N_{HEX, Target}$  steht für die minimale Anzahl HEXs, welche für die Erreichung der Energie-Zielwerte gemäss CCs nötig ist. Sie wird gemäss den Gleichungen A1 und A2 in Anhang A berechnet.

Die Variable  $A_{HEN, Target}$  steht für das Flächenziel eines HEN, welches für die Erreichung der Energie-Zielwerte gemäss der CCs nötig ist. Deren Berechnung ist in Gleichung A3 in Anhang A beschrieben.

#### 6.2.3 Betriebskosten

Die jährlichen Betriebskosten für die Hot und Cold Utilities berechnen sich wie folgt:

$$C_{Op} = \tau \cdot (\dot{Q}_{HU} \cdot c_{HU} + \dot{Q}_{CU} \cdot c_{CU}) \quad (6.6)$$

$C_{Op}$  [CHF/a] Jährliche Betriebskosten  
 $\tau$  [h/a] Betriebsstunden pro Jahr

$\dot{Q}_{HU}$  [kW] Wärmebedarf HU  
 $c_{HU}$  [CHF/kWh] Spez. Betriebskosten HU  
 $\dot{Q}_{CU}$  [kW] Kältebedarf CU  
 $c_{CU}$  [CHF/kWh] Spez. Betriebskosten CU

Der Bedarf an Hot und Cold Utility ergibt sich direkt aus den CCs und dem  $\Delta T_{min}$ .

### 6.3 Supertargeting - Erkenntnisse

Aus den CCs und den Kostenkurven in Abbildung 6-1 lassen sich in Abhängigkeit des  $\Delta T_{min}$  leicht die folgenden Tendenzen herleiten.

	$\Delta T_{min}$ sinkt	$\Delta T_{min}$ steigt
WRG-Potenzial	steigt	sinkt
Bedarf an Utilities	sinkt	steigt
Betriebskosten	sinken	steigen
HEN-Fläche	steigt	sinkt
Investitionskosten	steigen	sinken

Tab. 6-1: Einfluss des  $\Delta T_{min}$  auf die Energie- und Kostenziele.

Wie verhält sich das  $\Delta T_{min, opt}$ , wenn sich die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen oder die jährlichen Betriebszeiten eines Prozesses ändern? In den folgenden Punkten wird der Einfluss der wichtigsten (wirtschaftlichen) Betriebsgrössen auf das  $\Delta T_{min, opt}$  beschrieben. Der Einfluss ist als grobe Tendenz zu verstehen und soll für jedes Supertargeting separat analysiert werden.

- Höhere Energiepreise  
 → Steigende jährliche Betriebskosten  
 → Das  $\Delta T_{min, opt}$  sinkt
- Höhere jährliche Betriebszeit  
 → Steigende Betriebskosten  
 → Das  $\Delta T_{min, opt}$  sinkt
- Höhere Wärmeübertragungskosten  
 → Steigende jährliche Investitionskosten  
 → Das  $\Delta T_{min, opt}$  steigt
- Höherer Kapitalzins  
 → Steigende jährliche Investitionskosten  
 → Das  $\Delta T_{min, opt}$  steigt
- Längere Amortisationszeit  
 → Sinkende jährliche Investitionskosten  
 → Das  $\Delta T_{min, opt}$  sinkt

Obige Beispiele machen schnell deutlich: Das  $\Delta T_{min,opt}$  kann sich mit der Zeit verändern! V.a. Anlagen, welche vor vielen Jahren in Betrieb genommen wurden, als z.B. die Energiepreise noch tiefer waren, haben sehr häufig eine unterdimensionierte WRG!

Die Pinch-Analyse ist ein wertvolles Werkzeug, um die „Güte“ einer bestehenden WRG technisch und wirtschaftlich zu beurteilen.

**Übungstipp:** Verändern Sie in einem geeigneten Tool für die Pinch-Analyse die wirtschaftlichen Rahmenbedingungen um z.B. +/- 20% und notieren Sie sich den Einfluss auf das  $\Delta T_{min,opt}$ , um ein Gefühl für die Bedeutung jedes Parameters zu erhalten.



## 7 Heat Exchanger Network (HEN)

### 7.1 Maximum Energy Recovery HEN (MER HEN)

Im Supertargeting wurden die Energie- und Kostenziele des betrachteten Prozesses bzw. der untersuchten Anlage definiert.

Nun ist es möglich, ein Anlagendesign in Form eines Wärmeübertrager-Netzwerks (bzw. Heat Exchanger Network HEN) aufzubauen, welches die Energieziele zu 100% erreicht und gleichzeitig der Randbedingung von minimalen jährlichen Gesamtkosten annähernd gerecht wird.

Das HEN, welches sämtliche Energieziele erfüllt, ist das sogenannte **MER HEN**. Die Abkürzung MER heisst dabei **Maximum Energy Recovery** (maximale WRG) oder **Minimum Energy Requirement** (minimaler Energiebedarf), was aber dasselbe bedeutet.

Das MER HEN erreicht folgende Zielwerte gemäss den CCs (Abb. 7-1):

- Hot Utility Bedarf (HU)
- Cold Utility Bedarf (CU)
- WRG-Potenzial
- $\Delta T_{min}$ , welches in keinem HEX unterschritten wird

Es gibt nicht nur ein MER HEN für eine Anlage, sondern beliebig viele. Entscheidend für ein MER HEN mit *minimalen jährlichen Gesamtkosten* ist die Erreichung folgender Zielwerte, welche ebenfalls im Supertargeting bestimmt wurden (siehe Anhang A):

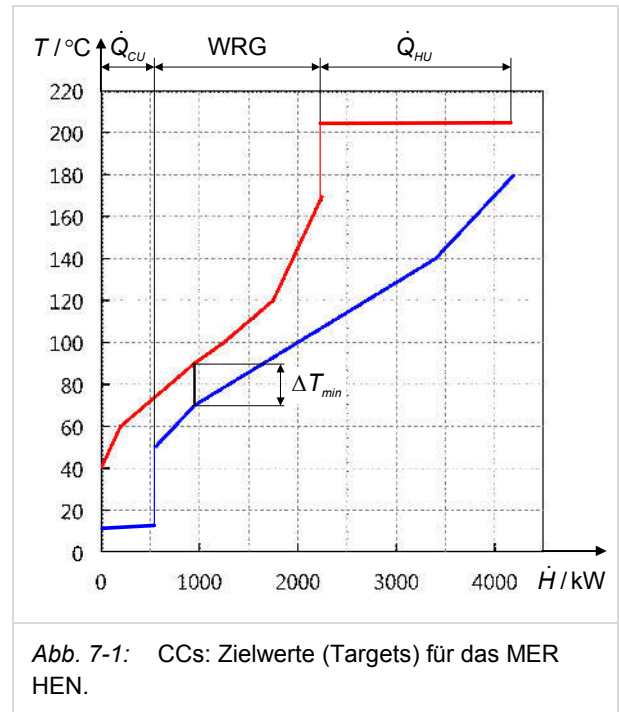
- minimale Anzahl HEXs im MER HEN ( $N_{HEX, Target}$ ) und
- HEN Flächenziel ( $A_{HEN, Target}$ )

In den folgenden Abschnitten wird beschrieben, wie ein MER HEN mit minimalen jährlichen Gesamtkosten erstellt wird.

### 7.2 Prinzip und Darstellung des MER HEN

#### Prinzip des MER HEN

Das MER HEN basiert auf den CCs und dem im Supertargeting ermittelten  $\Delta T_{min, opt}$ , beispielhaft in Abb. 7-1 dargestellt.



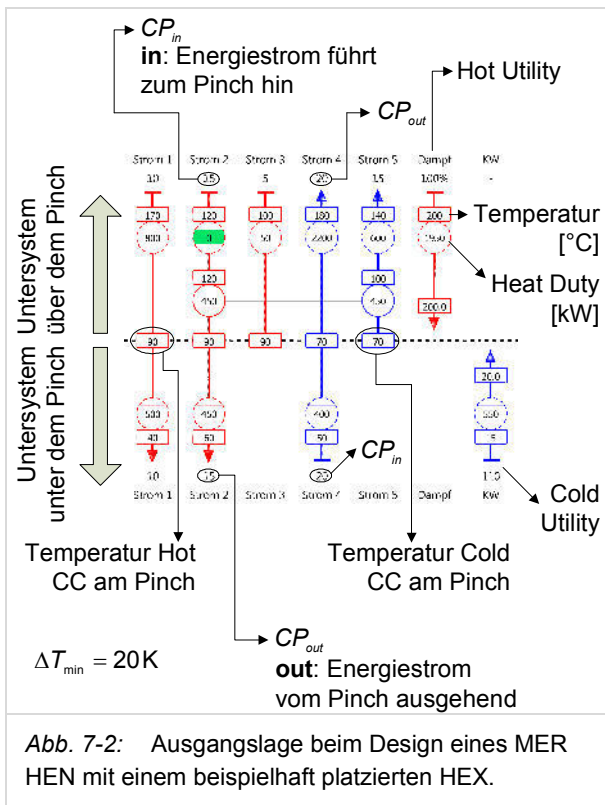
Beim Design des MER HEN betrachtet man die *einzelnen* Ströme, welche die CCs bilden. Die Utility-Ströme werden ebenfalls miteinbezogen (siehe Abb. 7-2).

Das MER HEN wird wie die CCs bei der Pinch-Temperatur zweigeteilt. Da die Utilities als Ströme auch aufgeführt sind, ist sichergestellt, dass beide Teilsysteme energetisch im Gleichgewicht sind. Im Teilsystem oberhalb des Pinch ist dabei nur Hot Utility verfügbar (1. Pinch-Hauptregel), im Teilsystem unterhalb des Pinch nur Cold Utility (2. Pinch-Hauptregel).

Da die beiden Teilsysteme einzeln betrachtet werden, ist zudem garantiert, dass es nicht zu einer Wärmeübertragung von einem Hot Stream über dem Pinch zu einem Cold Stream unter dem Pinch kommt (3. Pinch-Hauptregel).

#### Darstellung des MER HEN

Es gibt verschiedene auf dem Markt erhältliche Tools, mit denen das MER HEN erarbeitet werden kann. In Abb. 7-2 ist das MER HEN gemäss PinCH 2.0 [4] abgebildet.



Die in der Abb. 7-2 aufgeführten Pfeilrichtungen und die Farben der Ströme geben an, ob es sich um einen aufzuwärmenden Cold Stream (blau) oder abzukühlenden Hot Stream (rot) handelt.

Die Angaben oberhalb oder unterhalb der Ströme entsprechen dem mittleren Wärmekapazitätsstrom  $CP$ . Die Hot Utility HU stellt einen kondensierenden Dampfstrom dar, der trotz Enthalpieänderung keine Temperaturänderung erfährt. Der Wärmekapazitätsstrom  $CP$  ist demnach unendlich gross. Anstelle des  $CP$ -Werts wird daher die Leistung des Stroms in Prozent dargestellt. Würde der Strom in zwei Ströme mit gleichem Massenstrom geteilt bzw. „gesplittet“ (siehe Abschnitt 7.3.4), dann würden oberhalb der beiden Teilströme jeweils 50% angegeben.

Die Verbindung zwischen Strom 2 und Strom 5 ist ein HEX mit 450 kW Leistung. Die Anfangs- und Endtemperaturen sind dabei (in Pfeilrichtung) vor und nach den Wärme-/Kälteleistungen in Rechtecken dargestellt.

Die in den gestrichelten Kreisen dargestellten Werte geben je Teilsystem die nötige Heiz- bzw. Kühlleistung eines Stromsegments von der Anfangs- bis zur Endtemperatur an, welche noch nicht über einen platzierten HEX gedeckt worden ist.

Die angegebenen Temperaturen am Pinch (gestrichelte horizontale Linie) entsprechen den Pinch-Temperaturen der Hot und Cold Streams, welche durch den Pinch gehen oder dort starten/enden. Aus der Differenz zwischen der Pinch-Temperatur der Hot und Cold Streams kann herausgelesen werden, dass im Beispiel ein  $\Delta T_{min}$  von 20 K definiert wurde.

Sämtliche HEXs, welche im MER HEN platziert werden, unterschreiten das  $\Delta T_{min}$  nicht.

### 7.3 Design-Regeln für ein MER HEN

Mit den nachfolgenden Regeln kann das MER HEN systematisch und zielsicher aufgebaut werden. Wie bereits erwähnt, werden beide Teilsysteme unterhalb und oberhalb des Pinch unabhängig voneinander gelöst.

#### HEN Design-Regeln

1. Stream Splitting Algorithm:
  - Garantierte Machbarkeit des HEN
  - a.  $N$ -Regel:  $N_{out} \geq N_{in}$ 
    - Jedem Strom in den Pinch sein Partner
  - b.  $CP$ -Regel:  $CP_{out} \geq CP_{in}$ 
    - Kein HEX unter  $\Delta T_{min}$
2. Vom Pinch aus starten
3. Mit grösstem  $CP_{in}$  in Pinch beginnen
4. HEX-Optimierung
  - a. „Tick Off Rule“
    - Anzahl der HEXs minimieren und/oder
  - b. „Driving Force Plot“
    - Fläche des HEN minimieren
5. Mit dem nächstgrössten  $CP_{in}$  in den Pinch fortfahren
6. Wenn alle HEXs am Pinch gesetzt sind: Mit dem Strom „in den Pinch“ fortfahren, der am nächsten am Pinch ist.

Die ersten vier Regeln werden in den folgenden Abschnitten näher betrachtet.

#### 7.3.1 Stream Splitting Algorithmus

Der Stream Splitting Algorithmus garantiert die Machbarkeit des MER HEN. Er ist in Abb. 7-3 beschrieben. Die darin verwendeten Abkürzungen bedeuten:

**$N_{out}$ :** Anzahl Ströme „aus dem Pinch hinaus“. Ströme, die nicht unmittelbar am Pinch beginnen, werden nicht gezählt!

**$N_{in}$ :** Anzahl Ströme „in den Pinch hinein“. Ströme, die nicht in den Pinch führen, werden nicht gezählt!

**$CP_{out}$ :** Wärmekapazitätsstrom eines Stroms „aus dem Pinch“ hinaus bzw. „vom Pinch weg“

**$CP_{in}$ :** Wärmestromkapazität eines Stroms „in den Pinch hinein“ bzw. „zum Pinch hin“.

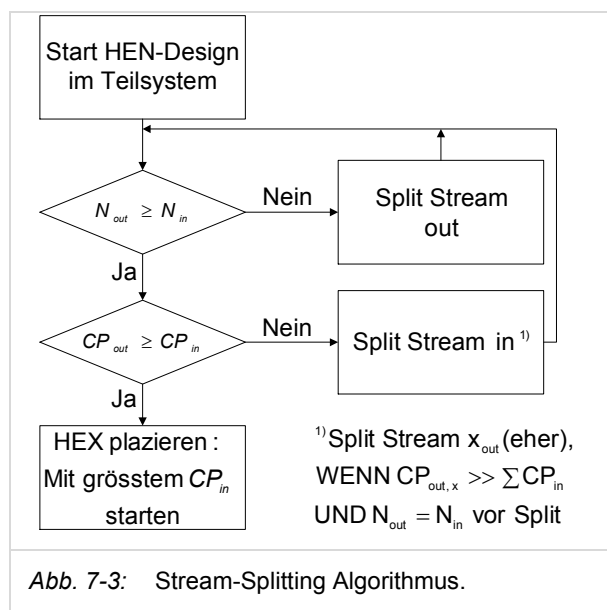


Abb. 7-3: Stream-Splitting Algorithmus.

### Die N-Regel: $N_{out} \geq N_{in}$ (am Pinch)

Gemäss den CCs in Abb. 7-1 können folgende Ziele abgeleitet werden:

- Sämtliche Hot Streams oberhalb des Pinch können ihre Wärme auf Cold Streams übertragen.
- Sämtliche Cold Streams unterhalb des Pinch können durch Hot Streams erwärmt werden.

Obige Ziele können im MER HEN nur dann erreicht werden, wenn am Pinch die N-Regel erfüllt ist:  $N_{out} \geq N_{in}$ .

In Abb. 7-2 im Teilsystem oberhalb des Pinch ist aber zu sehen, dass  $N_{out} = 2$  und  $N_{in} = 3$ , die N-Regel ist also nicht erfüllt und entsprechend fehlt mindestens einem Hot Stream ein Cold Stream, mit dessen Hilfe er auf die geforderten 90°C gekühlt werden könnte. Das Problem kann gelöst werden,

indem ein „Stream out“ gesplittet, d.h. in zwei Teilströme aufgeteilt wird. Der Split ist beispielhaft in Abb. 7-4 dargestellt. Die 50:50-Aufteilung ist nicht zwingend, es können auch andere Verhältnisse gewählt werden.

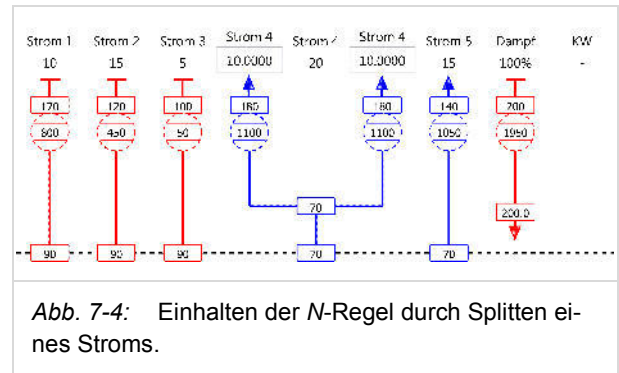


Abb. 7-4: Einhalten der N-Regel durch Splitten eines Stroms.

**Achtung:** Die N-Regel gilt unbedingt am Pinch und bedingt auch in Regionen „ausserhalb“ des Pinch, d.h. über oder unter dem Pinch, wo die Temperaturgradienten höher sind.

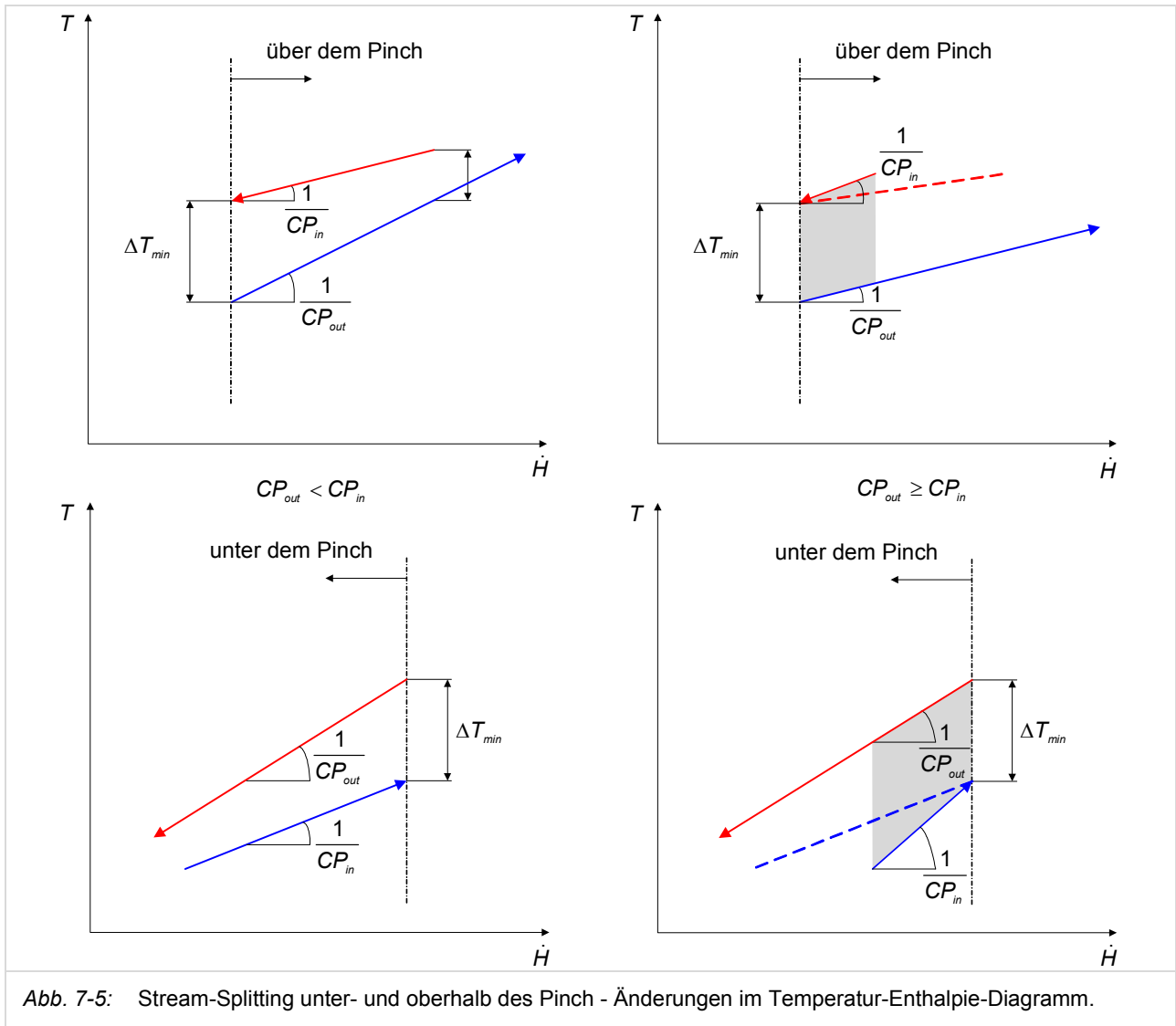
### Die CP-Regel: $CP_{out} \geq CP_{in}$ (am Pinch)

Aus den CCs in Abb. 7-1 kann folgendes Ziel abgeleitet werden:

- Das  $\Delta T_{min}$  soll beim MER HEN in keinem der HEXs unterschritten werden.

Im Teilsystem unterhalb des Pinch in Abb. 7-2 ist Strom 4 der einzige aufzuwärmende Prozessstrom und die N-Regel  $N_{out} \geq N_{in}$  ist somit erfüllt. Strom 4 hat aber den grössten CP-Wert aller verfügbaren Ströme, die CP-Regel  $CP_{out} \geq CP_{in}$  kann daher nicht erfüllt werden.

Abb. 7-5 (unten links) zeigt einen theoretischen HEX zwischen Strom 4 und z.B. Strom 2 qualitativ: Durch den grossen CP-Wert ist der Cold Stream Strom 4 im  $T, \dot{H}$ -Diagramm flacher als die zur Verfügung stehenden Hot Streams. Ausgehend vom  $\Delta T_{min}$  am Pinch würde in der Folge das  $\Delta T_{min}$  im HEX unterschritten. Dies ist aber gemäss CCs nicht erforderlich.



Damit ein HEX gesetzt werden kann, muss gemäß der  $CP$ -Regel  $CP_{out} \geq CP_{in}$  der „Stream in“ (Strom 4) gesplittet werden. Durch das Splitten in Teilströme verringern sich die jeweiligen Wärmekapazitätsströme  $CP$  und es erhöht sich damit die Steigung im  $T, \dot{H}$ -Diagramm; dies bei gleichbleibenden Anfangs- und Endtemperaturen (siehe Abb. 7-5, unten rechts). Das Einhalten der Regel  $CP_{out} \geq CP_{in}$  garantiert, dass die Hot und Cold Streams im  $T, \dot{H}$ -Diagramm parallel sind oder „divergieren“. Abb. 7-5 (oben) zeigt die  $CP$ -Regel exemplarisch für das Teilsystem oberhalb des Pinch, wo sie analog gilt.

Abb. 7-6 zeigt einen beispielhaften Split von Strom 4, durch welchen die  $CP$ -Regel erfüllt werden kann.

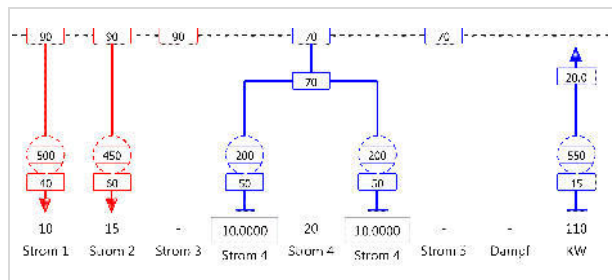


Abb. 7-6: Einhalten der  $CP$ -Regel durch Splitten eines Stroms.

Die 50:50-Aufteilung des Stroms ist auch in diesem Fall nicht zwingend und kann verändert werden, solange die  $CP$ -Regel jeweils erfüllt wird.

**Achtung:** Die  $CP$ -Regel gilt unbedingt für HEXs direkt am Pinch und für alle weiteren HEXs, die „auf einer Seite mit dem  $\Delta T_{min}$  starten“ (d.h. HEXs über dem Pinch, deren „kalte“ Seite eine Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{min}$  hat bzw. HEXs unter dem Pinch, deren „heisse“ Seite eine Temperaturdifferenz von  $\Delta T_{min}$  aufweist)!

Für alle weiteren HEXs kann die  $CP$ -Regel verletzt werden, solange das  $\Delta T_{min}$  eingehalten wird.

### 7.3.2 Vom Pinch aus starten

Die HEXs unmittelbar am Pinch müssen zuerst gesetzt werden, da der verfügbare Temperaturgradient zwischen Hot und Cold Streams dort am geringsten ist.

### 7.3.3 Mit dem grössten $CP_{in}$ am Pinch beginnen

Es soll bei beiden Teilsystemen mit dem „grössten“ Wärmekapazitätsstrom (grosser  $CP$ -Wert), der in **Richtung des Pinch** geht, begonnen werden. Grund: Der Strom mit dem grössten  $CP_{in}$  hat die flachste Steigung und ist dadurch bezüglich  $\Delta T_{min}$  am schwierigsten zu behandeln.

### 7.3.4 „Tick Off Rule“

Durch die konsequente Anwendung der „Tick Off Rule“ kommt man einem **HEN mit minimaler Anzahl HEXs** am nächsten.

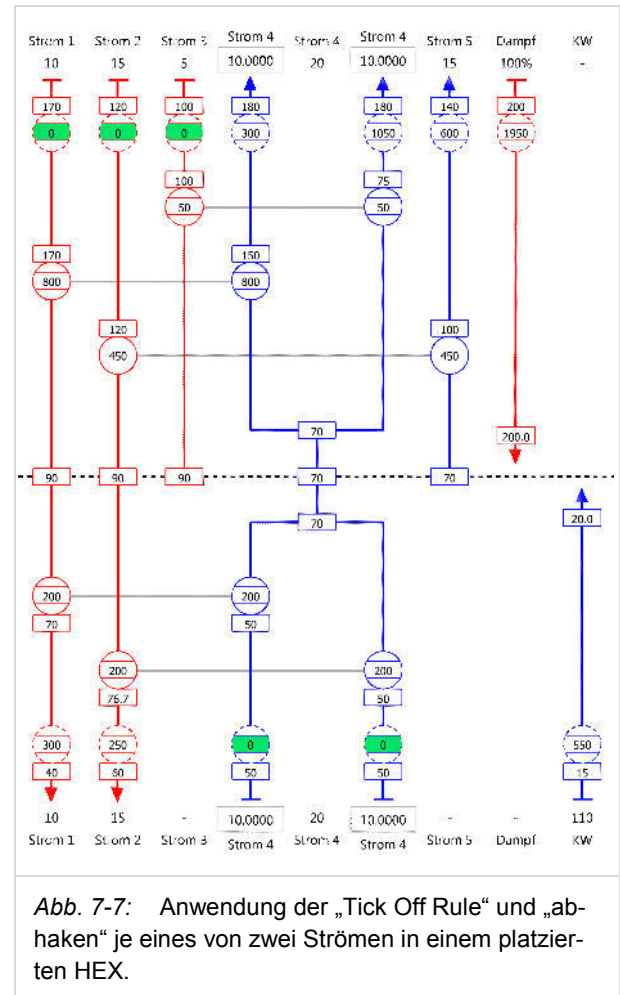
Die Tick Off Rule besagt:

#### Maximierung der Leistung des gesetzten HEX.

In der Regel wird dabei einer der beiden involvierten Ströme „geleert“, d.h. sein gesamter Energiebedarf wird mit dem platzierten HEX gedeckt. Der Strom kann also mit nur einem HEX „abgehakt“ werden („Tick Off“!) und der nächste Strom kann betrachtet werden.

Zuerst wird das obere Teilsystem gemäss Abb. 7-7 gelöst. Strom 2 mit dem grössten  $CP_{in}$  wird mit Strom 5 verknüpft, indem sein gesamter Energieinhalt an Strom 5 übertragen wird. Strom 2 ist somit „abgehakt“. Anschliessend werden Strom 1 mit Strom 4 und Strom 3 mit Strom 4 verbunden und „abgehakt“.

Darauf wird das untere Teilsystem gelöst, indem die beiden Teilströme von Strom 4 mit Strom 1 und Strom 2 verbunden werden.



**Hinweis:** Das Verhältnis von Splits (z.B. 50:50) kann manchmal ausgenutzt werden, um die Anzahl HEXs zu reduzieren. Wäre es z.B. möglich, die Leistung des ersten Teilstroms von Strom 4 (oberhalb des Pinch) von 1'100 kW auf 800 kW zu reduzieren<sup>3</sup>, könnten dadurch sowohl Strom 1 als auch Teilstrom 4 mit einem HEX „abgehakt“ werden.

**Achtung:** Die „Tick Off Rule“ kann je nach Anzahl, Leistung, Temperatur und  $CP$ -Wert der Ströme nicht immer konsequent angewendet werden. Sie steht zudem häufig im Widerspruch zur Minimierung der HEN-Fläche, die mittels „Driving Force Plot“ angestrebt werden kann.

<sup>3</sup> Dies ist in diesem Fall nicht möglich, da dafür der  $CP$ -Wert des Teilstroms 7.27 kW/K (anstelle der gewählten 10 kW/K) betragen müsste und in der Folge die  $CP$ -Regel

zwischen Strom 1 und Strom 4 nicht mehr eingehalten wäre.

Es ist der Ingenieurin und dem Ingenieur überlassen, die geeigneten Kriterien für die Netzwerkoptimierung zu definieren. Oft spielen auch betriebliche Einschränkungen oder technische Limitierungen eine wichtige Rolle.

7.3.5 Driving Force Plot

Der Driving Force Plot ist ein Hilfsdiagramm zur Erarbeitung eines **HEN mit minimaler Gesamtfläche**. Er wird von den CCs abgeleitet und stellt den verfügbaren vertikalen Temperaturgradienten (Driving Force) zwischen der Cold CC inkl. Cold Utilities und der Hot CC inkl. Hot Utilities dar. Die Temperatur der Cold CC inkl. Cold Utilities wird dabei auf der x-Achse abgebildet, die Driving Force auf der y-Achse.

Abb. 7-8 (a) zeigt die Herleitung des Driving Force Plot.

Ein HEX, der perfekt auf den Driving Force Plot passt, erfüllt die vertikale Wärmeübertragung gemäss CCs (b). Ein HEX, der an einer (c) oder gar zwei Stellen (d) nicht auf dem Driving Force Plot liegt, zeigt eine sogenannte „criss-cross“ Wärmeübertragung: Eine Nutzung von zu viel oder zu wenig der zur Verfügung stehenden Driving Force. Ein „criss-cross“ HEX verursacht immer einen weiteren „criss-cross“ HEX und führt im schlimmsten Fall zu einem HEN, das nicht mehr überall das  $\Delta T_{min}$  einhalten kann. In den meisten Fällen führt ein System mit vielen „criss-cross“ HEXs zu grösserer Fläche.

Nachfolgend wird noch einmal das Teilsystem unterhalb des Pinch gemäss Abb. 7-7 betrachtet. Ein Blick auf den Driving Force Plot des HEX zwischen Strom 1 und Strom 4 zeigt, dass der HEX nicht optimal platziert wurde: Am „kalten“ Ende des HEX wird nur ein Temperaturgradient von 20 K genutzt, obwohl ca. 24 K möglich wären (siehe Abb. 7-9).

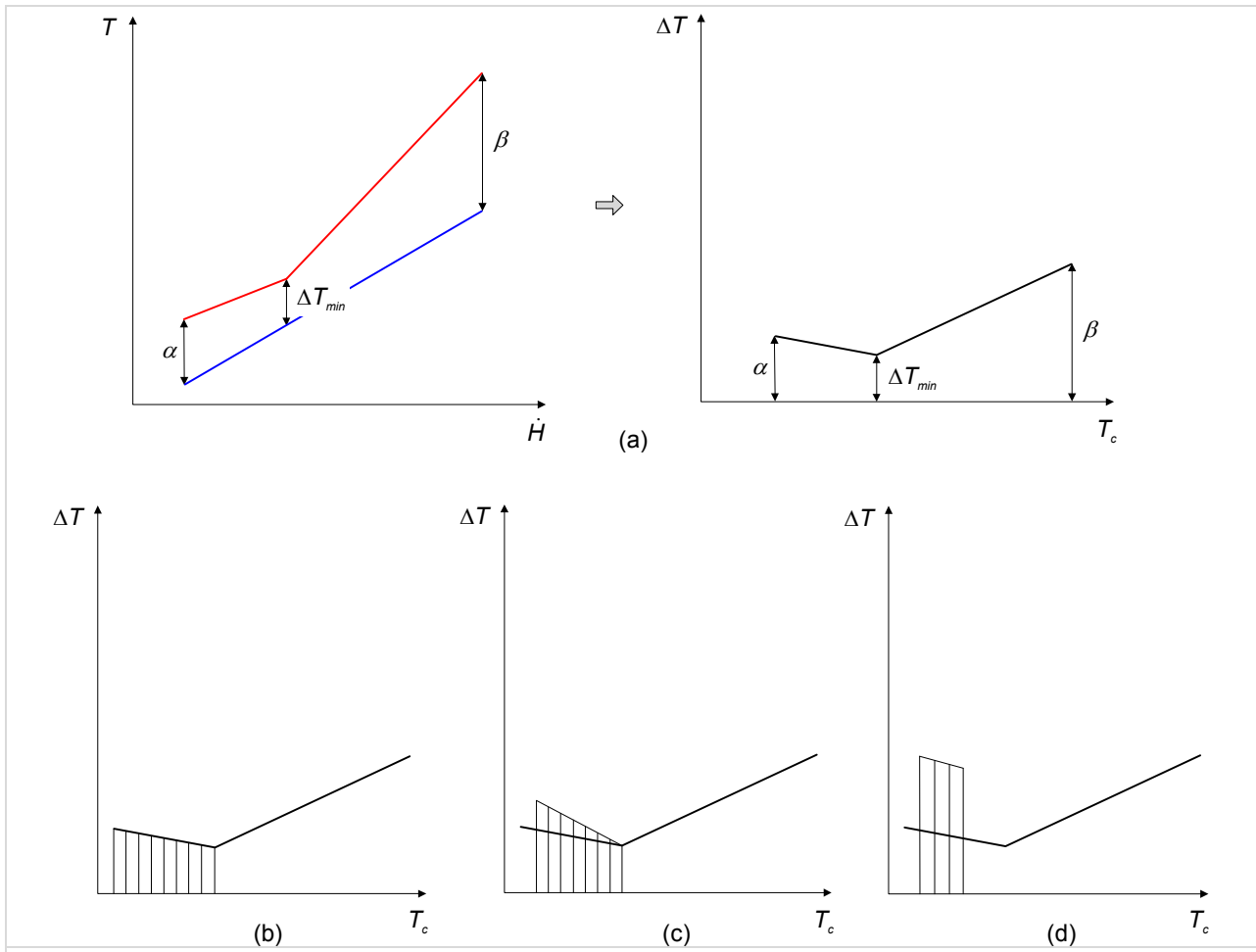


Abb. 7-8: Driving Force Plot: Zeigt, wie nahe ein HEX an vertikaler Wärmeübertragung ist.

Durch einen geeigneteren Split kann der Temperaturgradient besser ausgenutzt werden. Wird Strom 4 unterhalb des Pinch proportional (gemessen am  $CP$ -Wert) auf die Ströme 1 und 2 verteilt, erreichen beide Hot Streams eine Ausgangstemperatur von  $74^{\circ}\text{C}$  und die Wärmeübertragung erfolgt „vertikal“ (siehe Abb. 7-10) mit einem  $\Delta T$  von 24 K am „kalten Ende“ des HEX.

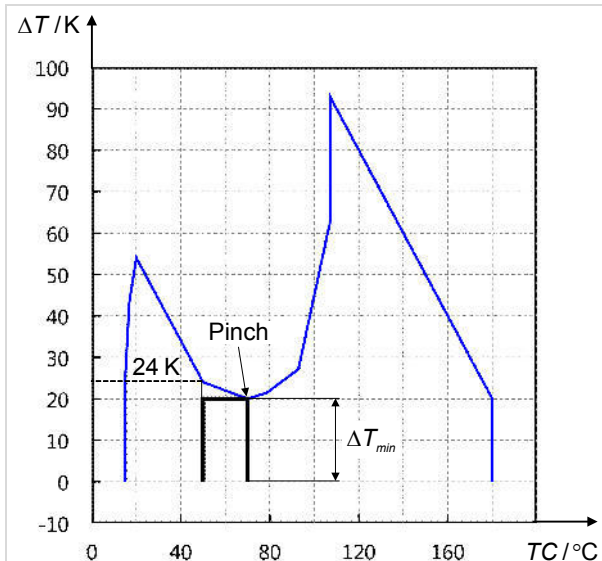


Abb. 7-9: Driving Force Plot des HEX zwischen Strom 1 und Strom 4 (Teilsystem unterhalb des Pinch) aus Abb. 7-7.

Das HEN Design mit Hilfe des Driving Force Plot kann nicht immer mit der Tick Off Rule vereinbart werden und führt häufig zu vielen Splits. Ein HEN Design mit vielen Splits wird auch „Spaghetti-Design“ genannt. Es resultiert meistens in einer grossen Anzahl HEXs.

Die kosteneffektivste Art des Netzwerkdesigns liegt bei der Ingenieurin und dem Ingenieur und berücksichtigt auch die Rahmenbedingungen der Anlage. Es gibt häufig verschiedene Lösungen.

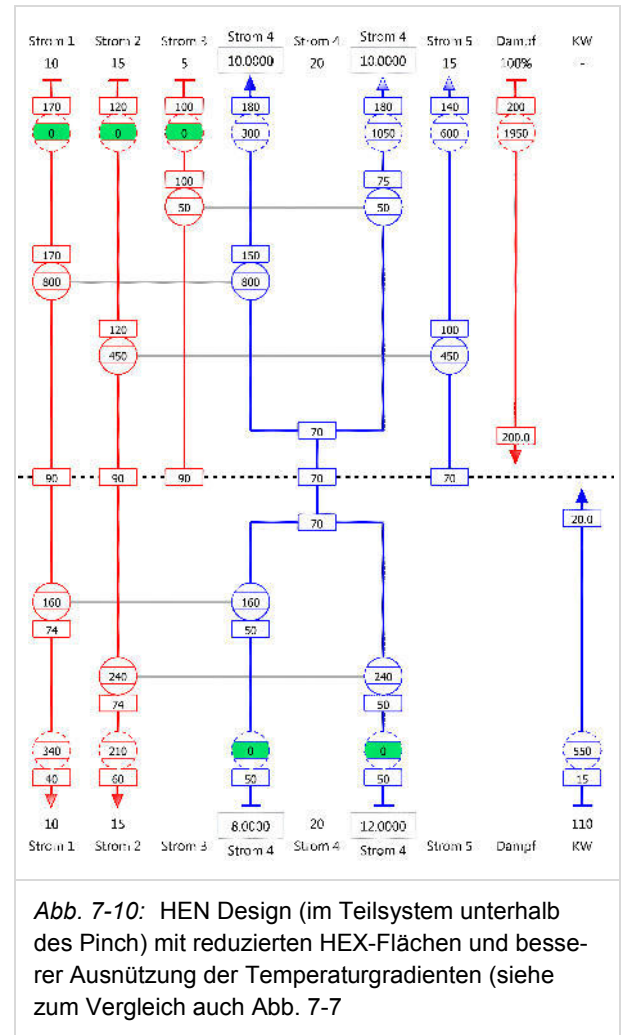
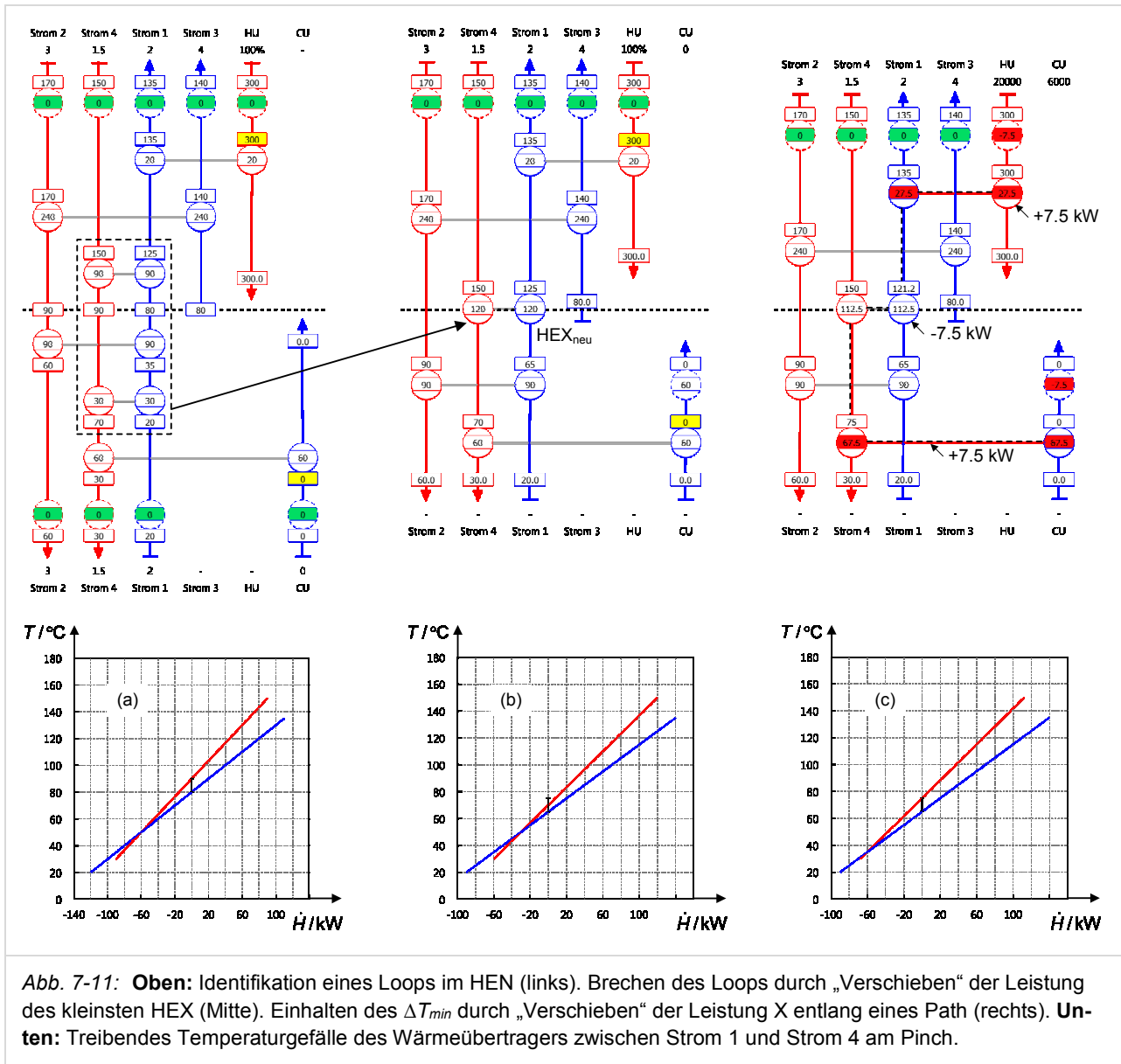


Abb. 7-10: HEN Design (im Teilsystem unterhalb des Pinch) mit reduzierten HEX-Flächen und besserer Ausnutzung der Temperaturgradienten (siehe zum Vergleich auch Abb. 7-7)

## 7.4 Optimierung des HEN

Auch wenn ein HEN-Design sämtliche Zielwerte aus dem Supertargeting erreicht, hat es unter Umständen noch immer Potenzial zur Reduktion der jährlichen Gesamtkosten. Dies ist darum möglich, weil im Targeting einige vereinfachende Annahmen getroffen wurden (vertikaler Wärmetransfer, gleichmässige Verteilung von Wärmeübertragungsfläche auf alle HEXs etc.), welche in der Praxis nicht immer zutreffen.



### 7.4.1 Loops & Paths

Die Methode der Loops & Paths (Schlaufen und Pfade) kann für die Umverteilung von Wärmeleistungen im HEN genutzt werden. Ziel ist eine **Reduktion der Anzahl HEXs** und/oder **eine Reduktion der HEN-Fläche**. Da die Methode z.T. zu Verletzungen der MER HEN Regeln führt, wird sie in den meisten Tools über das sogenannte Relaxed HEN angewendet. Das Relaxed HEN ist im nächsten Abschnitt beschrieben.

Betrachtet man folgendes MER HEN Design eines Vierstrom-Prozesses mit  $\Delta T_{min} = 10 \text{ K}$  (Abb. 7-11, links oben), erkennt man zwischen Strom 1 und Strom 4 einen Loop (Schleife). Das HEN Design

mit den 2 getrennten HEXs im unteren und oberen Teilsystem ist zwar bezüglich treibendem Temperaturgefälle optimal, in der Praxis aber unter Umständen schwierig zu regulieren und wegen den zwei getrennten HEXs eher teuer.

Im Folgenden wird erklärt, wie der Loop zwischen Strom 1 und 4 gebrochen und durch einen einzigen HEX (mit leicht geringerer Leistung), den sogenannten  $\text{HEX}_{\text{neu}}$ , ersetzt werden kann.

In Abb. 7-11 (Mitte, oben) wurden die 30 kW des HEX zwischen Strom 1 und 4 im unteren Teilsystem auf den  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  im oberen Teilsystem „verschoben“.



Aufgrund der zusätzlichen 30 kW beim  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  betragen die Temperaturen am kalten Ende neu  $65^\circ\text{C}$  respektive  $70^\circ\text{C}$  für Strom 1 und 4.

Das neue  $\Delta T$  von 5 K ist kleiner als das  $\Delta T_{\text{min}}$  von 10 K. In der Gegenüberstellung der Ströme im  $T, \dot{H}$ -Diagramm ist dies gut ersichtlich (Abb. 7-11 (a) und (b)). Die Wärmemenge, die übertragen wird, vergrößert sich um 30 kW, entsprechend verschiebt sich das kalte Ende des  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  nach links und das  $\Delta T_{\text{min}}$  wird verletzt.

Dieses Problem kann mit einem sogenannten **Path** (Pfad) gelöst werden. Ein Path ist eine Verbindung durch Ströme und HEXs von der Cold zur Hot Utility, wie in Abb. 7-11 (rechts oben) dargestellt. Wird die Cold Utility um  $X$  kW erhöht, werden  $X$  kW weniger Wärme beim  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  übertragen und Strom 4 muss schliesslich um  $X$  kW zusätzlich beheizt werden. Gesucht ist nun die Leistung  $X$ , mit welcher das  $\Delta T_{\text{min}}$  am kalten Ende des  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  wieder eingehalten werden kann.

Die Berechnung der Leistung  $X$  ist einfach: Das kalte Ende am  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  ist durch Strom 1 auf  $65^\circ\text{C}$  festgelegt. Das kalte Ende bei Strom 4 muss also  $75^\circ\text{C}$  erreichen, um das  $\Delta T_{\text{min}}$  einzuhalten. Damit liegt das kalte Ende 5 K über der Temperatur gemäss Abb. 7-11 (Mitte oben). Bei einem  $CP$ -Wert von  $1.5 \text{ kW/K}$  (Strom 4) machen 5 K genau  $5 \times 1.5 = 7.5 \text{ kW}$  aus: Die gesuchte Leistung  $X$  beträgt demnach  $7.5 \text{ kW}$ .

Das daraus folgende HEN ist in Abb. 7-11 (oben rechts) ersichtlich. Der  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  hat  $7.5 \text{ kW}$  weniger Leistung als die Summe der beiden ursprünglichen HEXs des Loops und der Bedarf an Hot und Cold Utility ist jeweils um  $7.5 \text{ kW}$  gestiegen. Das  $\Delta T_{\text{min}}$  ist eingehalten und im Vergleich zu Abbildung 7-11 (oben links) konnte ein HEX reduziert werden. Das HEN ist nun ein Relaxed HEN, da  $\text{HEX}_{\text{neu}}$  leicht durch den Pinch führt. Das Relaxed HEN wird in Abschnitt 7.4.2 genauer beschrieben.

Abb. 7-11 (c) zeigt den Driving Force Plot von  $\text{HEX}_{\text{neu}}$ . Im Vergleich zu Abb. 7-11 (b) wurde der Hot Stream Strom 4 horizontal nach links verschoben und das  $\Delta T_{\text{min}}$  wird wieder eingehalten.

#### 7.4.2 Relaxed HEN

Ein MER HEN soll vereinfacht und praxistauglicher gemacht werden, falls eine direkte Umsetzung in der Anlage technisch schwierig oder wirtschaftlich nicht optimal ist. Vereinfacht heisst in diesem Fall:

Reduktion der Komplexität und Anzahl HEXs durch Streichen und Zusammenfassen bzw. Vergrössern von HEXs und lokale „Justierung“ des  $\Delta T_{\text{min}}$  in einigen HEXs. Dieses vereinfachte HEN wird **Relaxed HEN** genannt. Relaxed darum, weil die im MER HEN Design geltenden Prinzipien (z.B. kein Wärmetransfer durch den Pinch, Einhalten des  $\Delta T_{\text{min}}$ ) „gelockert“ werden.

Erste Priorität bei der Vereinfachung hat die Reduktion der Komplexität und der Anzahl HEXs, unter Einhaltung des  $\Delta T_{\text{min}}$ . Eine geeignete Methode dafür ist die Methode der Loops & Paths, auf die in obigem Abschnitt kurz eingegangen wurde.

Zweite Priorität hat die lokale „Justierung“ des  $\Delta T_{\text{min}}$ . Basiert die Stromtabelle auf unterschiedlichen Medien mit Wärmeübergangskoeffizienten, welche sich um Grössenordnungen unterscheiden, kann ein "Verschieben" von HEX-Leistungen wirtschaftlich sein.

Dazu ein Beispiel:

Frischwasser (ca.  $2'000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) wird über HEX 1 (z.B. mit wässrigem Produkt,  $\alpha$  ca.  $2'000 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) und HEX 2 (z.B. mit Rauchgasen,  $\alpha$  ca.  $50 \text{ W/m}^2\text{K}$ ) in Serie erwärmt. Beide HEXs haben den gleichen Temperaturgradienten. HEX 1 benötigt durch den hohen  $\alpha$ -Wert bedeutend weniger Fläche pro übertragener Leistung ( $\text{m}^2/\text{kW}$ ) als HEX 2 mit Rauchgasen. Es kann in der Folge wirtschaftlich sein, die Leistung von HEX 1 zu erhöhen (und das  $\Delta T$  zu erniedrigen) und gleichzeitig die Leistung von HEX 2 zu erniedrigen.

Es gibt verschiedene Tools, welche den Aufbau des Relaxed HEN aus dem MER HEN erlauben. In der Software PinCH 2.0 z.B. ist die Erstellung eines Relaxed HEN ebenfalls möglich

#### 7.5 Einschränkungen

Einschränkungen für die Umsetzung von ermittelten HEXs können verschiedener Art sein:

- **Distanz:** Die zu kombinierenden Energieströme (z.B. Abluft und Speisewasser) sind weit voneinander entfernt.
- **Platzverhältnisse:** Ein grosser Luft/Luft-HEX mit zugehörigen Luftkanälen in einer Papierfabrik mit engen Platzverhältnissen.

- **Hygiene:** Ein kondensierender HEX nach einem Sprühtrockner in der Nahrungsmittelindustrie, durch den es bei Betriebsstörungen (Unterdruck) zu Kondensatverunreinigungen im Sprühtrockner kommen kann.
- **Druck(verlust):** Der Druckverlust in einem geplanten Economizer (Rauchgaswärmerückgewinnung) ist für den installierten Brenner im Dampfkessel zu hoch und ein zusätzlicher Rauchgas-Ventilator zu teuer.
- **Umbaukosten:** Bei bestehenden Anlagen kann der Rückbau von alten HEXs eine bedeutende Investition bedeuten und den Payback eines HEX deutlich verschlechtern.
- **Produktionsstillstand:** Muss der Einbau von HEXs ausserhalb von geplanten Produktionsstillständen erfolgen, gehen dem Betrieb wertvolle Produktionsstunden verloren. Diese können die Wirtschaftlichkeit einer Massnahme sehr schnell zu Nichte machen.
- **Sicherheit:** Thermoöl kombiniert mit einer ab 200°C chemisch reagierenden Flüssigkeit.
- **Statik:** Ein HEX ist für das Hallendach zu schwer.
- **Flexibilität:** Eine Verkoppelung von zwei Strömen in derselben Anlage erschwert das An- und Abfahren der Anlage oder schränkt die Flexibilität bei Produktionsänderungen und/oder zukünftigen Erweiterungen ein.
- **Materialien:** Korrosive Stoffpaarungen, z.B. Salzsäure und Flusssäure, für welche es schwierig ist, ein gemeinsames korrosionsfestes HEX-Material zu finden.
- **Unmögliche HEXs:** Z.B. Vorwärmung von Kakaobohnen in einem Röster mit Abwasser. Die Ströme sollen immer so modelliert werden, dass Ihre Kombination in einem HEX möglich ist! In obigem Beispiel soll die Röstluft anstelle der Kakaobohnen in die Stromtabelle aufgenommen werden. (Die Erstellung der Stromtabelle wird ausführlich in Kapitel 9 beschrieben).
- **Ungleichzeitigkeit:** Zwei Ströme, welche in der Pinch-Analyse als gleichzeitig betrachtet wurden, existieren in Realität nicht immer gleichzeitig. Dadurch kann die Verknüpfung der Ströme mittels HEX regelungstechnisch schwierig werden und das Einsparpotenzial durch den HEX wird überschätzt. Lösung: Exaktere zeitliche Definition der auftretenden Ströme eines Prozesses oder Optimierung der Wärmeübertragung mittels Energiespeichern.

Die Einschränkungen können jeweils bedingt oder unbedingt sein. Unbedingt sind sie, wenn sie ein unkontrollierbares Sicherheitsproblem darstellen oder den HEX technisch verunmöglichen. Die meisten Einschränkungen sind jedoch bedingt: Eine technische Lösung wäre theoretisch denkbar, aber die Mehrkosten für die Massnahme werden zu hoch.

Die Einschränkungen reduzieren die praktisch erreichbare WRG und Abwärmenutzung verglichen mit den energetischen Zielwerten.

Bei der Planung von Anlagen ist es wichtig, die verschiedenen Arten von Einschränkungen im Hinterkopf zu behalten, um nicht in der Ausführungsphase mit bedeutenden Mehrkosten oder sogar Sicherheitsproblemen konfrontiert zu werden.

Folgende gängige Probleme können durch kluge Definition der Stromtabelle vermieden werden:

- **Fouling:** Der geplante Abwasser-HEX benötigt wegen Fouling wesentlich mehr Fläche als mit der Pinch-Analyse gerechnet: Der  $\alpha$ -Wert soll bereits in der Stromtabelle auf einen tieferen Wert gesetzt werden.

## 8 Optimierung der Energieversorgung

### 8.1 Einleitung

Dieses Kapitel ist der Optimierung der Energieversorgung bzw. der Hot und Cold Utilities gewidmet. Mit der Pinch-Analyse werden dabei die Temperaturniveaus der Utilities sowie deren Leistungen festgelegt. Ziel der Optimierung ist immer eine möglichst kostengünstige und bedarfsgerechte Energieversorgung.

Aus exergetischen Gründen lassen sich folgende Hauptprinzipien für die Energieversorgung ableiten:

#### Hauptprinzipien Utility-Platzierung

1. Heizenergie auf möglichst tiefem Temperaturniveau
2. Kühlenergie auf möglichst hohem Temperaturniveau

**Beispiel Heizung:** Wird ein Dampfsystem auf 12 bar(a) anstelle von 9 bar(a) betrieben, sind die Verteilverluste und die Exergieverluste in den HEXs grösser.

**Beispiel Kühlung:** Wird das Kühlniveau auf 0°C anstelle von 5°C festgelegt, muss die Kälteanlage mit einer niedrigeren Verdampfungstemperatur betrieben werden, der COP ist tiefer und die Kühlkosten (Elektrizität) werden höher. Auch hier sind die Exergieverluste in den HEXs grösser.

Einen ersten Hinweis auf das nötige Temperaturniveau der Utilities liefern die CCs. Ausgehend von vertikaler Wärmeübertragung und somit maximaler Ausnutzung des verfügbaren Temperaturgradienten können im nachfolgenden Beispiel die CCs in ein Kühlintervall C, 5 WRG-Intervalle und ein Heizintervall H (siehe Abb. 8-1) unterteilt werden.

Nun könnte man in erster Näherung annehmen, dass das optimale Kühlniveau  $\Delta T_{min}$  unterhalb der tiefsten Kühlanforderung liegt. Im Gegenzug könnte das optimale Heizniveau auf  $\Delta T_{min}$  oberhalb der höchsten Heizanforderung vermutet werden.

Tatsächlich ist es aber so, dass das  $\Delta T$  in allen Intervallen ausreichend gross ist, um mindestens einen Teil der Wärme auch „schräg“ auf das nächsthöhere Enthalpieintervall übertragen zu können (z.B. von Intervall C auf Intervall 1). In der Folge kann das Heiztemperaturniveau gesenkt und das Kühlniveau gehoben werden.

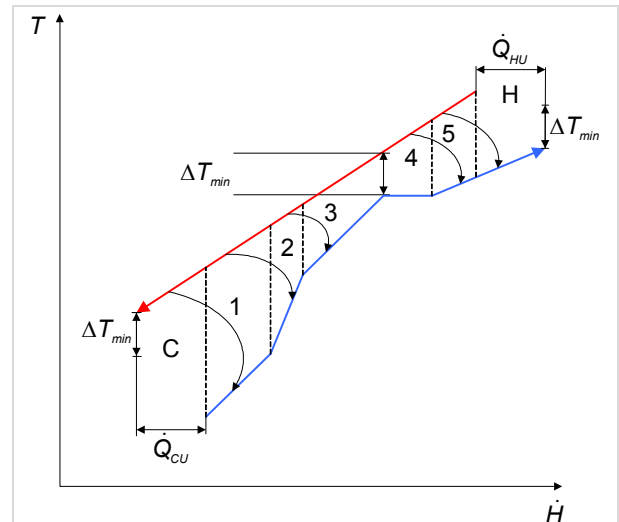


Abb. 8-1: CCs und erste Annahme des Temperaturniveaus der Energieversorgung.

Einzige Ausnahme ist natürlich Intervall 3: Dieses ist durch den Pinch und damit die minimale Temperaturdifferenz vom Intervall 4 getrennt.

Die „schrägen“ HEXs, welche auf eine exakte Einhaltung des  $\Delta T_{min}$  ausgelegt sind (und nicht auf die maximal verfügbaren Temperaturgradienten), sind in Abb. 8-1 mit Pfeilen dargestellt. Sie können mit den CCs nicht systematisch analysiert werden. Eine neue Betrachtungsweise ist nötig: Die Grand Composite Curve (GCC).

**Hinweis für die folgenden Kapitel:** Das Prinzip der vertikalen Wärmeübertragung gemäss CCs und der „schrägen“ Wärmeübertragung gemäss GCC ist für das Verständnis v.a. der Kapitel 12 und folgender wichtig und sollte darum verinnerlicht werden!

## 8.2 Grundlagen der Grand Composite Curve (GCC)

### 8.2.1 Konstruktion der Grand Composite Curve

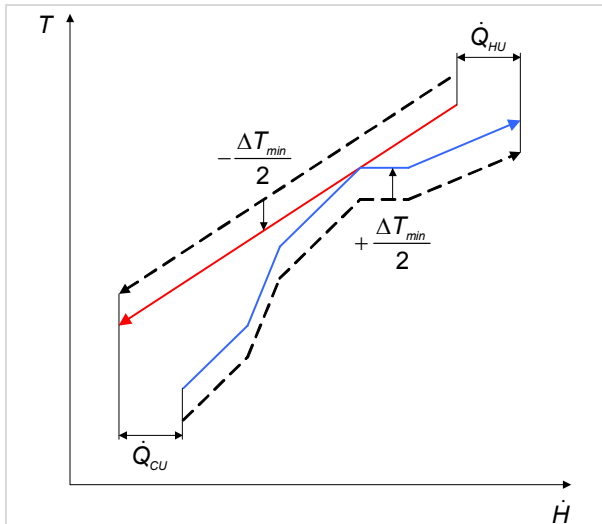


Abb. 8-2: Erstellen der Shifted Composite Curve.

Die Grand Composite Curve (GCC) wird aus den CCs gebildet. Sie gilt nur für ein bestimmtes  $\Delta T_{min}$ , welches vorab definiert wird.

Im Gegensatz zu den CCs zielt sie nicht auf die Analyse der „vertikalen“ Wärmeübertragung und somit maximales  $\Delta T$ , sondern sie ermittelt den Netto-Energiebedarf innerhalb von verschiedenen Temperaturintervallen. Die Analyse erfolgt also „horizontal“.

Zur Konstruktion der GCC werden die CCs einander um je  $\Delta T_{min}/2$  vertikal angenähert, bis sie sich im Pinch-Punkt berühren. Das Ergebnis sind die **Shifted Composite Curves**.

Die Shifted Composite Curves weisen im Pinch den horizontalen Abstand Null und am oberen und unteren Ende den Abstand entsprechend dem Bedarf an Hot und Cold Utility ( $\dot{Q}_{HU}$  und  $\dot{Q}_{CU}$ ) auf.

Die horizontalen Abstände zwischen den beiden Shifted Composite Curves werden nun in ein  $T, \dot{H}$ -Diagramm übertragen.

Die resultierende Kurve ist die sogenannte GCC (siehe Abb. 8-3).

### 8.2.2 Interpretation der GCC

Das in Abb. 8-3 dargestellte Intervall A der GCC sagt aus, dass im Temperaturintervall zwischen  $T^*_0$  und  $T^*_1$  ein Netto-Heizbedarf vorhanden ist (blaue Kurve, positive Steigung). Der Asterisk bei der Temperatur zeigt dabei an, dass es sich um eine „geschiftete“ Temperatur handelt. Zwischen  $T^*_1$  und  $T^*_2$  ist in Intervall B ein Netto-Kühlbedarf vorhanden (rote Kurve, negative Steigung). Zwischen Intervall B und A gibt es demnach die Möglichkeit, prozessintern Wärme zu übertragen. Dies ist durch die sogenannte „Pocket“ dargestellt, die schraffierte Fläche in der GCC. Die Pocket ist somit die Region in der GCC, in welcher weder externe Heizung noch Kühlung notwendig ist.

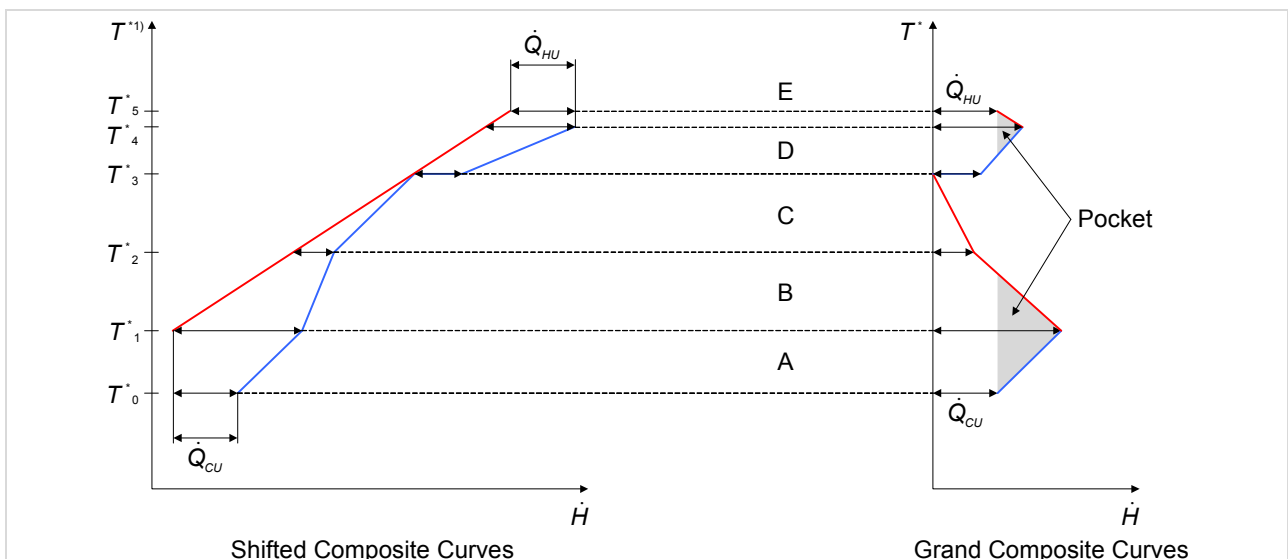


Abb. 8-3: Von der Shifted Composite Curve zur GCC.

1) geschiftete Temperatur

Herauslesen der real benötigten Temperaturniveaus der Utilities aus der GCC:

Durch das gegenseitige Annähern der Hot und Cold CC um je  $\Delta T_{min}/2$  gemäss Abb. 8-2 sind die Temperaturen der Hot CC reduziert und der Cold CC erhöht worden. Aus diesem Grund dürfen die Utility-Temperaturen, wie sie in der GCC dargestellt werden, nicht direkt für die Auslegung der Energieversorgung verwendet werden.

Zu den optimierten und aus dem Diagramm abgelesenen Hot Utility-Temperaturen  $T^*_{HU}$  aus Abb. 8-3 muss  $\Delta T_{min}/2$  addiert werden, damit die effektive Temperatur  $T_{HU}$  des Heizmediums vorliegt (Gleichung 8.1).

$$T_{HU} = T^*_{HU} + \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (8.1)$$

Für die aus der GCC bestimmte Cold Utility-Temperatur  $T_{CU}$  gilt (Gleichung 8.2).

$$T_{CU} = T^*_{CU} - \frac{\Delta T_{min}}{2} \quad (8.2)$$

### 8.3 Utility-Optimierung

#### 8.3.1 Definition von Temperatur und Leistung

Mittels GCC können die Temperaturniveaus der Utilities optimiert werden. Das heisst,  $T^*_{HU}$  kann möglichst reduziert und  $T^*_{CU}$  möglichst erhöht werden. Diese Anpassungen sind entsprechend den Hauptprinzipien (siehe Abschnitt 8.1) der Energieversorgung und dienen der Reduktion der jährlichen Energiekosten.

Die jährlichen Betriebskosten der Utilities können darüber hinaus zusätzlich reduziert werden, indem verschiedene Hot und Cold Utilities im gleichen System verwendet werden.

Es ist beispielsweise nicht empfehlenswert, den ganzen Bedarf an Hot Utility mit Hochdruckdampf zu decken, während gewisse Heizaufgaben auch mit billigerem Tiefdruckdampf durchgeführt werden könnten. Ziel sollte sein, den Anteil an billigeren Utilities zu maximieren sowie den restlichen Teil an teureren Utilities zu minimieren (siehe z.B. Abb. 8-4).

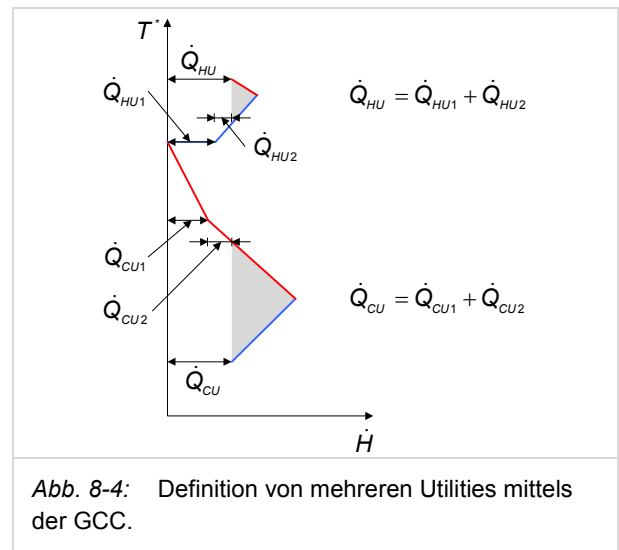


Abb. 8-4: Definition von mehreren Utilities mittels der GCC.

Bis anhin wurden vereinfachend Utilities mit konstanten Temperaturen betrachtet. Solche Utilities sind z.B. Dampf (kondensierender Anteil) oder Medien wie Abwasser, Grundwasser oder Luft, welche in grossen Mengen zur Verfügung stehen und darum beim Heiz- oder Kühlprozess ihre Temperatur kaum ändern.

Häufig ist diese vereinfachende Annahme nicht zutreffend. So gibt es zum Beispiel bei kleineren Massenflüssen eine entscheidende Temperaturspreizung (Rauchgase, Wasser-/Glykol-Kreislauf, Heisswasserkreislauf, Wärmeträgeröl etc.). Diese Spreizung soll bei der Definition der Temperaturniveaus von Utilities berücksichtigt werden.

Analog zur Abb. 8-4 kann anhand der GCC der Massenstrom dieser Energieträger optimal an einen Prozess angepasst werden. Ein Beispiel dazu ist in Abschnitt 8.3.4 (Integration von Gasturbinen) gegeben.

#### 8.3.2 Integration von Blockheizkraftwerken

In Abb. 8-5 sind zwei Arten dargestellt, wie die nutzbare Wärme  $\dot{Q}_{Nutz}$  des Rauchgases und der Motor-Kühlung eines Blockheizkraftwerkes (BHKW) in einen Prozess integriert werden könnten.

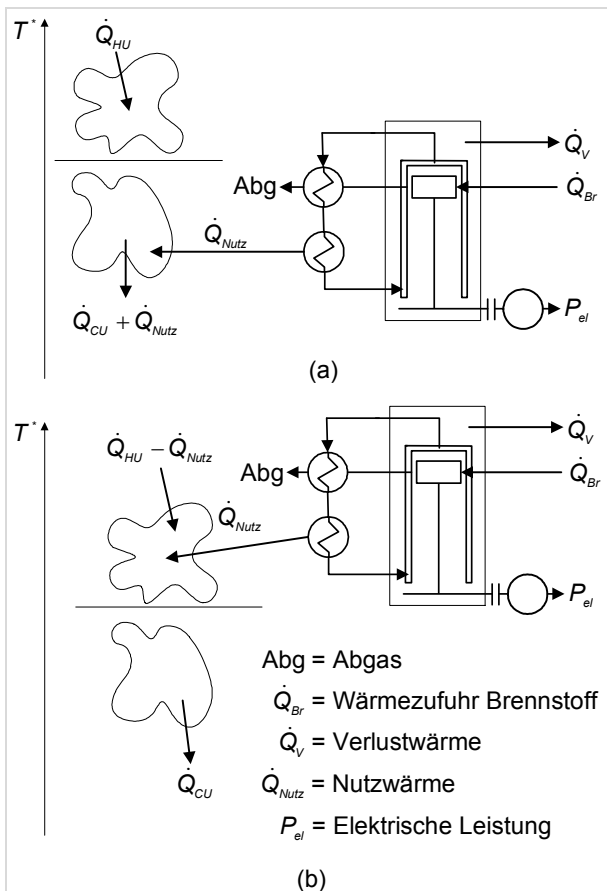


Abb. 8-5: Integration von Blockheizkraftwerken. (a) Falsche Integration der Nutzwärme in das Teilsystem unterhalb des Pinch, welches Wärmeüberschuss aufweist. (b) Korrekte Integration der Nutzwärme in das Teilsystem oberhalb des Pinch, welches Wärmedefizit aufweist.

Gemäss Abb. 8-5 wird der Prozess durch den Pinch in zwei Teilsysteme getrennt. Das Teilsystem oberhalb des Pinch weist ein Wärmedefizit auf, das Teilsystem unterhalb einen Wärmeüberschuss. Wird das Blockheizkraftwerk wie in der Abb. 8-5 (a) integriert, wird die Nutzwärme in das Teilsystem mit Wärmeüberschuss gespiesen. Das Blockheizkraftwerk trägt demnach *nicht* zur energetischen Optimierung des Gesamtsystems bei, wird als allein operierendes Gerät („stand-alone“) betrieben und erhöht in der Folge sogar den Wärmeüberschuss und somit den Kühlbedarf.

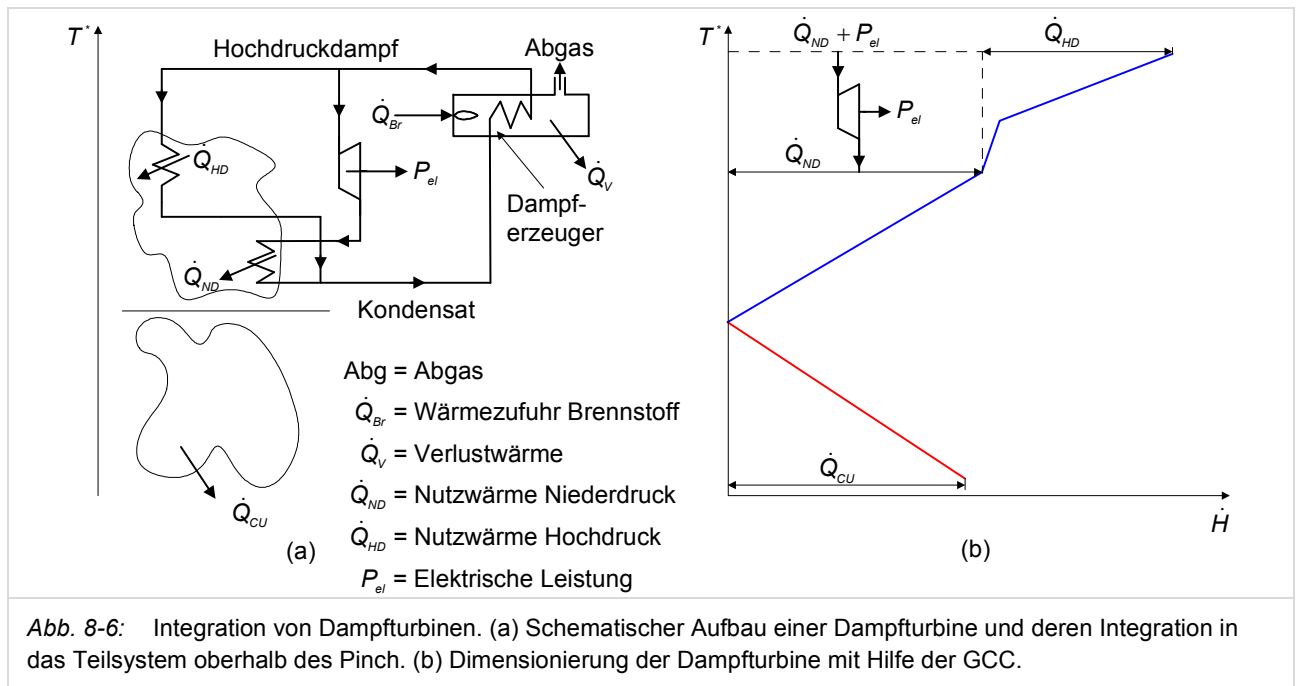
Die Abb. 8-5 (b) zeigt die richtige Integration des Blockheizkraftwerks im Prozess. Die Nutzwärme wird gemäss der ersten Pinch-Hauptregel dem Teilsystem oberhalb des Pinch zugeführt.

Für die genauere Bewertung der Integration von Wärme/Kraft-Kopplungs-Anlagen in einen Prozess muss die GCC beigezogen werden. Die Wärme-einbindung dieser Anlagen in einen Prozess wird gleich gehandhabt, wie wenn man die Energieversorgung bzw. die Utilities optimiert.

### 8.3.3 Integration von Dampfturbinen

Durch die Expansion von Hochdruck-Dampf in der Dampfturbine wird mechanische Leistung erzeugt. Da in der Regel der Elektrizitätspreis (deutlich) über dem Dampfpriß liegt, kann eine Verstromung nicht nur exergetisch, sondern vor allem auch wirtschaftlich interessant sein.

Abb. 8-6 zeigt, wie mit Hilfe der GCC eine Dampfturbine dimensioniert werden kann: Ein Teil der Wärmeleistung wird dem Prozess als Hochdruck-Dampf  $\dot{Q}_{HD}$  zugeführt. Aus der GCC kann die nötige Heizleistung  $\dot{Q}_{ND}$  auf der Niederdruck-Dampfstufe herausgelesen werden.



### 8.3.4 Integration von Gasturbinen

Abb. 8-7 (a) zeigt den schematischen Aufbau einer Gasturbine. Die Maschine besteht aus einem Kompressor und einer Turbine. Der Kompressor ist mit einer Welle mit der Turbine verbunden, die den Kompressor betreibt. Die Luft wird im Kompressor verdichtet, bevor sie in die Brennkammer gelangt. Das Gemisch aus verdichteter Luft und Verbrennungsgasen wird anschliessend in der Turbine expandiert, dabei entsteht mechanische Leistung einerseits für den Betrieb des Kompressors und andererseits für den Generator zur Erzeugung von elektrischem Strom. Die Betriebseigenschaften der Gasturbine richten sich nach der zu erzeugenden elektrischen Leistung, dem Luftmassenstrom durch die Maschine, der Umwandlungseffizienz von Wärme zu mechanischer Leistung und der Temperatur des austretenden Gasgemisches.

In der Abb. 8-7 (b) ist die GCC abgebildet und wie darin der Abgasstrom einer Gasturbine auf den Prozess abgestimmt wird. Bei einer gegebenen Turbinen-Austrittstemperatur soll die Gasturbinenleistung so gewählt werden, dass möglichst viel thermische Energie in den Rauchgasen für die Prozesse genutzt werden kann. Es sollen also die „Stack“-Verluste ( $\dot{q}_s$ ) minimiert werden, welche aus der GCC herausgelesen werden können. Für eine maximale Gesamteffizienz des Gasturbinen-Systems soll in der Folge die Rauchgasmenge (und somit die

Gasturbinenleistung) so gewählt werden, dass der Utility Stream möglichst an dem oberen Teilsystem der GCC anliegt. Im Beispiel aus Abb. 8-7 (b) ist die Gasturbine optimal dimensioniert.

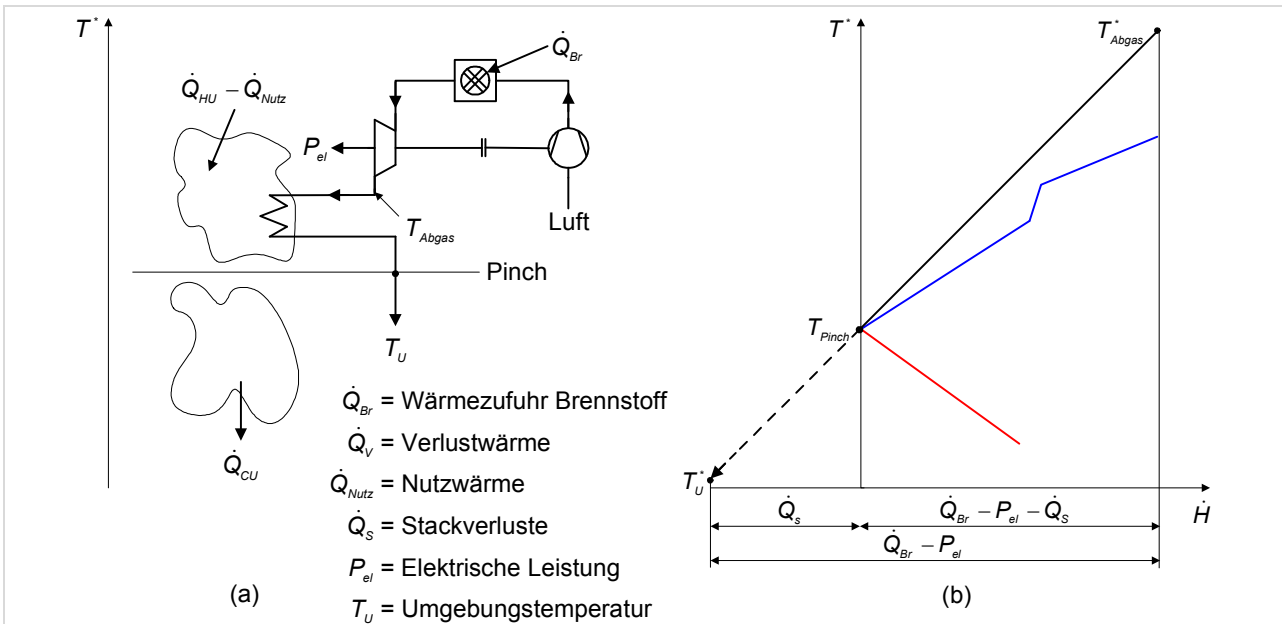


Abb. 8-7: Integration von Gasturbinen. (a) Schematischer Aufbau einer Gasturbine und deren Integration in das Teilsystem oberhalb des Pinch. (b) Dimensionierung der Gasturbine mit Hilfe der GCC.

## 8.4 Energy Conversion Units (ECUs)

### 8.4.1 Begriffsdefinition Energy Conversion Unit

Eine **Energy Conversion Unit (ECU)** ist ein Energieumwandlungssystem. Der Begriff wird in diesem Handbuch stellvertretend für Umwandlungssysteme verwendet, welche mit dem Prozess interagieren. Das heißt, dass ECUs nicht oder suboptimal nutzbare Wärme verwenden, um diese für die Anlage (besser) nutzbar zu machen. Sie stehen damit im Gegensatz zu einer einfachen Utility (z.B. Dampf, Rauchgase, Heisswasser, Kältemittel, Kühlwasser usw.), welche lediglich „einseitig“ Wärme zu- oder abführen.

Die ECUs werden streng nach den 3 Hauptregeln der Pinch-Analyse eingesetzt und ausgelegt. In den folgenden Abschnitten wird auf die ECUs Wärmepumpe sowie mechanische und thermische Brüdenverdichter (Dampfstrahlverdichter) eingegangen.

### 8.4.2 Wärmepumpe

#### Falsche Platzierung

Die Wärmepumpe transferiert Wärme von einem tieferen Temperaturniveau auf ein höheres Temperaturniveau, damit diese Wärme praktisch nutzbar wird.

Eine in der Praxis sehr häufig angetroffene Einbindung der Wärmepumpe ist in Abb. 8-8 dargestellt.

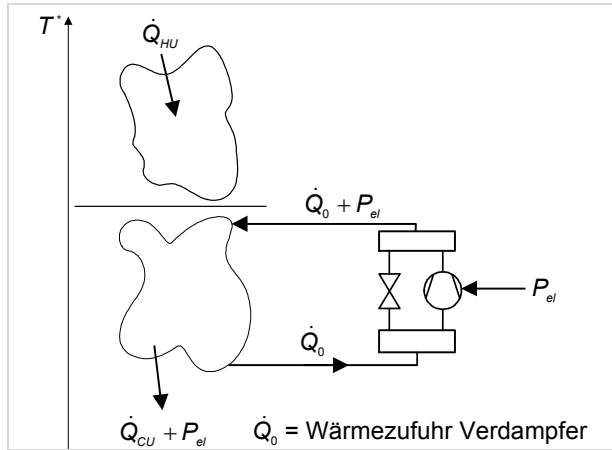
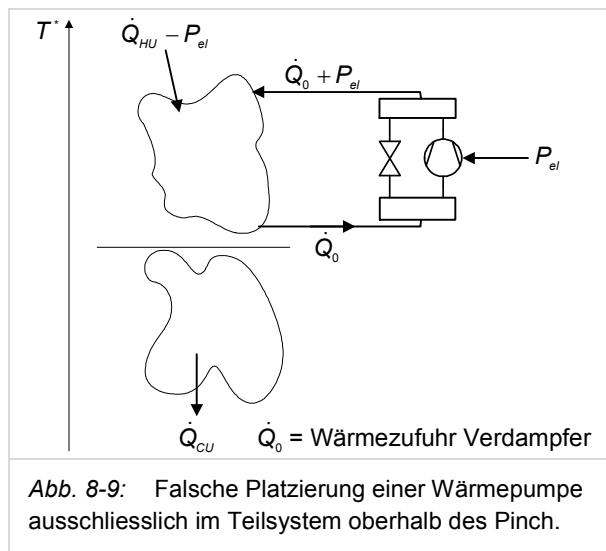


Abb. 8-8: Falsche Platzierung einer Wärmepumpe ausschliesslich im Teilsystem unterhalb des Pinch.



Hier ist die Wärmepumpe vollständig im Teilsystem unterhalb des Pinch integriert. Bei dieser Anordnung verletzt der Kondensator die erste Pinch-Hauptregel (externe Wärmezufuhr nur oberhalb des Pinch) und die Wärmepumpe ist somit nicht korrekt platziert. Da das Teilsystem unterhalb des Pinch einen Wärmeüberschuss aufweist, muss die durch elektrische Energie eingebrachte Wärme zusätzlich durch einen Mehrbedarf an Cold Utility ausgeglichen werden und der Netto-Energiebedarf erhöht sich sogar! In der Abb. 8-9 ist eine Wärmepumpe dargestellt, die vollständig im Teilsystem oberhalb des Pinch integriert ist.



Der Verdampfer verletzt dabei die zweite Pinch-Hauptregel (externe Wärmeabfuhr nur unterhalb des Pinch) und die Wärmepumpe ist somit nicht korrekt platziert. Das dargestellte System wandelt lediglich die elektrische Energie  $P_{el}$  in Wärme um und führt nicht zu einer Netto-Utility-Einsparung, sondern zu einem teilweisen Ersatz von Hot Utility durch elektrische Energie. Hohe Exergieverluste und erhöhte Kosten sind die Folge.

### Korrekte Platzierung

In Abb. 8-10 ist dargestellt, wie eine Wärmepumpe korrekt platziert werden soll: Der Verdampfer bezieht Überschusswärme aus dem Teilsystem unterhalb des Pinch und der Kondensator gibt die Wärme in das Teilsystem oberhalb des Pinch ab. Damit können **gleichzeitig Hot und Cold Utility eingespart** werden! Die Wärmepumpe verletzt keine der drei Pinch-Hauptregeln.

Anhand der Abb. 8-10 (b) wird aufgezeigt, wie die GCC für die optimale Platzierung und Dimensionierung einer Wärmepumpe an einen untersuchten Prozess beigezogen wird. Dabei werden nicht nur die Temperaturniveaus von Verdampfer und Kondensator festgelegt, auch die Leistungen können quantifiziert werden.

An dieser Stelle sei kurz darauf hingewiesen, dass die Leistungszahl einer Wärmepumpe durch einen kleinen Temperaturhub zwischen Verdampfer und Kondensator erhöht werden kann.

### Spezialfall: Wärmepumpe in Pockets

Abb. 8-11 (a) zeigt eine GCC mit Pockets. Wie in Abschnitt 8.2.2 beschrieben sind Pockets Temperaturintervalle einer GCC, innerhalb derer eine direkte Wärmeübertragung möglich ist. In Abb. 8-11 (a) sind Hochdruckdampf (HD), Mitteldruckdampf (MD) und die minimal nötige Niederdruckdampfmenge platziert.

Unter Umständen ist es erstrebenswert, die Nutzung von ND-Dampf zu steigern, um mehr HD-Dampf über eine Dampfturbine auf ND-Dampfniveau expandieren zu lassen. Damit kann die Stromproduktion erhöht werden. Die ND-Dampfleistung kann gemäss der Abb. 8-11 (b) erweitert werden. Alleine die Erweiterung der ND-Leistung ist natürlich nicht sinnvoll, da in der Folge ein Kühlbedarf innerhalb der Pocket über dem Pinch entsteht und netto sowohl Wärme- als auch Kühlbedarf um den Wert  $VD$  steigen. Der Wärmeüberschuss innerhalb der Pocket soll also genutzt werden.

Die Nutzung dieses Wärmeüberschusses kann über eine Wärmepumpe erfolgen. Dadurch wird in der Folge auch der Bedarf an MD-Dampf reduziert.

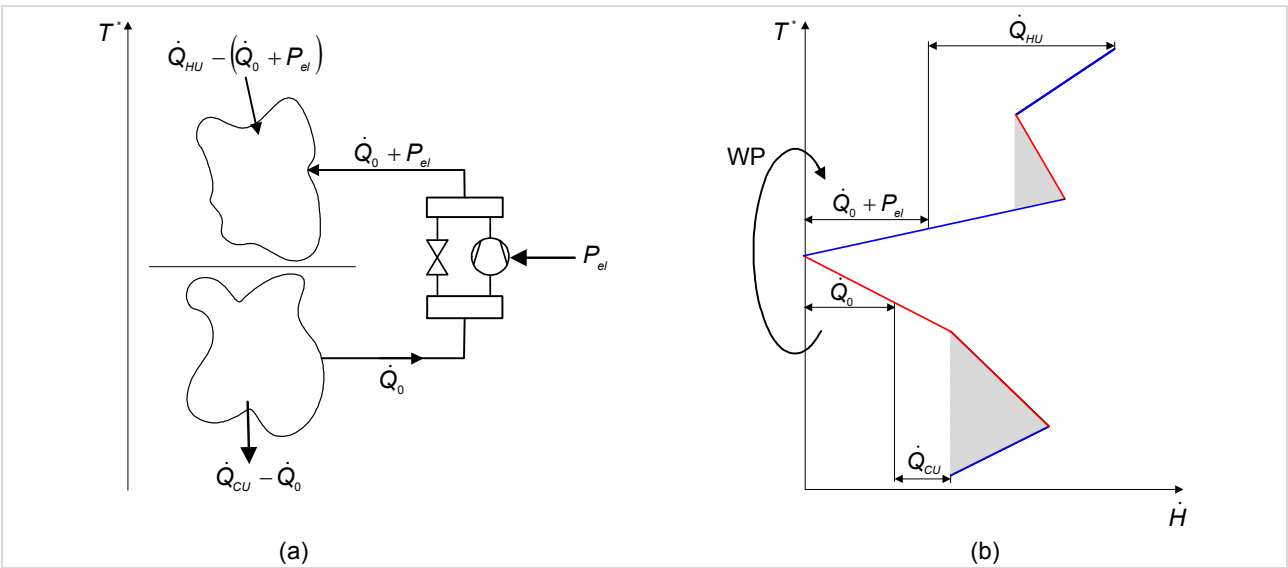


Abb. 8-10: Korrekte Platzierung einer Wärmepumpe. (a) Korrekte Platzierung einer Wärmepumpe mit Kondensator im Teilsystem unterhalb und Verdampfer im Teilsystem oberhalb des Pinch. (b) Dimensionierung der Wärmepumpe mit Hilfe der GCC.

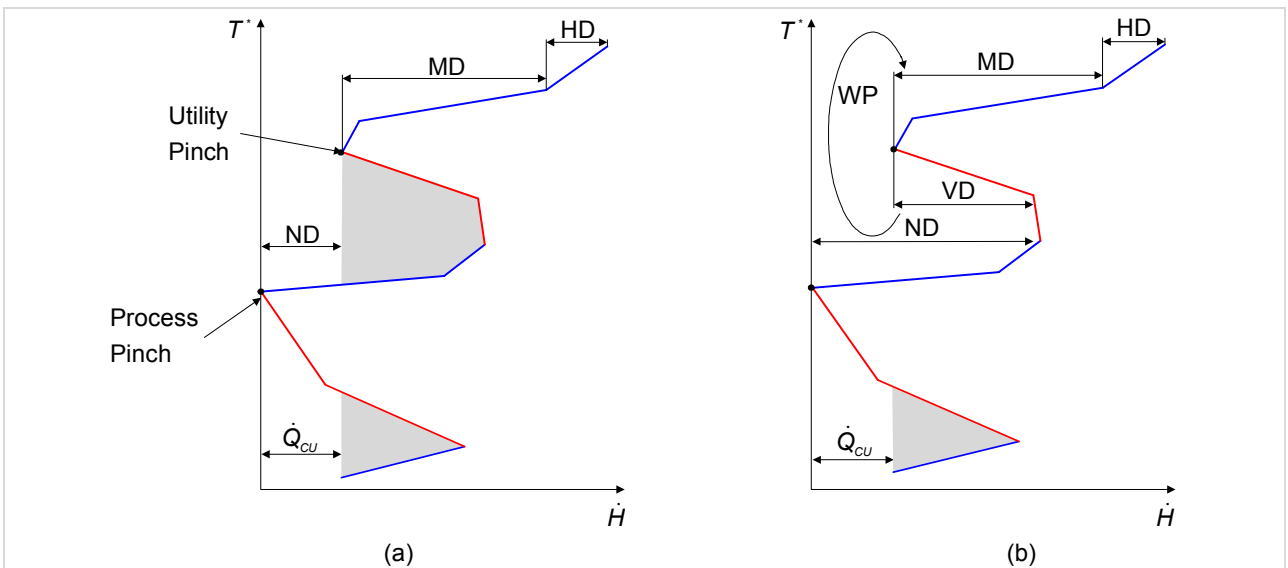


Abb. 8-11: Platzierung einer Wärmepumpe über Pockets. (a) Erbringung des Hot Utility Bedarfs mittels den drei Dampfdruckniveaus HD (Hochdruck), MD (Mitteldruck) und ND (Niederdruck). (b) Erhöhung des ND-Bedarfs und Erniedrigung des MD-Bedarfs durch Platzierung einer Wärmepumpe, welche über einen Kondensator mit der Leistung VD Wärme aus der Pocket bezieht und über der Pocket abgibt.

**Schlussfolgerung:**

Eine Wärmepumpe kann in seltenen Fällen zur Optimierung der Utility-Niveaus auch komplett im oberen oder unteren Teilsystem des Pinch platziert werden. Im Gegensatz zur Wärmepumpe über den Pinch (gemäß Abb. 8-10) ändert sich bei dieser Platzierung der Wärmepumpe am Nettobedarf an Hot und Cold Utility aber nichts!

Dieser Ansatz wird nur dann verwendet, wenn die resultierende Verschiebung von teurer Hot Utility (z.B. MD-Dampf) durch billigere Hot Utility (z.B. ND-Dampf mit Stromproduktion) einen entscheidenden wirtschaftlichen Vorteil bringt. Der Verdampfer soll dabei innerhalb einer Pocket platziert werden, der Kondensator über der Pocket.

### 8.4.3 Mechanische Brüdenverdichtung

Als Brüden oder Abdampf wird der in technischen Anlagen beim Eindampfen oder Trocknen von Stoffen entstehende Wasserdampf bezeichnet. Auch der Schwadendampf aus einem Separator zur Trennung von Dampf und Kondensat wird z.T. als Brüden bezeichnet.

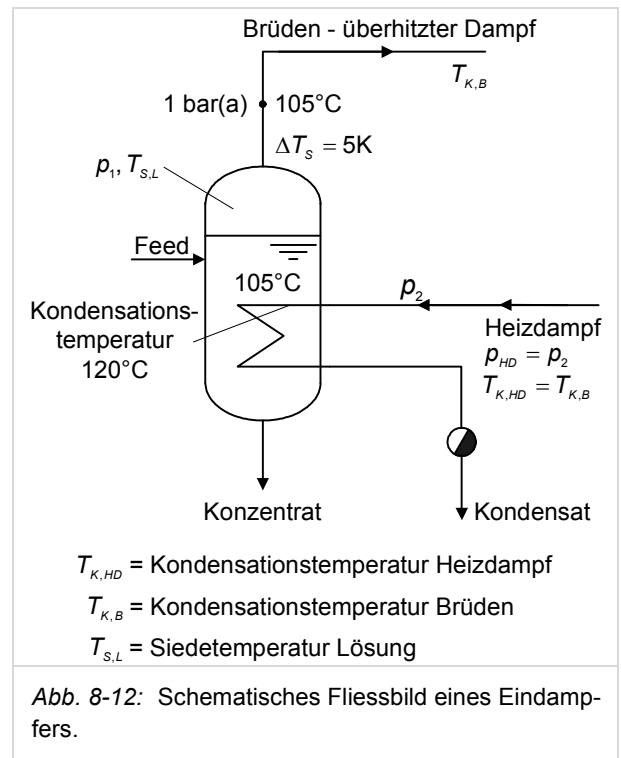
In der Industrie wird wenn immer möglich versucht, die Wärme der Brüden direkt wieder in den Prozess einzubinden. Die optimale Nutzung der Brüden kann mittels GCC abgeschätzt werden.

Abb. 8-12 zeigt ein schematisches Fließbild eines kontinuierlichen einstufigen Eindampfers. Er wird mit Sättdampf zu 2.0 bar(a) und ca. 120°C beheizt. Im Verdampfer selber herrscht ein Druck von 1.0 bar(a).

Durch eine angenommene Siedepunktserhöhung  $\Delta T_s$  von 5 K verdampft die Mischung nicht auf 100°C, sondern auf 105°C. Dabei entstehen überhitzte Brüden auf 105°C und 1.0 bar(a), welche auf 100°C kondensiert werden können. Die 100°C reichen jedoch für eine direkte Nutzung als Heizdampf im Verdampfer nicht aus.

In den CCs in Abb. 8-13 (a) ist gut ersichtlich, dass die Enthalpie der Brüden für die Beheizung ausreichen würde, das Temperaturniveau jedoch zu tief liegt. Die CCs können sich folglich nicht

überlappen und eine WRG ist nicht möglich. In Abb. 8-13 (a) ist rechts die zugehörige GCC dargestellt.

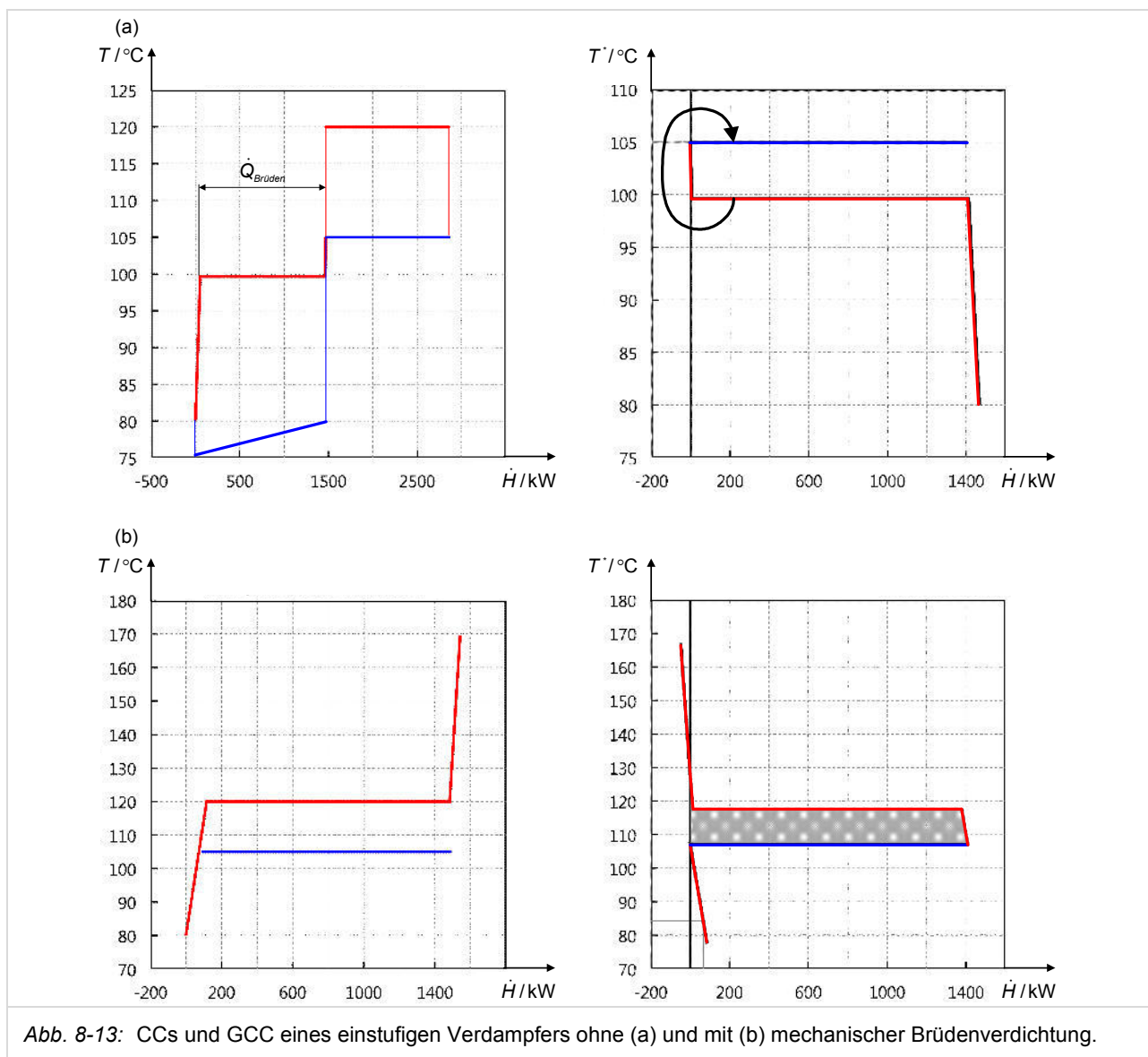


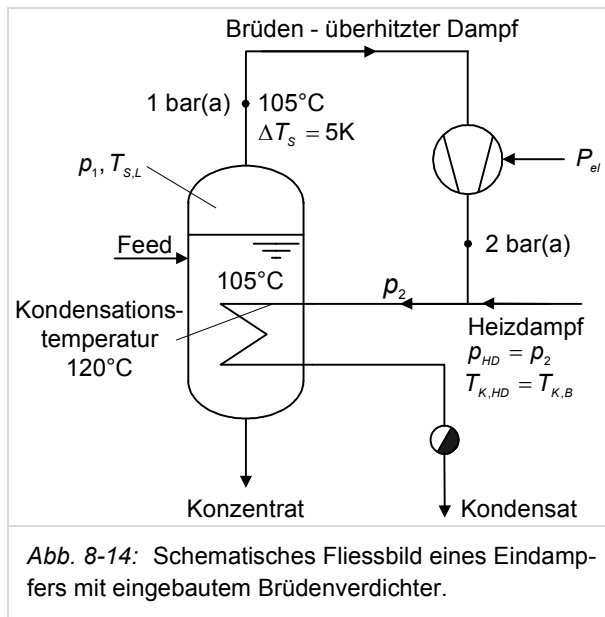
Mit einer mechanischen Brüdenverdichtung (Mechanical Vapour Recompression, kurz MVR) kann die zur Verfügung stehende Wärme der Brüden nutzbar gemacht werden.

Eine MVR ist ein Kompressor, welcher die Brüden auf einen höheren Druck und somit auf eine höhere Kondensationstemperatur bringt. Die Hot CC der Brüden kann somit über die Cold CC des Eindampfers „gehoben“ werden, wie es in Abb. 8-13 (b) gezeigt ist.

Die Enthalpie der verdichteten Brüden (rote Kurve) entspricht der Summe aus der Enthalpie der Brüden vor der Verdichtung plus der mechanischen Arbeit des Verdichters. Durch die erhöhte Kondensations-temperatur können die gesamten Brüden im Verdampfer als Heizdampf verwendet werden (siehe Abb. 8-13 (b)). Eine MVR ist also eine „offene Wärmepumpe“.

In Abb. 8-14 ist der Eindampfer mit dem eingebauten Brüdenverdichter schematisch abgebildet. Im erwähnten vereinfachten Beispiel wird der Brüdenverdichter direkt für denselben Prozess genutzt. Je nach GCC ist auch eine Nutzung für andere Prozesse denkbar.

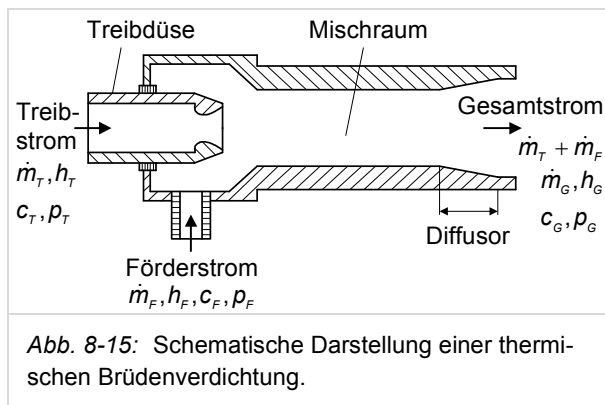




#### 8.4.4 Thermische Brüdenverdichtung

Die Thermische Brüdenverdichtung bzw. Thermal Vapour Recompression (TVR) nutzt die Energie eines Treibstroms höheren Druckniveaus und verdichtet damit einen Förderstrom niedrigeren Druckniveaus auf ein mittleres Druckniveau.

In der folgenden Abbildung ist ein thermischer Brüdenverdichter, auch Dampfstrahlverdichter genannt, schematisch zu sehen.



Thermische Brüdenverdichter werden hauptsächlich mit Wasserdampf als Treib- und Fördermedium betrieben.

Die Vorteile einer TVR sind:

- Förderung von grossen Volumenströmen, insbesondere im hohen Vakuumbereich möglich
- Niedrige Investitionskosten wegen der relativ einfachen Konstruktion
- Lange Lebensdauer, da eine TVR immer aus einem geeigneten, korrosionsbeständigen Werkstoff hergestellt werden kann.
- Hohe Betriebssicherheit und Wartungsfreiheit, weil keine bewegten Teile vorhanden sind.

Eine typische Anwendung der TVR ist die Verdichtung des Abdampfs in der Mitte oder am Ende einer Dampf-Kondensat-Kaskade (Förderstrom). In der Papierindustrie z.B. wird häufig Niederdruckdampf über eine TVR auf Mitteldruckdampf-Niveau verdichtet, wo er wieder in den Zylindern genutzt werden kann.

Normalerweise wird bei einer TVR ein Mischdruck angestrebt, der mehr als dem 1.8-fachen des Förderdrucks entspricht. Das Verhältnis zwischen Treib- und Förderdampfmenge, das zur Erreichung des geforderten Mischdrucks nötig ist, beträgt typischerweise zwischen 2 und 5.

Damit ist auch schon eine wichtige Eigenschaft der TVR vorgegeben: Die resultierende Enthalpie des Mischdampfs ist meist zwischen 3 und 6 Mal grösser als die Enthalpie des Förderdampfs! Damit ist eine TVR für ganz andere energetische Ausgangslagen geeignet als eine MVR. Im Beispiel aus Abb. 8-13 würde eine thermische Brüdenverdichtung des gesamten Förderdampfs einen Mischdampf erzeugen, dessen Leistung etwa 3 Mal grösser wird als der in der GCC abzulesende Bedarf.

Eine TVR eignet sich darum für Energiesysteme, deren CCs bzw. GCC z.B. wie in Abb. 8-16 (a) dargestellt aussehen.

Eine TVR ergibt für obiges Beispiel z.B. die CCs und GCC gemäss Abb. 8-16 (b).

Für die empirische Berechnung einer TVR sei an dieser Stelle auf [5] verwiesen.

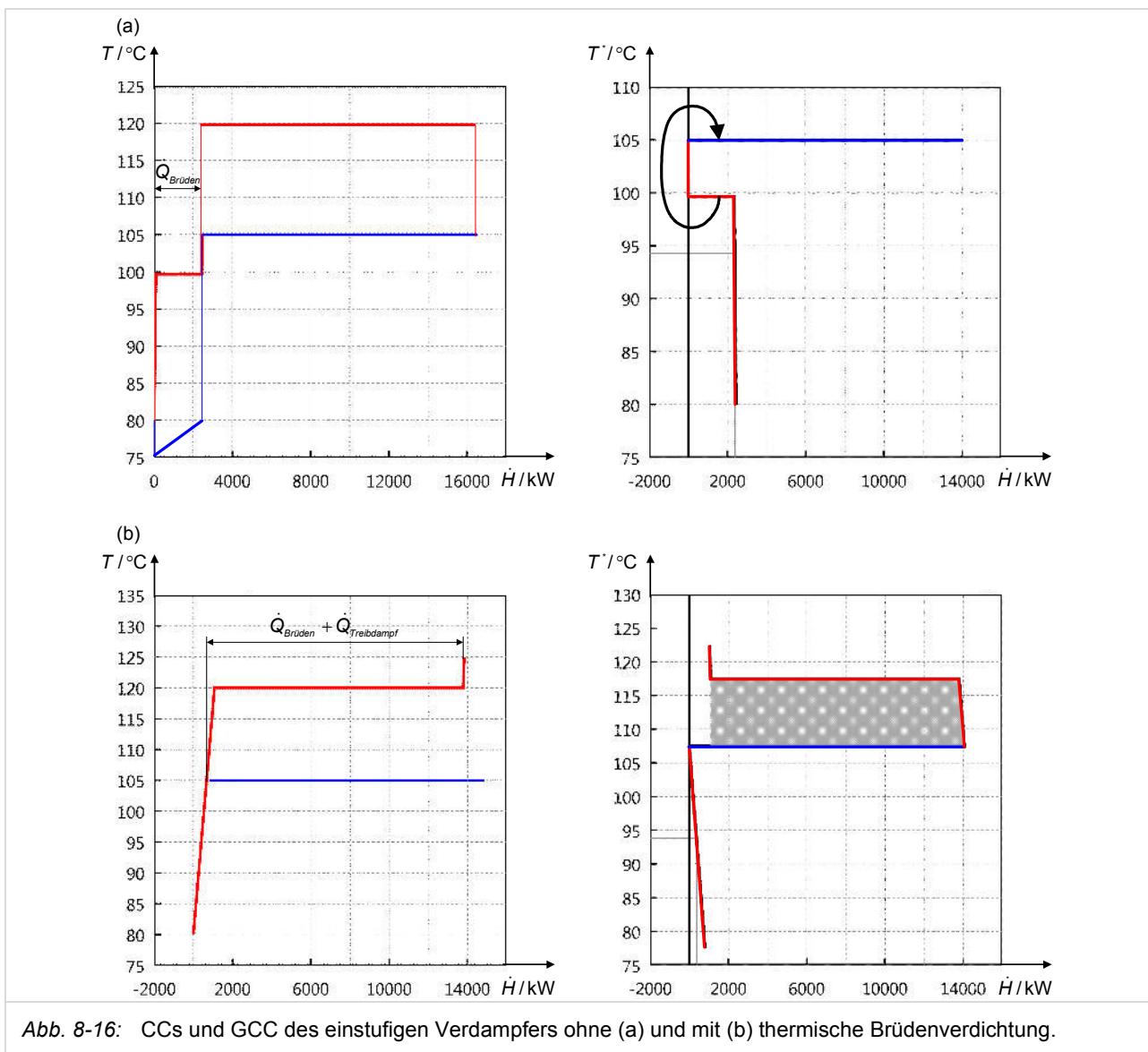


Abb. 8-16: CCs und GCC des einstufigen Verdampfers ohne (a) und mit (b) thermische Brüdenverdichtung.

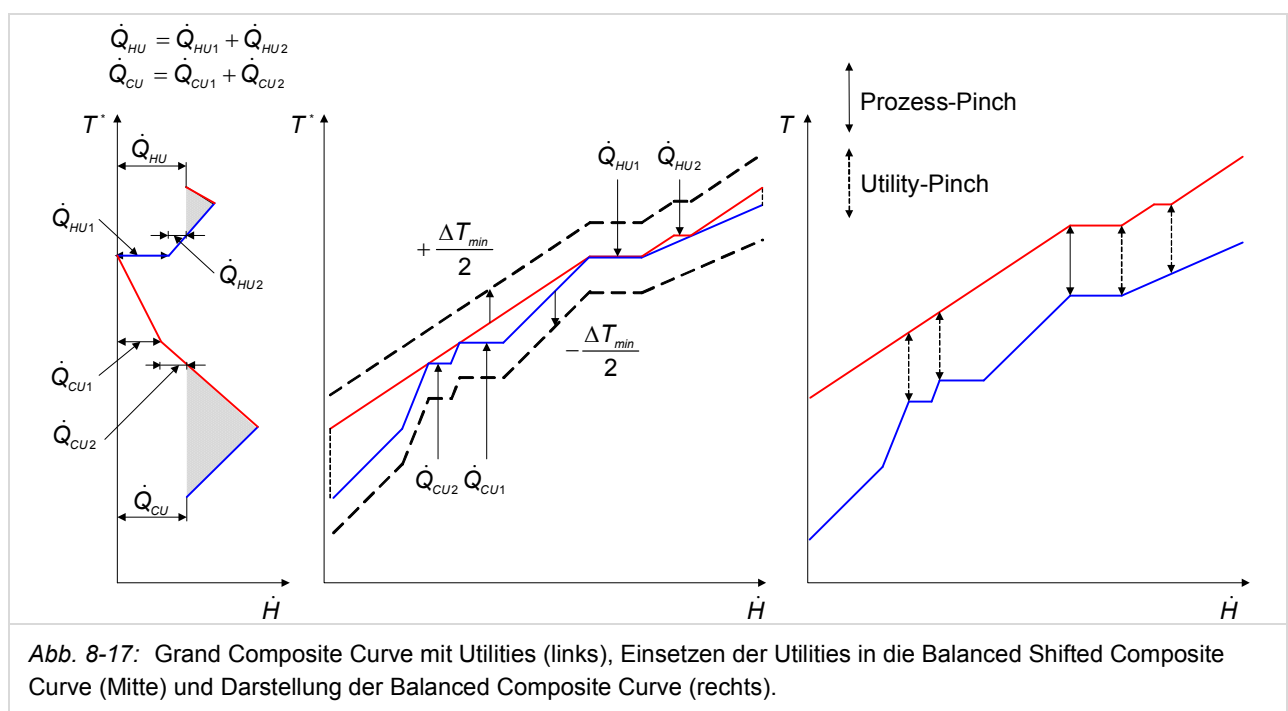
## 8.5 Utility-Optimierung und Konsequenzen für das HEN Design

Die mittels GCC optimierten Utilities müssen unbedingt im HEN berücksichtigt werden. Es ist also nötig, das HEN basierend auf den CCs inkl. Utilities aufzubauen!

Die CCs inkl. Utilities werden in der Pinch-Analyse die **Balanced Composite Curves (BCC)** genannt. „Balanced“ darum, weil bei der BCC das obere und untere Teilsystem im Gleichgewicht sind.

Das nachfolgende Beispiel in Abb. 8-17 zeigt die CCs (links) mit je zwei optimierten Hot und Cold Utilities, die resultierenden Balanced Shifted Composite Curves (Mitte) und die Balanced Composite Curves (rechts). Es ist deutlich ersichtlich, dass sich bei jeder „Berührung“ der Utilities mit der GCC ein neuer Pinch ergeben hat, ein sogenannter **Utility-Pinch**.

Diese Utility-Pinches sind bei der Erarbeitung des HEN genauso kritisch wie der Prozess-Pinch und müssen entsprechend berücksichtigt werden.



## 9 Energiemodellierung

### 9.1 Einleitung

Die Basis jeder Pinch-Analyse ist die **Stromtabelle**, d.h. die Auflistung aller Heiz- und Kühlanforderungen in Form von Massenstrom,  $c_p$ -Wert, Anfangs- und Endtemperatur und  $\alpha$ -Wert (siehe Abschnitt 5.3).

Bei der Erarbeitung der Stromtabelle entfernt man sich von der bestehenden Anlage und konzentriert sich nur auf die *Prozessanforderungen* und damit die Heiz- und Kühlanforderungen, welche für die Durchführung des Prozesses notwendig sind. Die Prozessanforderungen können sich von den *Prozessbedingungen*, mit welchen ein Prozess betrieben wird, unterscheiden!

Dazu ein Beispiel: In einer Papiermaschine wird Haubenzuluft von 20°C auf 60°C über WRG (Abluft) erwärmt und anschliessend von 60°C auf 120°C über einen HEX mittels Dampf erhitzt. Die Erwärmung auf 120°C in zwei Schritten beschreibt die **Prozessbedingungen** und damit die **gegenwärtige „Lösung“**. Abklärungen ergeben nun, dass eine Haubenzulufttemperatur von 110°C ausreichend ist. Die **Prozessanforderung** und damit die **Ausgangslage** für die Pinch-Analyse ist in der Folge die Erwärmung der Haubenzuluft von 20°C auf 110°C. Ob und wie diese Prozessanforderung mit WRG und/oder z.B. Dampf erbracht werden soll, wird sich in der Pinch-Analyse zeigen.

Die Qualität der Stromtabelle entscheidet konsequenterweise darüber, wie gut die Optimierung werden kann bzw. ob überhaupt das „richtige“ Problem gelöst wird! Eine „gute“ Energiemodellierung erhöht darum die Chance einer wirtschaftlichen Prozessintegration.

Es gibt manchmal verschiedene Varianten der Definition von Prozessanforderungen. In den folgenden Kapiteln werden verschiedene Prinzipien, Grundsätze und Hilfestellungen anhand von Beispielen vorgestellt, welche die Energiemodellierung und somit die Erarbeitung der Stromtabelle erleichtern. Das Vorgehen ist unterteilt in die zwei Hauptschritte:

- Hinterfragen der **Prozessbedingungen** (siehe Abschnitt 9.2)
- Definition der **Prozessanforderungen** (d.h. der Stromtabelle, Abschnitt 9.3)

### 9.2 Hinterfragen der Prozessbedingungen

Das Hinterfragen von Prozessbedingungen ist unabhängig der Pinch-Methode ein essentieller Teil jeder Energie-Analyse, hat ein grosses Einsparpotenzial und ist gleichzeitig auch der Schritt, welcher am meisten Prozessverständnis benötigt. Eine enge Zusammenarbeit mit den Anlagenbetreibern und/oder den Herstellern ist darum unbedingt nötig.

Es wird zwischen der Optimierung von *Einzelprozessen* und der Erhöhung des Wärmeübertragungspotenzials *zwischen Prozessen* unterschieden.

#### 9.2.1 Optimieren von Einzelprozessen

Beim Optimieren von Einzelprozessen sollen die Prozessbedingungen u.a. wie folgt hinterfragt werden:

- Worin besteht das eigentliche Ziel des Prozessschrittes?
- Sind die Temperaturen dafür wirklich nötig?
- Sind die Massenflüsse dafür wirklich nötig?
- Was verursacht den Heiz-/Kühlbedarf?
- Wie kann der Heiz-/Kühlbedarf reduziert werden?

In der Vergangenheit stattgefundene Produktionsänderungen oder Umbauten sind häufig ein Hinweis auf ineffiziente Prozessführung.



### Beispiel 1: Beheizung eines Passivierbades

Ein Passivierbad in der Galvanikindustrie benötigt 30 kW Heizleistung zur Temperierung auf 60°C. Die Heizung erfolgt über elektrische Heizstäbe.

Die Diskussion mit dem Anlagenbetreiber ergibt rasch, dass die 60°C als Prozessanforderung beibehalten werden müssen. Die Frage nach dem Massenstrom stellt sich in diesem Fall nicht (elektrische Beheizung, stehendes Bad).

Es bleiben daher folgende zwei Fragen, die zu beantworten sind:

- Was verursacht den Heizbedarf?
- Wie kann der Heizbedarf reduziert werden?

Die Fragen werden in der folgenden Tabelle ansatzweise beantwortet.

Was verursacht den Heizbedarf?	Wie kann der Heizbedarf reduziert werden?
Verluste durch Verdampfung an der Wasseroberfläche	Reduktion der Luftgeschwindigkeit an der Oberfläche z.B. durch: <ul style="list-style-type: none"> <li>- Schwimmbälle</li> <li>- Reduktion der Absaugung</li> </ul>
Zugabe Frischwasser	Vorwärmen Frischwasser über WRG → In Modell aufnehmen!
Erwärmen nach Abkühlung	- Verbessertes Zeitmanagement - Nutzung des Bades als Wärmepuffer (Abwärmespeicher)
Verluste Becken	Isolation
<p><i>Tab. 9-1:</i> Hinterfragen der Prozessbedingungen durch gezielte Analyse des Energiebedarfs.</p>	

### Beispiel 2: Bedarfsgerechte Versorgung in der Getränkeindustrie

In der Getränkeindustrie wird eine Flaschenreinigungsmaschine mit 500 ml Frischwasser pro Flasche für die Reinigung von PET-Flaschen betrieben. Diese war ursprünglich für die Reinigung von

Glasflaschen ausgelegt. Die Betriebsbedingungen wurden nicht geändert.

Ein Gespräch mit dem Anlagenbetreiber ergab, dass das Frischwasser sowohl einen *Kühlzweck* wie auch einen *Reinigungszweck* erfüllt. Als die Anlage noch mit Glasflaschen betrieben wurde, war die Kühlanforderung die relevante Grösse für die Wassermenge pro Flasche. Durch den Einsatz von PET-Flaschen (mit wesentlich geringerer Wärmekapazität) konnte die Wassermenge pro Flasche jedoch ohne prozesstechnische Nachteile auf das *hygienische Minimum* von 300 ml je Flasche reduziert werden.

#### 9.2.2 Erhöhung des Wärmeübertragungspotenzials in der Anlage

Nach dem Hinterfragen und Optimieren der Prozessbedingungen von *Einzelprozessen* soll die Hinterfragung der Prozessanforderungen im Hinblick auf das Wärmeübertragungspotenzial *in der gesamten Anlage* erweitert werden.

Das Wärmeübertragungspotenzial kann im Normalfall erhöht werden, wenn Heiz- und Kühlanforderungen der Prozesse wie folgt definiert werden<sup>4</sup>:

- Heizanforderung (Cold Stream) auf tiefstmöglichem Temperaturniveau (siehe Beispiel 1 unten)
- Kühlanforderung (Hot Stream) auf höchstmöglichem Temperaturniveau (siehe Beispiel 2 unten)

Folgende Fragen sind für eine erfolgreiche Optimierung im Hinblick auf die Gesamtanlage zu beantworten:

- Welche Varianten zur Beheizung/Kühlung eines Prozesses gibt es?
- Welche Auswirkungen hat die Art der Beheizung/Kühlung auf eine mögliche Wärmeübertragung zwischen Prozessen und auf die Energieversorgung?

Gewissheit über den energetischen Nutzen der verschiedenen Varianten zur Beheizung/Kühlung hat man z.T. erst im Energy Targeting bei Betrachtung

<sup>4</sup> In einigen Fällen ist es auch sinnvoll, die Prozesse bewusst nicht gemäss obigen zwei Prinzipien zu betreiben. So wird z.B. eine dreistufige Eindampfung von Milch auf

drei unterschiedlichen Druckstufen (und somit Temperaturniveaus) betrieben, um die „Abwärme“ des einen Eindampfers (das aus der Milch verdampfte Wasser) für den nächsten Eindampfer nutzen zu können.

der CCs. Deshalb ist manchmal eine iterative Analyse unumgänglich.

**Beispiel 1: Beheizung eines Passivbades**

In Beispiel 1 in Abschnitt 9.2.1 wurde die Beheizung eines Passivbades beschrieben. Es wird angenommen, dass die Beheizung des Bades bei 60°C mit 30 kW den Prozessanforderungen entspricht und kein Optimierungspotenzial für den Einzelprozess besteht.

Es stellen sich folgende Fragen:

1. Welche Möglichkeiten zur Beheizung gibt es?

Die elektrische Beheizung lässt keine WRG zu, hat einen grossen Exergieverlust und ist verhältnismässig teuer. Es sollte daher eine Beheizung über ein thermisches Energieträgermedium geprüft werden. Die folgende Abbildung zeigt konzeptionell zwei Möglichkeiten zur Beheizung mit einem thermischen Energieträgermedium.

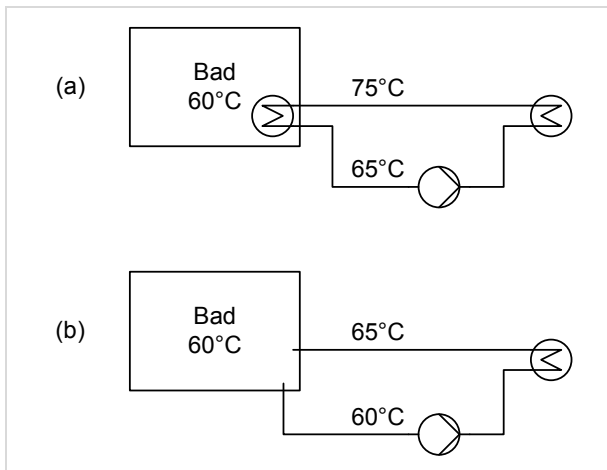


Abb. 9-1: Umsetzungsmöglichkeiten zur Beheizung eines Bades mittels thermischem Energieträgermedium: (a) Beheizung über einen Zwischenkreislauf und (b) Direkte Beheizung des Bades über einen externen HEX.

In Variante (a) wird das Bad über einen HEX im Bad und einen Zwischenkreislauf erwärmt. In Variante (b) wird ein Teil des Badinhalts konstant an einen externen HEX gepumpt und dort erwärmt.

2. Welche Auswirkungen hat die Art der Beheizung auf eine mögliche Wärmeübertragung zwischen Prozessen?

Im folgenden  $T, \dot{H}$ -Diagramm sind die Prozessanforderungen gemäss Variante (a) und (b) dargestellt. Die theoretische Prozessanforderung (Cold

Stream unten) bildet den eigentlichen Temperaturbedarf ab – die Beheizung des Bades auf 60°C.

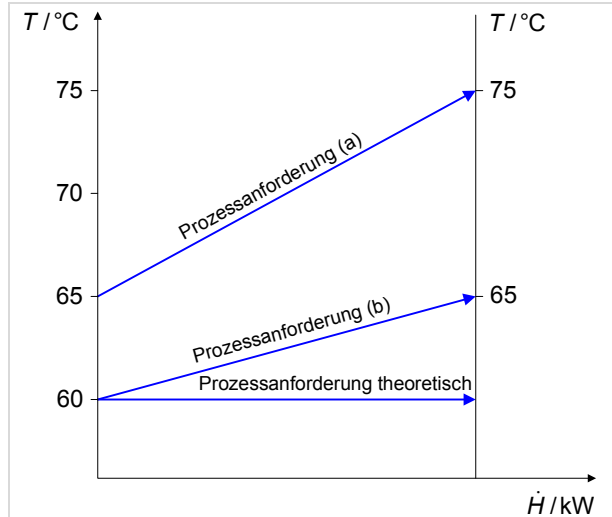


Abb. 9-2: Darstellung der Prozessanforderungen der Varianten (a) und (b) im  $T, \dot{H}$ -Diagramm.

In Variante (a) ist der Wärmeübergang vom Heizregister auf das Bad nicht sonderlich gut (das Bad ist nicht bewegt). Vom Zwischenkreislauf zum Bad muss demnach ein ausreichend grosser Temperaturgradient vorhanden sein, damit die geforderten 30 kW auch in das Bad übertragen werden können. Die Prozessanforderung ist in diesem Fall ein Cold Stream, der z.B. von 65°C auf 75°C erhitzt werden muss.

In Variante (b) kann der Badinhalt direkt über einen Platten-HEX im Gegenstrom geführt werden. Die Prozessanforderung ist in diesem Fall z.B. ein Cold Stream, der von 60°C (Badtemperatur) auf z.B. 65°C erhitzt werden muss. Die Austrittstemperatur kann über den zirkulierten Massenstrom je nach Bedarf auch verändert werden (z.B. auf 62.5°C mit doppeltem Massenstrom oder auf 70°C mit halbem Massenstrom), solange die übertragene Leistung 30 kW beträgt.

Das Temperaturniveau der Prozessanforderung kann für eine mögliche WRG oder auch für die Art der Energieversorgung entscheidend sein. So ist z.B. der Einsatz einer Wärmepumpe zur Beheizung des Bades gemäss Variante (b) deutlich realistischer als für Variante (a).

## Beispiel 2: Abwärmequellen erschliessen

Ein häufiges Problem bei Abwärmequellen ist das tiefe Temperaturniveau. Manchmal können die Prozessbedingungen zu Gunsten einer nutzbaren WRG geändert werden.

U.a. in der Stahlindustrie kommen Hochtemperaturofen zum Einsatz. Die Öfen erreichen im Hochbetrieb über 300°C und müssen gekühlt werden (Prozessanforderung in Abb. 9-3). Die Kühlung wird u. a. mittels Absaugung von Ofenabluft erbracht.

Kalte Frischluft strömt dabei kontinuierlich aus der Umgebung nach, erwärmt sich im Mittel auf rund 60°C und wird in die Atmosphäre (20°C Umgebungstemperatur) entlassen. Diese Abluft ist theoretisch für WRG nutzbar (siehe „Abluft Ist“ in Abb. 9-3).

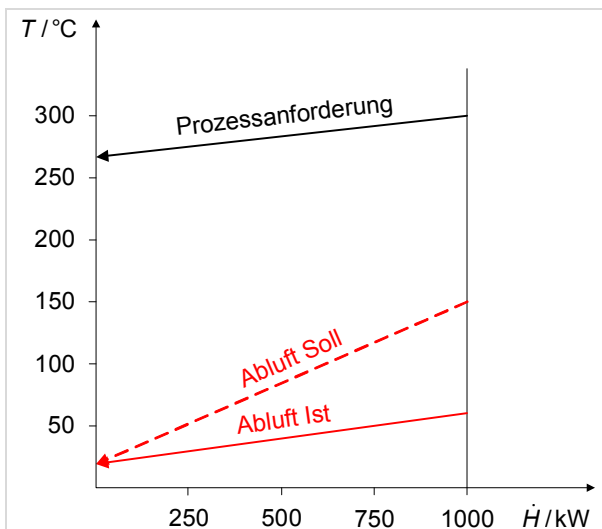


Abb. 9-3: Darstellung der Prozessanforderung und der daraus resultierenden Abluft (soft stream).

In der Anlage ist die Abwärme von 60°C nicht brauchbar. Für die praktische Nutzung sind höhere Temperaturen, beispielsweise 150°C nötig (siehe „Abluft Soll“ in Abb. 9-3).

Im Prozess sind die „Wärmeübertragungsfläche“ (die Oberfläche des Ofens) sowie die abzuführende Leistung gegeben. Um höhere Ablufttemperaturen erreichen zu können, müssen daher die Frischluftmenge reduziert und gleichzeitig der Wärmeübergangskoeffizient der Luft an der Ofenoberfläche erhöht werden. Dies ist z.B. durch eine gezieltere Luftführung am Ofenkopf möglich.

## 9.3 Definition der Prozessanforderungen

### 9.3.1 Prinzipien der Datenextraktion

Nachdem die Prozessbedingungen hinterfragt wurden, werden die Prozessanforderungen und somit die Stromtabelle definiert.

Die Stromtabelle kann mit folgenden Prinzipien der Datenextraktion zielgerichtet erarbeitet werden:

#### Prinzipien der Datenextraktion

1. „Wegdenken“ der HEXs und Speicher
2. Keep hot streams hot and cold streams cold
3. Modellierung auf die sichere Seite
4. Ersatzstrommodellierung wo nötig
5. Identifikation von („vermeintlichen“) „Soft Streams“
6. Zusammenfassen von Strömen

Die Prinzipien werden in den folgenden Abschnitten einzeln erläutert.

Noch vor der Anwendung obiger sechs Prinzipien soll für jeden Prozess abgeklärt werden, ob und wie weit die Prozessbedingungen als veränderbar oder unveränderbar erachtet werden sollen. Die richtige **Wahl der Analysetiefe** erfordert Kenntnis der Prinzipien der Datenextraktion und ist aus didaktischen Gründen in Abschnitt 9.3.2 beschrieben.

#### PRINZIP 1 „Wegdenken“ der HEXs und Speicher

In diesem Schritt entfernt man sich vorerst von der bestehenden Anlage und konzentriert sich nur auf die für den Produktionsprozess notwendigen Prozessanforderungen.

Folgende Schritte sollen dabei gemacht werden

1. „Wegdenken“ sämtlicher HEXs, die in der Anlage eingesetzt werden.
2. „Wegdenken“ sämtlicher Speicher, die keine Prozessrelevanz und keine Temperaturanforderung haben (siehe dazu nachfolgendes Beispiel).
3. Abbildung aller Prozessschritte in einem Strom, falls sich die Stromzusammensetzung nicht ändert und die Prozessanforderung theoretisch in einem einzigen Prozessschritt erbracht werden kann (siehe dazu nachfolgendes Beispiel).

U.a. bei folgenden Prozessen ändert sich die Stromzusammensetzung nicht und die Prozessanforderung kann in einem Strom definiert werden:

- Einfache Erwärmung/Kühlung
- Einstoffverdampfer
- Kondensator

U.a. bei folgenden Anlagen ändert sich die Stromzusammensetzung und die thermischen Anforderungen müssen in mehreren Strömen abgebildet werden:

- Absorptionskolonne
- Wäscher
- Reagierende Mischung in Reaktor
- Destillationskolonne

**Beispiel: Pasteurisation von Zuckerwasser**

In Abb. 9-4 ist beispielhaft die Pasteurisation von Zuckerwasser dargestellt, wie sie z.B. für die Getränkeindustrie genutzt wird. Der Zucker wird erst im Lösetank dem 40°C warmen Frischwasser zugegeben, da er sich sonst nicht ausreichend löst. Die Lösung wird auf rund 60 Brix eingestellt, was etwa 0.6 kg Zucker pro kg Zuckerwasser entspricht. Der Einfachheit halber wird angenommen, dass es sich bei der Lösung mit 40°C um eine Prozessanforderung handelt und dass die Temperatur im Lösetank während der Zugabe von Zucker konstant bleibt. Die Pasteurisation erfolgt kontinuierlich.

In Schritt 1 werden sämtliche existierenden HEXs „weggedacht“. Die Prozessanforderungen lassen sich somit gemäss Tab. 9-2 definieren.

H/C	Medium	$\dot{m}$ [kg/h]	$c_p$ [kJ/kgK]	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{H}$ [kW]
C1	Frischw.	1'200	4.18	12	40	39
C2	Zuckerw.	3'000	2.4	40	75	70
H1	Zuckerw.	3'000	2.4	75	12	126

Tab. 9-2: Stromtabelle des Zuckerpasteurs gemäss Abbildung 9-4.

In Schritt 2 wird nun geprüft, ob der Lösetank Prozessrelevanz und eine Temperaturanforderung hat. Dies ist der Fall, der Lösetank kann also nicht „weggedacht“ werden.

Wäre der Lösetank nur optional, sollte in Schritt 3 noch geprüft werden, ob sich die Stromzusammensetzung zwischen C1 und C2 geändert hat. Dies ist der Fall (der Zucker wurde zugegeben).

Schritt 2 und Schritt 3 besagen also, dass die Ströme C1 und C2 nicht zu einem Strom zusammengefasst werden können – die Stromtabelle gemäss Tab. 9-2 ist also korrekt.

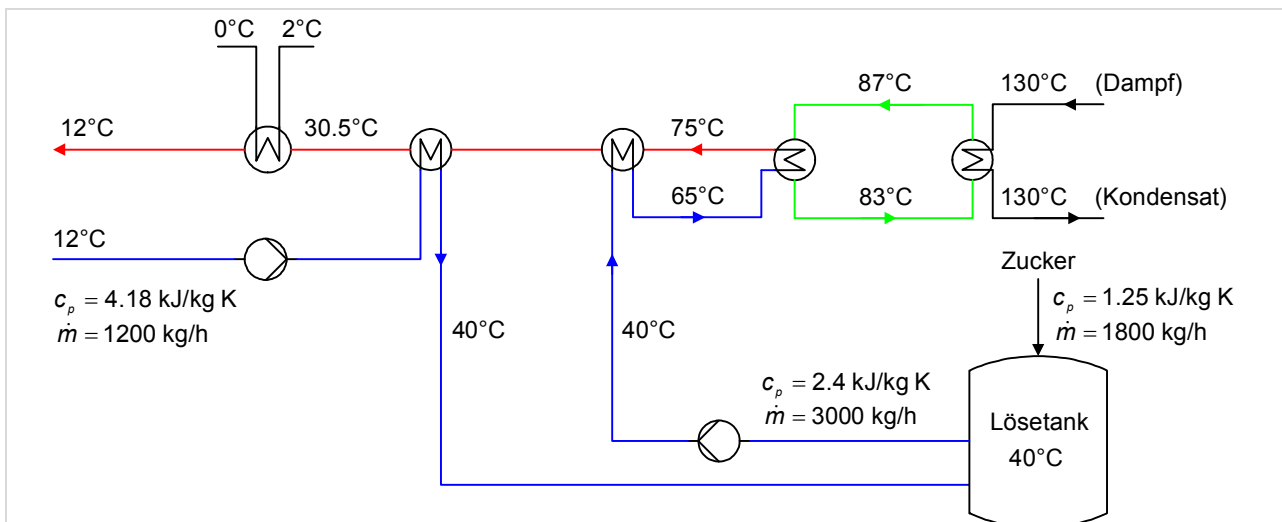
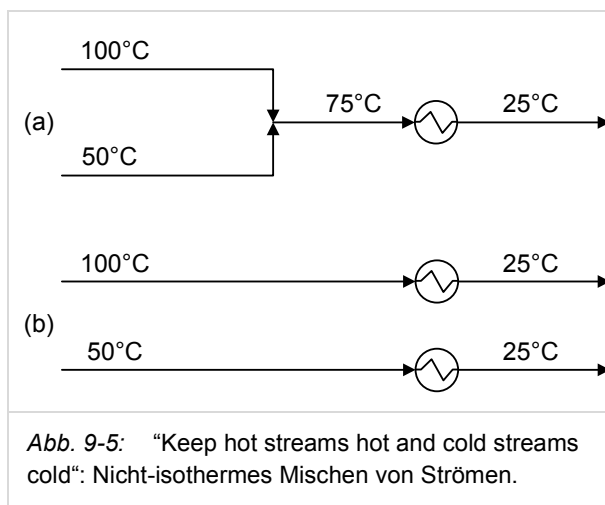


Abb. 9-4: Vereinfachtes Verfahrensfliessbild der Pasteurisation von Zuckerwasser.

## PRINZIP 2 Keep hot streams hot and cold streams cold

Es sollen keine Energieströme verschiedener Temperaturniveaus gemischt werden. Die Temperaturgradienten sollen wenn immer möglich aufrechterhalten werden.

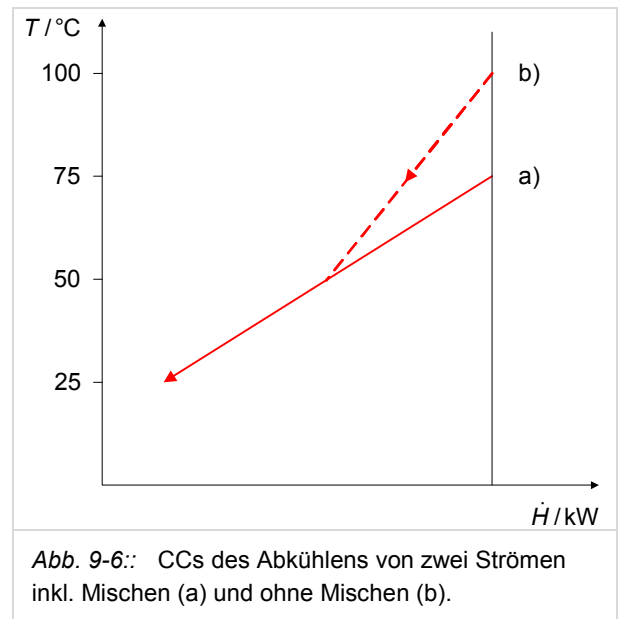
In Abb. 9-5 wird obige Regel beispielhaft erklärt. Zwei Ströme müssen von 100°C bzw. 50°C auf 25°C gekühlt werden. Es wird angenommen, dass beide Ströme einen identischen Massenstrom und die gleiche spezifische Wärmekapazität haben.



In Variante (a) werden die Ströme nicht-isotherm gemischt. Es muss lediglich ein Cold Stream von 75°C auf 25°C in die Stromtabelle aufgenommen werden.

In Variante (b) werden zwei getrennte Ströme modelliert (von 100°C auf 25°C und von 50°C auf 25°C).

In Abb. 9-6 ist der Vorteil der Modellierung nach Variante (b) zu sehen: Es steht mehr treibendes Temperaturgefälle zur Verfügung, welches zur Erwärmung von anderen Strömen genutzt werden kann. Damit reduziert sich in jedem Fall die Wärmeübertragungsfläche. Falls durch die getrennte Modellierung der zwei Ströme gemäss (b) ein Teil des Stromes über den Pinch bewegt werden kann, erhöht sich dadurch sogar das WRG-Potenzial.



Ausnahme zur Regel: Gemäss Variante (a) ist es theoretisch denkbar, die Abkühlung mit nur einem HEX umzusetzen. Falls durch die Modellierung gemäss Variante (b)

- kein zusätzliches WRG-Potenzial erschlossen wird und
- keine signifikante Reduktion der Wärmeübertragungsfläche erreicht wird,

dann kann Variante (a) mit nur einem HEX kostengünstiger sein als Variante (b). Dies weiss man allerdings erst nach einem ersten Blick auf die CCs. Darum wird für den ersten Entwurf der Stromtabelle das Vorgehen gemäss (b) empfohlen, um den Grundsatz „Keep hot streams hot and cold streams cold“ einzuhalten.

### PRINZIP 3 Modellierung auf die sichere Seite

Der  $c_p$ -Wert eines realen Stoffes ist nicht immer konstant über den betrachteten Temperaturbereich. Das Linearisieren kann, wie in Abb. 9-7 gezeigt, vorgenommen werden. Dabei soll bei den Hot Streams der linearisierte Strom kälter sein als der reale Strom. Bei den Cold Streams soll der linearisierte Strom wärmer sein als der reale Strom.

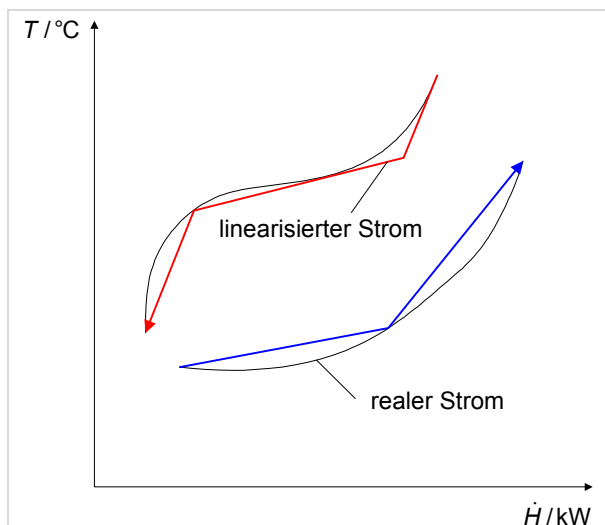


Abb. 9-7: Modellierung von Energieströmen auf die sichere Seite.

#### Beispiel feuchte Luft

Feuchte Luft (Abluft) ist der häufigste Abwärmestrom in der Schweizer Industrie. Um auf der sicheren Seite zu bleiben, soll bei der Abkühlung von feuchter Luft in erster Näherung eine Abkühlung bei konstanter absoluter Feuchte bis zum Erreichen der Taupunkttemperatur angenommen werden. Die weitere Abkühlung entlang der Taulinie soll in geeigneten Temperaturintervallen diskretisiert werden.

Je nach Temperatur des Sekundärmediums im HEX kann es in der feuchten Luft bereits vor Erreichen des Taupunkts zu partieller Kondensation kommen. Das Sekundärmedium ist aber erst nach Erstellung des HEN bekannt. In der Folge muss u.U. bei der Erarbeitung der Massnahmen die Dimensionierung des HEX angepasst werden. In seltenen Fällen ist eine iterative Anpassung der Stromtabelle nötig.

**Achtung:** Bei der Modellierung von Luft oder Rauchgasen wird immer der **trockene Massen-**

**fluss** verwendet. Dieser bleibt auch nach Kondensation konstant und es ändert sich lediglich die Wärmekapazität in Abhängigkeit der Temperatur. Der  $c_p$ -Wert (kJ/kg K) der *feuchten* Luft bezieht sich auf Massenstrom der *trockenen* Luft.

### PRINZIP 4 Ersatzstrommodellierung wo nötig

In einigen Fällen ist es nicht zielführend, die Prozessanforderung direkt in das Modell zu übernehmen. Dies ist insbesondere der Fall, wenn die thermische Anforderung sehr eng an eine bestimmte Verfahrenstechnik geknüpft ist.

#### Grundsätze Ersatzstrommodellierung

- Die definierte Prozessanforderung muss in einem HEX mit einem anderen Strom kombiniert werden können.
- Ist (v.a. in bestehenden Anlagen) eine Prozessanforderung sehr eng an eine bestimmte Heiz-/Kühlbedingung gebunden, sollen die Heiz- bzw. Kühlbedingungen als Ersatzströme definiert werden.

#### Beispiele:

- Röstprozess von Kakaobohnen wird nicht als aufzuheizende Kakaobohne, sondern als aufzuheizende Röstluft definiert.
- Das zu verdampfende Wasser auf einer Papierbahn wird über den Dampfbedarf in den dampfbeheizten Zylindern sowie über die Haubenzuluft definiert.
- Das Verdampfen von Wasser in einem Sprühtrockner zur Produktion von Milchpulver wird über die nötige Heissluft in den Sprühtrockner abgebildet.
- Die Abkühlung von Fruchtsaft in einer Flasche in einem Kühltunnel wird über das dafür nötige Kühlwasser abgebildet.
- Das Auftauen von Beeren in einem Behälter mit Mantelheizung wird über das Heizmedium im Mantel abgebildet.

Würden in obigen Beispielen die Prozessanforderung direkt in die Stromtabelle übernommen, können technisch unmögliche HEXs resultieren (z.B. das Vorwärmen der Kakaobohnen mit Abwasser). Selbst wenn in oben erwähntem Röstprozess eine theoretisch kombinierbare Stoffpaarung im HEN Design resultiert (z.B. Kakaobohne und heisse Luft) wird das Energiemodell dennoch falsch: die Erwärmung der Bohnen durch die heisse Luft (z.B. in einem *Fliessbett* oder im *Röster* selber) kann nicht mit den in der Pinch-Analyse genutzten Kostenfunktion für *HEXs* abgebildet werden.

### PRINZIP 5 Identifikation von („vermeintlichen“) Soft Streams

Soft Streams sind Ströme, deren thermisches Potenzial genutzt werden kann, aber nicht muss. Typische heisse Soft Streams sind Abwasser oder Abluft.

Steht z.B. Abwasser auf 25°C zur Verfügung, kann es als Soft Stream in das Modell aufgenommen werden. Typischerweise wird in der Stromtabelle die Endtemperatur  $T_{out}$  in erster Näherung etwa auf Frischwassertemperatur gesetzt (ca. 12°C). Die Frischwassertemperatur ist sozusagen der Enthalpie-Referenz-Nullpunkt und eine Abkühlung des Abwassers darunter ist keine eigentliche WRG mehr.

Im Falle von (feuchter) Abluft ist das Vorgehen ähnlich. Als Zieltemperatur  $T_{out}$  wird für die Stromtabelle etwa die Umgebungstemperatur gewählt.

Soft Streams sollen nur dann genutzt werden, wenn sie nicht mit einer Prozessanforderung konkurrieren. Streng nach Theorie hat somit z.B. ein Hot Soft Stream unterhalb des Pinch nichts verloren (da es dort bereits einen Wärmeüberschuss gibt). In der Praxis ist es aber häufig zielführend, die Ströme dennoch zu berücksichtigen, da selten alle Prozess-Prozess-HEX (gemäss MER HEN) umgesetzt werden können.

Der nutzbare Anteil der Soft Streams wird im Targeting definiert, indem die Zieltemperatur  $T_{out}$  der Soft Streams je nach CCs iterativ angepasst wird, um keine tatsächlichen Prozessanforderungen zu konkurrieren und keine imaginären Kühl- oder Heizkosten zu generieren.

Kalte Soft Streams werden analog zu heissen Soft Streams modelliert, sind jedoch in der Schweizer Industrie weit seltener.

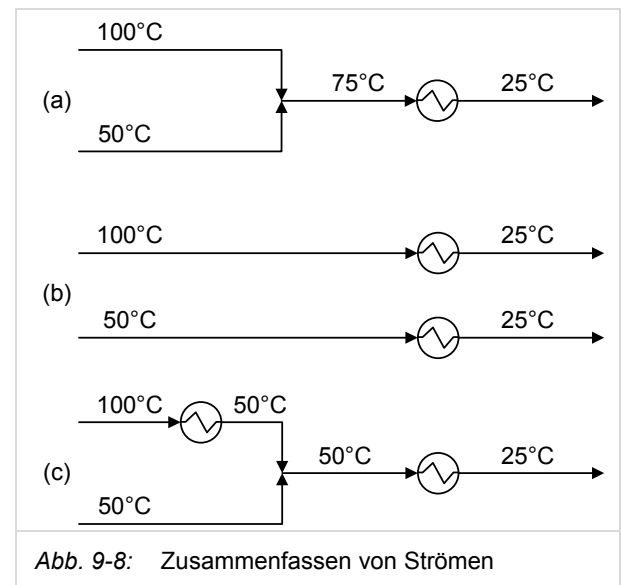
Es gibt auch **vermeintliche Soft Streams**, wie z.B. die CO<sub>2</sub>-Verdampfung in der Getränkeindustrie. Die Verdampfung erfolgt wesentlich unter 0°C und wird i.d.R. über einen HEX erbracht, der die Umgebungenergie nutzt. Ein typischer Aufstellort für einen solchen HEX ist z.B. ein Raum in der Nähe vom Kesselhaus oder eine besonnte Gebäudewand. Da keine eigentliche Heizleistung wahrgenommen wird, gehen solche Prozessanforderungen häufig vergessen. Tatsächlich könnte der Verdampfer aber als Kältequelle genutzt werden, um z.B. einen Wasser/Glykolkreis zu kühlen.

### PRINZIP 6 Zusammenfassen von Strömen

Ströme desselben Mediums mit identischen bzw. überlappenden Temperaturanforderungen können zusammengefasst werden, falls dies prozesstechnisch denkbar bzw. im bestehenden Prozess bereits gemacht ist. Dadurch kann u.U. die Komplexität des Modells verringert und das HEN mit weniger HEXs umgesetzt werden.

Natürlich kann auch das Zusammenfassen von Soft Streams (z.B. Abluft) sinnvoll sein, sofern sich die Ablufttemperaturen nicht stark unterscheiden.

In der folgenden Abbildung wird das Beispiel gemäss Abb. 9-6 noch einmal aufgegriffen.



In Variante (c) werden die zwei Ströme aus Variante (b) ab 50°C zusammengefasst. Im Gegensatz zu Variante (a) erfolgt das „Zusammenfassen“ bzw.

Mischen isotherm, was mit Prinzip 3 („Keep hot streams hot and cold streams cold“) vereinbar ist. Bezüglich Hot CC sind die Varianten (b) und (c) identisch. Je nach Cold Streams kann die WRG gemäss Variante (c) u.U. platzsparender und kostengünstiger umgesetzt werden, da die gesamte Abwärme ab 50°C in einem einzigen HEX genutzt werden kann.

Beim Zusammenfassen von Strömen soll durchaus schon die praktische Umsetzbarkeit berücksichtigt werden. Es gibt häufig mehr als eine Lösung. Sprengt die Analyse von Varianten den Rahmen der Studie, kann alternativ auch jeder Strom einzeln abgebildet werden und jeder HEX im HEN einzeln gesetzt werden. Dies erfordert in der Regel viele Splits und viele HEXs („Spaghetti-Design“), die im Anschluss wieder von Hand in eine praktische Lösung „übersetzt“ werden müssen.

Ein pragmatisches Zusammenfassen von Strömen erleichtert die Erstellung von praxisnahen HENs.

### 9.3.2 Auswahl der richtigen Analysetiefe je Prozess

Die Definition der Analysetiefe muss für jeden Prozess, der optimiert werden soll, einzeln gemacht werden. Sie ist der erste Schritt der Datenextraktion und gleichzeitig auch derjenige mit den weitreichendsten Konsequenzen.

Die Stromtabelle gemäss Tab. 9-2 stellt die Prozessanforderungen der Pasteurisation von Zuckerwasser dar. Sie berücksichtigt den Produktfluss selber und ist damit „so nah“ an den energetischen Anforderungen des Prozesses wie möglich. Der Prozess wird also als „**White box**“ behandelt: Er ist vollständig bekannt und wird als veränderbar erachtet.

Nicht in jedem Fall ist die White box möglich oder sinnvoll. Nachfolgend werden daher die wichtigsten 3 Kategorien von Analysetiefen je Prozess mit ihren Vor- und Nachteilen beschrieben.

#### White box

Die thermischen Prozessanforderungen innerhalb eines Prozesses sind vollständig bekannt. Die Stromtabelle wird „so nah als möglich“ am Prozess definiert.

Die Betrachtung der Prozesse als White box birgt mit Abstand das grösste Optimierungspotenzial. Gleichzeitig setzt sie aber auch voraus, dass sich die gemäss White box modellierten Prozesse verändern oder gar erneuern lassen, falls sich damit ein wirtschaftliches Wärmeübertragungspotenzial erschliessen lässt.

Im Falle des Zuckerpasteurs ist es z.B. möglich, dass im Supertargeting ein optimales  $\Delta T_{min}$  von 5 K (anstelle der installierten 10 K) berechnet wird und in der Folge die Fläche der zwei WRG-Sektoren erhöht werden muss.

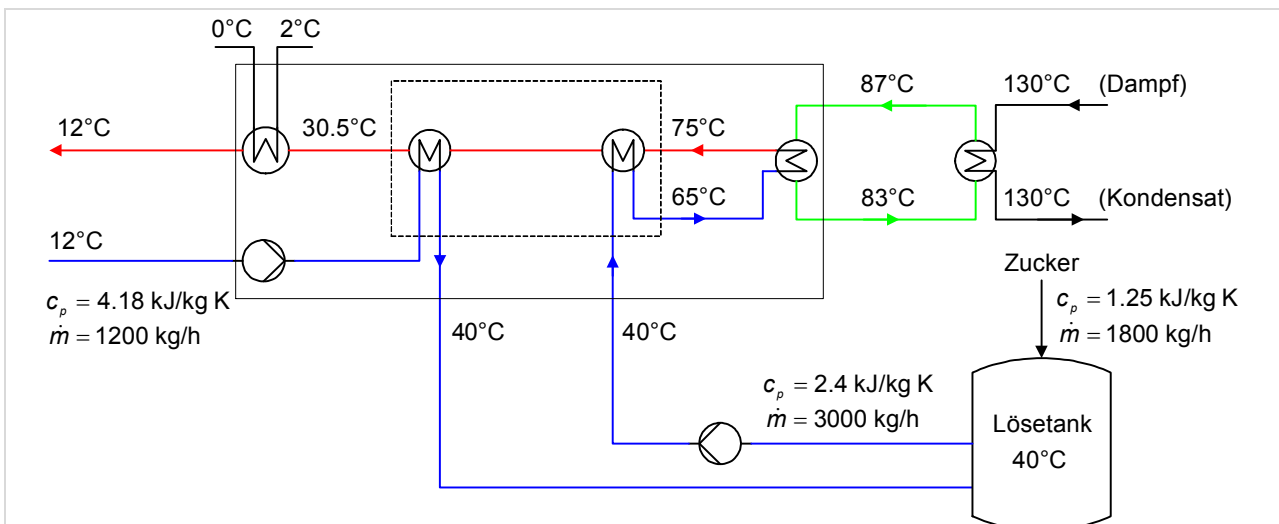


Abb. 9-9: Definition der Analysetiefe für die Erstellung der Stromtabelle im Falle eines Zuckerpasteurs. **White box:** keine Grenze, der ganze Prozess wird im Detail modelliert. **Grey box:** Innere Grenze (gestrichelte Linie), ein Teil des Prozesses wird nicht angetastet (in diesem Fall die WRG). **Black box:** äussere Grenze (durchgezogene Linie), es wird nur der Utility-Bedarf modelliert.



### Grey box

Bei der sogenannten Grey box (siehe innere, gestrichelte Grenze in Abb. 9-9) wird ein Teil des Prozesses als gegeben erachtet. Die Stromtabelle wird sozusagen „um diesen gegebenen Teil herum“ definiert.

Handelt es sich z.B. beim Zuckerpasteur um einen sehr alten HEX, so könnte eine Erweiterung der Übertragungsfläche der WRG (wie sie evtl. mit der White box identifiziert wird) faktisch einer Erneuerung des gesamten HEX gleichkommen (da die Dichtungen nach dem Öffnen nicht mehr zu gebrauchen sind). Steht diese Erneuerung in keinem Verhältnis zum Einsparpotenzial, so soll die bestehende WRG als gegeben erachtet werden. Achtung: Die vorgängige Abschätzung des Einsparpotenzials soll immer auch die Möglichkeit einer Wärmeübertragung mit weiteren Prozessen berücksichtigen.

Die Stromtabelle ergibt sich in diesem Fall gemäss Tab. 9-3 (C1\_v1 und H1). Sie berücksichtigt also nur die „Überbleibsel“ und damit diejenigen Prozessanforderungen, welche heute nicht bereits mit WRG erbracht werden.

Unter Umständen ist aus Gründen der Produktequalität und -hygiene die Erwärmung des Zuckerwassers von 65°C auf 75°C nur mittels Heisswasser-Zwischenkreislauf (von 83°C auf 87°C) möglich. In diesem Fall soll der Heisswasser-Zwischenkreislauf als Prozessanforderung definiert werden (siehe Tab. 9-3, C1\_v2).

Hot/ Cold	Medium	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$c_p$ [kJ/kgK]	$\dot{H}$ [kW]
C1_v1	Zuckerw.	65	75	2.4	20
C1_v2	Heissw.	83	87	4.18	20
H1	Zuckerw.	30.5	12	2.4	37

Tab. 9-3: Stromtabelle des Zuckerpasteurs gemäss Abb. 9-9 mit dem Ansatz der Grey box. Strom C1 ist in zwei Varianten dargestellt.

Die Modellierung gemäss Grey box hat den Vorteil, dass kritische Prozessteile unverändert bleiben und die Energieoptimierung (falls überhaupt Massnahmen gefunden werden) mit grosser Wahrscheinlichkeit umsetzbar ist. Gleichzeitig reduziert sich dadurch natürlich das Optimierungspotenzial.

### Black box

Bei der Black box (siehe Abb. 9-9, äussere Grenze, durchgezogene Linie) wird der Prozess als unbekannt, unantastbar, energetisch irrelevant oder nicht wirtschaftlich veränderbar erachtet. Die Stromtabelle stellt in diesem Fall nur den Utility-Bedarf dar, welcher für die Erbringung der Prozessanforderungen nötig ist.

Die Black box hat das mit Abstand geringste Optimierungspotenzial der drei Ansätze.

Die Stromtabelle ergibt sich in diesem Fall wie folgt:

Hot/ Cold	Medium	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{H}$ [kW]
C1	Dampf	130	130	20
H1	Eiswasser	2	0	37

Tab. 9-4: Stromtabelle des Zuckerpasteurs gemäss Abb. 9-8 mit dem Ansatz der Black box. Da der Dampf-Strom latente Wärme abbildet, ist der Einfachheit halber kein  $c_p$ -Wert dargestellt.

Die Leistungen der Ströme C1 und H1 entsprechen dabei den Leistungen gemäss Tab. 9-3.

In der folgenden Abbildung sind die CCs dargestellt, welche für den Zuckerpasteur gemäss White box, Grey box und Black box resultieren.

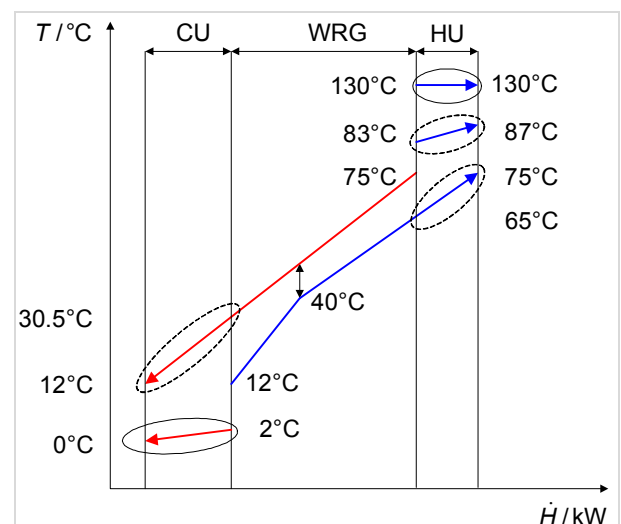


Abb. 9-10: CCs des Zuckerpasteurs gemäss **White box** (gesamte Hot und Cold CC), **Grey box** (nur Anteil der Hot/Cold CC im gestrichelten Kreis) und **Black box** (Hot und Cold CC auf tieferem/höherem Temperaturniveau, im durchgezogenen Kreis).

Aus Abb. 9-10 wird deutlich: Der Schritt von der White box zur Grey box kann ein reduziertes Optimierungspotenzial zur Folge haben, da die bestehende Wärmeübertragung nicht in Frage gestellt wird.

Der Schritt von der White box zu der Grey box ist insbesondere dann sehr nachteilig, wenn der betrachtete Einzelprozess zwar in sich optimiert ist, in Betrachtung der gesamten Anlage aber Wärme durch den Pinch überträgt. Dies ist v.a. dann häufig der Fall, wenn im Prozess ein sehr grosses  $\Delta T$  genutzt wird, das  $\Delta T_{min}$  der gesamten Anlage aber wesentlich kleiner ist.

### Empfehlung zur Wahl der Analysetiefe

Die Abgrenzung der Grey box zu der White/Black box ist natürlich nicht absolut und kann beliebig verschoben werden. So ist es z.B. auch denkbar, die Eiswasserkühlung als gegeben zu erachten, die Heisswassererwärmung aber nicht. Die Modellierung liegt im Ermessen der Ingenieurin und des Ingenieurs und soll in jedem Fall die Rahmenbedingungen der Prozesse und der Anlagenbetreiber berücksichtigen.

Um eine unvoreingenommene Energie-Optimierung zu ermöglichen und die Wärmeübertragungspotenziale nicht schon vor Kenntnis der CCs zu reduzieren, wird im Falle eines Neubaus die White box für alle energetisch relevanten Prozesse empfohlen.

Auch im Falle einer Sanierung soll im Zweifelsfall die White box verwendet werden – allenfalls unmögliche HEXs können immer noch im HEN Design angepasst oder bei der Massnahmendefinition ausgelassen werden.

### 9.4 Umgang mit Sonderfällen, Tipps zur Modellierung

Es gibt verschiedene Sonderfälle, deren Modellierung nicht auf den ersten Blick ersichtlich ist. Einige werden nachfolgend kurz beschrieben.

#### Direktdampf

Ist die Injektion von Direktdampf nötig (z.B. zur Sterilisation oder zur raschen Erhitzung eines Produkts), sollte der Direktdampf als Prozessanforderung definiert werden und nicht die eigentliche Prozessanforderung selber (Ersatzstrommodellierung). Der Dampf soll dabei von der Speisewassertempe-

ratur bis zur Soll-Temperatur/Druck definiert werden. Die Modellierung des Nachspeisewassers ist im folgenden Abschnitt beschrieben. Gemäss Prinzip 6 der Datenextraktion (Zusammenfassen von Strömen), sollen verschiedene Dampfanforderungen auf gleichem/ähnlichem Temperaturniveau (bzw. Druck) wo möglich zusammengefasst werden.

Falls keine Abwärme zur Erzeugung von Dampf zur Verfügung steht und keine Utility-Optimierung geplant ist, kann der Direktdampf im Falle einer Sanierung auch vernachlässigt werden.

#### Dampf als Anforderung

Ist Dampf der einzig mögliche Energieträger zur indirekten Beheizung eines bestehenden Prozesses (z.B. bei einer bestehenden industriellen Mangel in einer Wäscherei, wo der Zylinder indirekt dampfbeheizt ist), soll er ebenfalls als Dampf definiert werden (Ersatzstrommodellierung, Black box-Ansatz). Eine Definition der eigentlichen Prozessanforderung (z.B. die Verdampfung von Wasser in der Wäsche) wäre nicht zielführend.

#### Speisewasser

Die Speisewasseraufbereitung birgt häufig Optimierungspotenzial und soll daher zusätzlich zu den Dampfanforderungen ab Speisewassertemperatur im Modell berücksichtigt werden. Normalerweise wird dabei die Erhitzung des Kondensatrücklaufs (z.B. Durchschnittstemperatur 75°C) auf die Temperatur im Speisewassertank (z.B. 104°C) abzüglich ca. 15°C (d.h. z.B. 89°C) in das Modell übertragen. Die 15°C werden darum abgezogen, da für eine zufriedenstellende Entgasung im Speisewassertank eine Temperaturerhöhung von ca. 15°C nötig ist. Diese Temperaturerhöhung muss mit Direktdampf erbracht werden und ist somit eine Direktdampfanforderung. Um das Ganze nicht unnötig kompliziert zu machen, kann diese aber i.d.R. vernachlässigt oder über die Gesamteffizienz der Energieerzeugung berücksichtigt werden.

Gibt es signifikante Direktdampfverbraucher oder Dampf-/Kondensatverluste, soll zusätzlich das kalte Nachspeisewasser von ca. 12°C auf z.B. 89°C als Prozessanforderung definiert werden.

Achtung: Der Kondensatrücklauf ist abhängig von der Position der Verbundkurven bzw. der umgesetzten Energiesparmassnahmen. Der Massenstrom der Kondensate sollte darum iterativ angepasst oder zumindest nach Erarbeitung des HEN noch einmal geprüft werden.

### Verluste

Signifikante vorhersehbare **Verluste in Leitungen** können behelfsmässig mit einer Temperaturkorrektur in den Prozessanforderungen berücksichtigt werden. Muss z.B. Prozesswasser von 12°C auf 50°C erhitzt werden und verliert es auf dem (bereits bekannten) Weg zum Ziel 2°C, kann die Prozessanforderung von 12°C auf 52°C definiert werden.

Im HEN Design kann grossen erwarteten **Verlusten in HEXs** behelfsmässig Rechnung getragen werden (z.B. Luft/Luft-HEX mit hohen Temperaturen). So soll bei WRG-Kaskaden darauf geachtet werden, dass die erreichten Temperaturen zwischen den Kaskaden nicht direkt prozesskritisch sind. Andernfalls sind bei der Netzwerkbildung entsprechende „Verlust-Puffer“ in den Hot Streams einzuplanen.

### Direkte Befeuerung:

In einigen Prozessen (z.B. beim Rösten von Kakaobohnen) ist eine Direktbefeuerung und somit eine Erwärmung mit Rauchgasen möglich.

Ein eigentlicher HEX entfällt dadurch und eine Ersatzstromdefinition (heisse Luft) ist nicht zielführend. In diesem Falle kann die Vorwärmung der Verbrennungsluft für den Brenner von typischerweise Umgebungsluft (ca. 20°C) auf ca. 40°C als Prozessanforderung ins Modell aufgenommen werden. Die Vorwärmung ist allerdings nicht immer möglich (Luftvolumen, Stickoxide) und soll vorher mit dem Hersteller des Brenners abgesprochen werden.

Auf jeden Fall soll bei der Direktbefeuerung die Abluft in das Modell aufgenommen werden. Die Feuchte hat dabei einen grossen Einfluss auf das WRG-Potenzial und soll ausreichend genau abgeschätzt werden.

### Rauchgase:

Rauchgase von Heizkesseln gehören unbedingt in das Energiemodell. Eigentlich sollten sie als Teil der Utility über die Utility-Optimierung berücksichtigt

werden. Ist keine Utility-Optimierung vorgesehen oder durch das benutzte Tool nicht direkt unterstützt, können die Rauchgase aber als Soft Streams in die Stromtabelle aufgenommen werden.

Achtung: Die Rauchgasmenge ist abhängig von der Position der CCs bzw. der umgesetzten Energiesparmassnahmen! Der Massenstrom des Rauchgases sollte darum iterativ angepasst oder mindestens nach Erarbeitung des HEN noch einmal geprüft werden.

Wie bei der (feuchten) Luft soll der Massenstrom in kg/h trocken definiert werden.

### Mischkondensator/Quench/ Wasserstrahlpumpe:

Mischkondensatoren werden u.a. wegen ihren niedrigen Investitionskosten und ihrer grossen spezifischen Wärmeübertragungsfläche z.B. in Verbindung mit Dampfstrahl-Vakuumpumpen oder Eindampfanlagen eingesetzt. Der zu kondensierende Dampf wird unmittelbar mit dem Kühlmedium in Berührung gebracht.

Quenching bezeichnet in der Verfahrenstechnik die Absorption von Schadstoffen und Wärme. Es wird z.B. zur Rauchgasreinigung eingesetzt, indem heisse Rauchgase durch einen vertikal aufgestellten Stahlzylinder geleitet und mit zerstäubtem Wasser gekühlt werden.

Wasserstrahlpumpen werden häufig in Laboratorien eingesetzt. Auch in der industriellen Produktion finden sie z.T. Anwendung, z.B. bei der Sterilisierung von Schüttgütern: Ein Chargenbehälter wird mit dem Schüttgut gefüllt und mit Direktdampf sterilisiert (Direktdampf siehe oben). Um vom Überdruck in einen kontrollierten Unterdruck zu gelangen, ohne das Schüttgut mitzureissen, kann eine Wasserstrahlpumpe eingesetzt werden. Mit Hilfe des Wasserstrahls wird gleichzeitig der Brühdampf kondensiert, der durch die Druckreduktion entsteht.

Alle drei obigen Beispiele haben gemeinsam, dass der Prozess eng an ein bestimmtes Bauteil gebunden ist und der Hot Stream (Dampf) direkt mit dem Kühlmedium in Kontakt gebracht wird. Eine Modellierung des Dampfs als Hot Stream für die Pinch-Analyse ist nur dann sinnvoll, wenn der Dampf alternativ über einen *HEX* genutzt werden kann.

Ist dies nicht der Fall, so sollen lediglich das heisse/warme Abwasser sowie der Gasaustritt (im

Falle des Mischkondensators und des Quenchs) in das Modell übernommen werden.

### Rückkühlung Druckluftkompressoren

Rund 70 bis über 90% der in die Erzeugung von Druckluft eingebrachten Energie steht in Form von Abwärme für WRG zur Verfügung. Insbesondere bei wassergekühlten Kompressoren kann diese Abwärme leicht erschlossen werden und die Rückkühlung soll daher als Hot Stream in die Stromtabelle aufgenommen werden.

### Rückkühlung Kältemaschinen

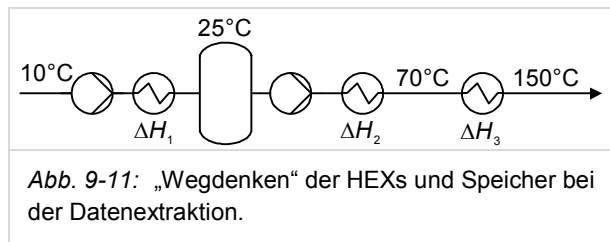
Das Abwärmepotenzial von Kältemaschinen steht i.d.R. auf eher tiefem Temperaturniveau zur Verfügung (z.B. 45°C Kondensationstemperatur). Erfolgt die Rückkühlung mit Wasser, kann die Abwärme leicht erschlossen werden und der Rückkühlkreislauf soll in die Stromtabelle aufgenommen werden (z.B. als Hot Stream von 40°C auf 20°C). Erfolgt die Rückkühlung mit Luft, ist eine WRG schwierig. Die Rückkühlung kann allenfalls für die Abschätzung des WRG-Potenzials einer zukünftigen Rückkühlung mit Wasser in die Stromtabelle übernommen werden.

Achtung: Die Rückkühlleistung der Kältemaschine ist abhängig von der nötigen Kälteleistung und somit von der Position der CCs bzw. der umgesetzten Energiesparmassnahmen! Sie sollte darum iterativ angepasst oder mindestens nach Erarbeitung des HEN noch einmal geprüft werden.

## 9.5 Beispiele Energiemodellierung

### Beispiel: Produkterwärmung

Ein Produkt wird von 10°C auf 25°C erwärmt, in einem Sammel-tank gespeichert, anschliessend über WRG auf 70°C erwärmt und mittels Dampf auf die Zieltemperatur von 150°C erhitzt (siehe Abb. 9-11). Es wird angenommen, dass sich der  $c_p$ -Wert während dem Aufheizprozess von 10°C auf 150°C nicht verändert. Der Zwischenspeicher sei nötig, das Temperaturniveau aber frei wählbar.



Gemäss Prinzip 1, Schritt 1 werden sämtliche HEXs „entfernt“ und in der Folge 2 Ströme definiert: Teil A von 10°C auf 25°C und Teil B von 25°C auf 150°C.

Gemäss Prinzip 1, Schritt 2 kann nun auch der Speicher „entfernt“ werden, da er nicht gezwungenermassen auf 25°C liegen muss. Da sich die Stromzusammensetzung in den zwei Heizschritten nicht ändert (Prinzip 1, Schritt 3), kann die Prozessanforderung schliesslich als ein Strom von 10°C auf 150°C definiert werden. Würden z.B. Additive in den Speicher zugegeben, welche nur bei 25°C eingebracht werden können, müssten Teil A und Teil B getrennt bleiben. Die neue Speichertemperatur resultiert aus dem HEN.

### Beispiel: Kondensatkühlung

Abb. 9-12 zeigt die Abkühlung der überhitzten Kondensate in einer Papierfabrik. Kondensat bzw. Brüden mit 3 bar(a) wird in den Brüdenkondensator geleitet, entspannt, verdampft teilweise bei ca. 1 bar(a) und ca. 100°C, wird kondensiert, unterkühlt und mit 95°C in das Kesselhaus zurück gespeist. Die Kühlung erfolgt mit Frischwasser, das sich dabei von 12°C auf 50°C erhitzt.

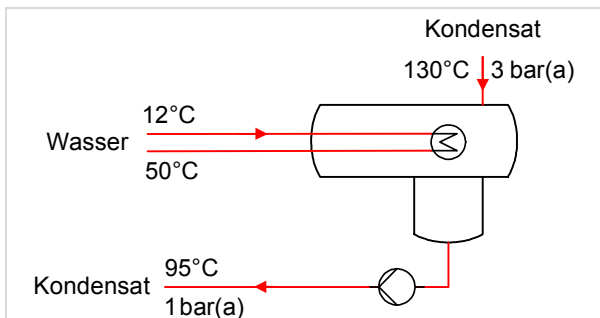


Abb. 9-12: Dampf-Kondensatkaskade in einer Papierfabrik.

Für die Modellierung der Prozessanforderungen gibt es drei Varianten (siehe Abb. 9-13): Variante C1a stellt die Unterkühlung der Kondensate von 130°C auf 95°C in einem  $T, \dot{H}$ -Diagramm dar. Sie nutzt den verfügbaren Temperaturgradienten maximal, berücksichtigt die gegenwärtige Bauart des Brüdenkondensators nicht und entspricht dem sogenannten White box-Ansatz.

Variante C1b beschreibt die gegenwärtige Lösung, nämlich die Kondensation der Brüden bei 100°C bzw. einem bar(a) sowie die Unterkühlung von 100°C auf 95°C. Die Variante nimmt einen Teil der Brüdenkondensation als gegeben an (die Druckreduktion und Kondensation auf 100°C, nicht aber die Rückkühlung mit Frischwasser) und entspricht dem Grey box-Ansatz. Der Strom ist durch den Phasenwechsel zweigeteilt.

Variante C1c nimmt anstelle der Kondensate das Kühlwasser in das Modell auf. Sie erachtet damit die Rückkühlung mit Frischwasser als gegeben an entspricht daher dem Black box-Ansatz: Lediglich das Frischwasser von 50°C auf 12°C kann in der Folge für WRG genutzt werden.

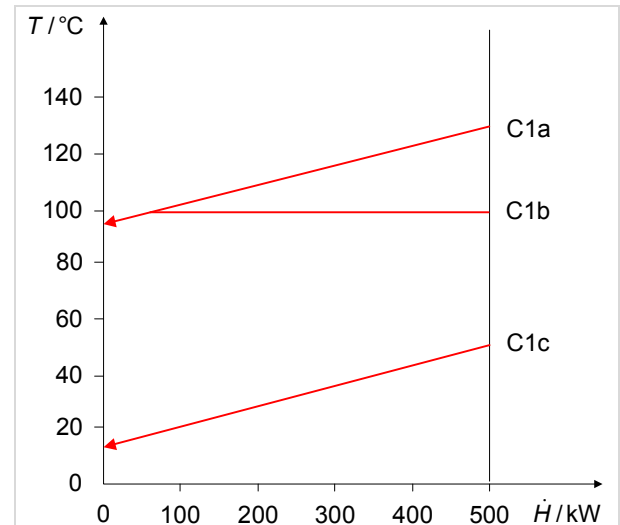


Abb. 9-13: Modellierung der Kondensatunterkühlung in drei Varianten.

Abb. 9-13 zeigt deutlich, dass man mit einer Modellierung „so nahe am Prozess wie möglich“ in jedem Falle einen höheren Temperaturgradienten zu den Cold Streams erzielen kann. Gelingt es durch die Modellierung z.B. nach C1a oder C1b, einen Teil oder gar den ganzen Strom über den Pinch zu heben (wo es Wärmedefizit gibt), wird dadurch das Einsparpotenzial im Gesamtsystem erhöht!

### Beispiel: Gebäudelüftung

Die Gebäudelüftung für eine Produktionshalle ist ein gutes Beispiel für die Analyse von Varianten.

Die eigentliche Prozessanforderung der Gebäudelüftung ist die Erwärmung der Aussenluft, z.B. von durchschnittlich 8°C auf 20°C mit 200 kW Heizleistung (Variante 1). Wird diese Anforderung direkt in das Modell übernommen, kommt es nach Umsetzung des MER HEN evtl. zu einer Vielzahl von HEXs, in welchen Prozessabwärme in die Zuluft übertragen wird. In der Folge müssen evtl. grosse Heizluftmengen quer durch die Produktionshalle geführt werden.

Platzsparender für die Wärmeverteilung und in der Anschaffung wahrscheinlich günstiger ist ein Wasser-/Glykolkreis (mit gleicher Leistung, von z.B. 40°C auf 60°C), der für die Erwärmung der Zuluft genutzt wird (Variante 2).

Abb. 9-14 zeigt die Auswirkung der Energiemodellierung auf einen beispielhaften Prozess mit  $\Delta T$  von 10 K: Oben ist die Cold CC inkl. Heizbedarf nach Variante 1 dargestellt, unten die Cold CC inkl. Heizbedarf nach Variante 2. Das WRG-Potenzial nach Variante 1 beträgt 318 kW, dasjenige nach Variante 2 200 kW.

Nun liegt es an der Ingenieurin und am Ingenieur zu beurteilen, ob das Einsparpotenzial der zusätzlichen 118 kW die erwarteten höheren Investitionen in Luftkanäle rechtfertigt.

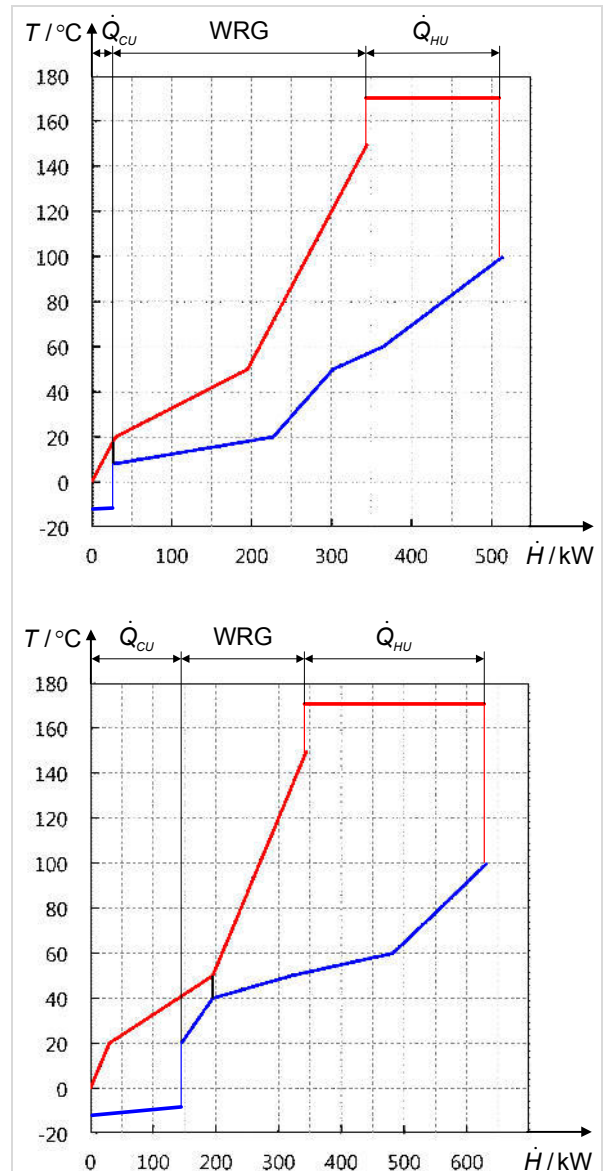


Abb. 9-14: Auswirkung der Modellierung verschiedener Varianten auf das WRG-Potenzial. **Oben:** Cold CC inkl. 200 kW Heizleistung von 8°C auf 20°C. **Unten:** Cold CC inkl. 200 kW Heizleistung von 40°C auf 60°C.

## 10 Fallbeispiel kontinuierlicher Prozess

Das folgende vereinfachte Fallbeispiel einer Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung beschreibt die Durchführung einer Pinch-Analyse Schritt für Schritt von der Energiemodellierung bis hin zum neuen Verfahrensfließbild. Es zeigt, wie die **Pinch-Analyse als „Karte und Kompass“** für die Erarbeitung von Massnahmen verwendet werden kann. Das Beispiel zeigt zudem bewusst auch auf, dass in der Praxis beim Schritt vom theoretischen Optimum zur Umsetzung Kompromisse in Kauf genommen werden, um eine technisch machbare Lösung zu erreichen, welche sicher betrieben werden kann.

Das vereinfachte Verfahrensfließbild in Abb. 10-1 zeigt einen ersten Konzeptvorschlag für den Neubau einer Anlage zur Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung. Neben der Sprühtrocknung wird eine regenerative thermische Oxidation (RTO) betrieben (siehe Abb. 10-1, rechts), in welcher organische Verbindungen (Geruchsstoffe) zerstört werden. Die Reinigung des Sprühtrockners erfordert grosse Mengen Reinigungswasser (RW), welches ebenfalls in der Anlage erwärmt wird. Die Sprühtrocknung und der „Prozess“ RTO/RW liegen nicht im gleichen Raum, sind aber nicht weit voneinander entfernt. Der Konzeptvorschlag erreicht insgesamt rund **1'300 kW WRG** über ein Kreislaufverbundsystem beim Sprühtrockner (siehe HEX 1.1 und 1.2 in Abb. 10-1) und über einen HEX zwischen der RTO-Abluft und dem Reinigungswasser (siehe HEX 2 in Abb. 10-1).

Der Konzeptvorschlag soll mit der Pinch-Analyse optimiert werden. Folgende Annahmen können getroffen werden:

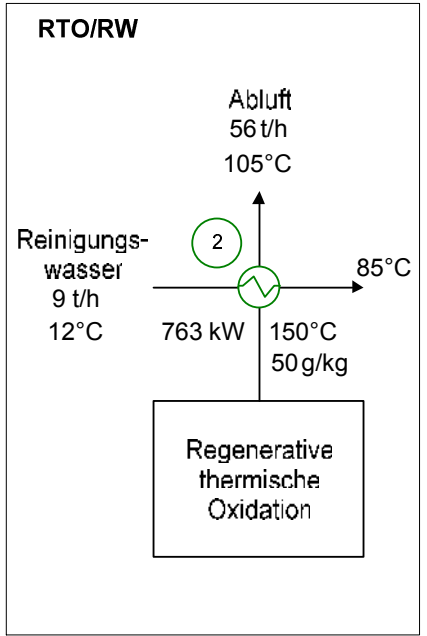
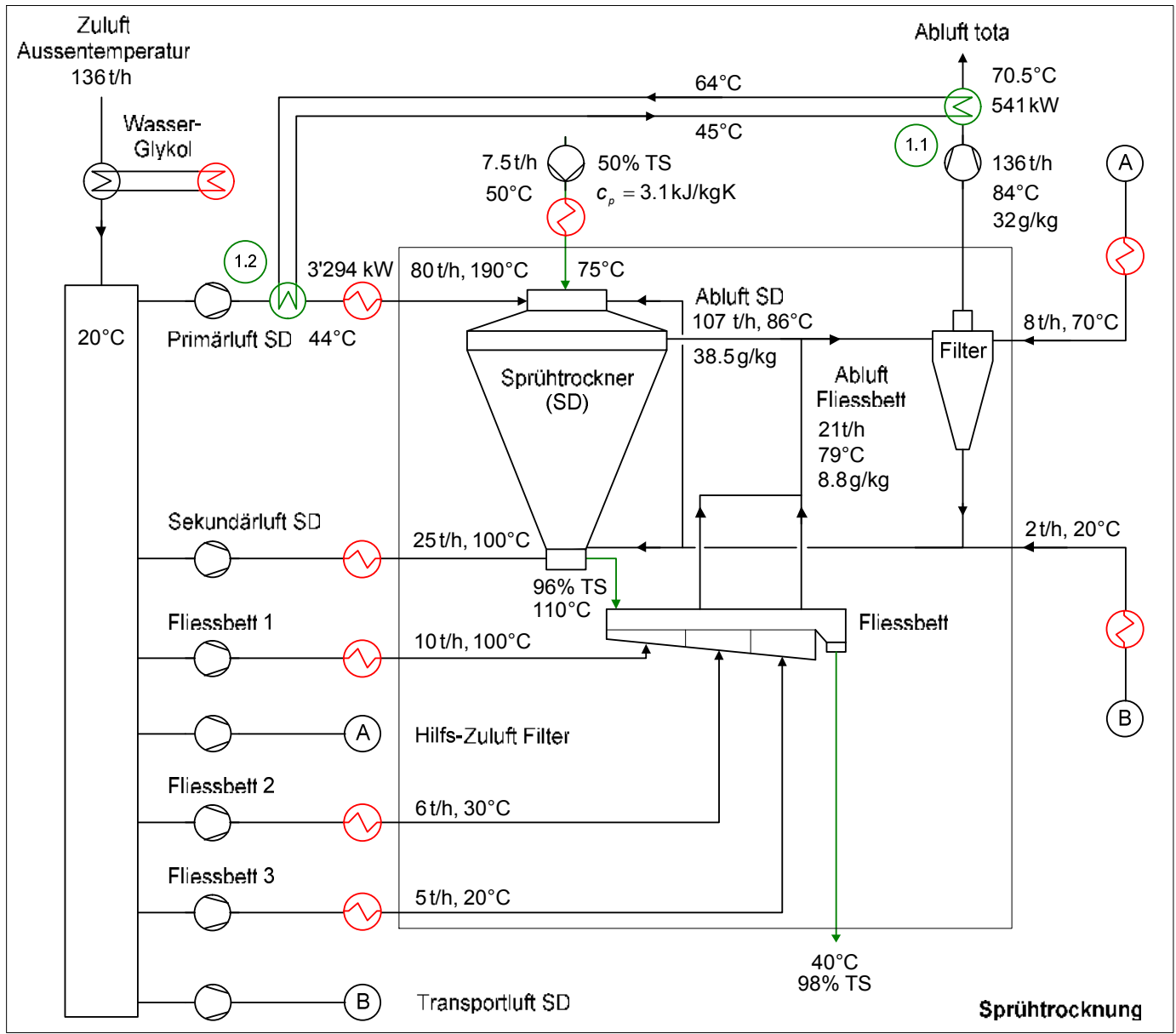
- Die Heizung der gesamten Zuluft auf 20°C ist im Winter und in den Übergangsmonaten in Betrieb. Sie wird bereits über WRG erbracht und soll für dieses Fallbeispiel vernachlässigt werden.

- Der Sprühtrockner, das Fließbett und der Filter innerhalb der Systemgrenze in Abb. 10-1 sollen in Absprache mit dem Kunden unangetastet bleiben. Der Prozess Sprühtrocknung ist demnach als Grey box zu betrachten (siehe gestrichelte Linie).<sup>5</sup>
- Die Prozessbedingungen in die und aus der Grey box sind für den Prozess notwendig und entsprechen daher den Prozessanforderungen.
- Die Feuchte der Zuluftströme kann auf 6 g Wasser pro kg trockener Luft angenommen werden.
- Das Kreislaufverbundsystem, welches zur WRG zwischen Sprühtrockner-Abluft und Sprühtrockner-Primärluft genutzt wird, ist nicht zwingend. Es könnte auch z.B. ein Luft/Luft-HEX eingesetzt werden.
- Die Abluft der RTO kann, muss aber nicht gekühlt werden. Sie wird gegenwärtig zur Erwärmung des gesamten Reinigungswassers auf die Zieltemperatur von 85°C verwendet.
- Da die Sprühtrocknung und der Prozess „RTO/RW“ sehr nahe beieinander liegen, können die beiden Prozesse im Sinne der Pinch-Analyse als ein einziger Prozess mit gemeinsamer Stromtabelle und gemeinsamen CCs betrachtet werden.

<sup>5</sup> Das nicht-isotherme Mischen der Sprühtrockner- und Fließbett-Abluft ist gemäss Prinzip 2 der Datenextraktion (siehe Abschnitt 9.3.1) nicht optimal. Um das treibende Temperaturgefälle besser auszunützen, sollten daher die Abluft des Sprühtrockners und die Abluft des Fließbetts einzeln modelliert werden. Ein HEX kann aufgrund der hohen Pulverbeladung der Abluft aber erst nach dem Filter platziert werden. In der Folge sind für die maximale

Ausnützung des treibenden Temperaturgefälles zwei Filter (mit entsprechender Hilfs-Zuluft) nötig und die Pinch-Analyse sollte in diesem Fall die Abluftströme *nach* den zwei Filtern berücksichtigen. Diese Variante („White box“-Ansatz) kann in Absprache mit dem Bauherrn und dem Anlagenhersteller geprüft werden.

Abb. 10-1: Vereinfachtes Verfahrensbild zur Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung. Links: Sprühtrockner. Rechts: Regenerative thermische Oxidation (RTO) und Erwärmung des Reinigungswassers (RW).



- Wärmeübertrager Dampf (24 bar(a))
- Wärmerückgewinnung



## Energiemodellierung

Die Stromtabelle für die Produktion von Aromastoffen ergibt sich gemäss Tab. 10-1 (a).

Anmerkung: Die Verdampfung von Wasser bzw. die Trocknung des Aromastoffs taucht nicht in der Stromtabelle auf! Die Prozessanforderung „Verdampfung“ wird ausschliesslich anhand von **Ersatzströmen** modelliert (die Zu- und Abluftströme zum und vom Sprühtrockner). Lediglich die Erwärmung des Produktkonzentrats bildet direkt die Erwärmung des Produkts ab.

Da die RTO-Abluft und die Sprühtrockner-Abluft gekühlt werden können, aber nicht müssen, werden beide Ströme als Soft Streams definiert (siehe Abschnitt 9.3.1, Prinzip 5). Da beide Abluft-Ströme feuchte Luft beschreiben und nach Abkühlung auf den Taupunkt kondensieren, werden sie segmentiert mit variablen  $c_p$ -Werten abgebildet (siehe Abschnitt 9.3.1, Prinzip 3)

Auf Basis der Stromtabelle können nun bereits die CCs erstellt werden. Um das optimale  $\Delta T_{min}$  der CCs im Supertargeting zu berechnen, werden nachfolgend die betrieblichen Grundlagendaten ermittelt und die Utilities definiert.

## Betriebliche Grundlagendaten für das Supertargeting

Die Sprühtrocknung und der Prozess RTO/RW sind gleichzeitig und während rund 5'000 Stunden pro Jahr in Betrieb.

Die wirtschaftlichen Grundlagendaten sind wie folgt:

- Amortisationszeit: 10 a
- Kapitalzins: 8%
- Fixkostenfaktor  $a$  pro HEX: 10'000 CHF
- Referenzkosten  $C_{HEX,REF}$  für einen HEX mit der Referenzfläche  $A_{HEX,REF}$  von 100 m<sup>2</sup>: 120'000 CHF
- Degressionsexponent  $m$  der HEXs: 0.71

Als Hot Utility wird der in Abb. 10-1 (b) dargestellte Dampf auf 24 bar(a) definiert (siehe Tabelle 10-1 (b)), welcher bereits in der Anlage für eine weitere Produktionslinie erzeugt wird. Die Energiekosten des Dampfes betragen 8.1 Rp/kWh.

Sämtliche Hot Streams sind Soft Streams, welche gekühlt werden *können*, aber nicht *müssen*. Sie verursachen daher weder Betriebskosten für Cold Utility noch Investitionskosten für Cold Utility HEXs. Diese können somit vernachlässigt werden. Für die

(a)	+/-	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	Flow [kg/s]	Cp [kJ/(kg*K)]	Phase Change [kJ/kg]	Alpha [W/(m <sup>2</sup> *K)]	Pressure [bar]	CP [kW/K]	Heat Duty [kW]	Fluid	Humidity Ratio In [kg/kg]	Soft
		Hauptluft SD	↗	20	190	22.222	1.0151	-	50	1	22.56	3834.97	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
		Zweitluft SD	↗	20	100	6.9444	1.0151	-	50	1	7.05	563.97	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
		Fliessbett I	↗	20	100	2.778	1.0151	-	50	1	2.82	225.61	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
		Fliessbett II	↗	20	30	1.6667	1.0151	-	50	1	1.69	16.92	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
		Zuluft Filter	↗	20	70	2.2222	1.0151	-	50	1	2.26	112.79	HumidAir	0.006	<input type="checkbox"/>
	[-]	Abluft Total	↘	84	25	37.7778	1.5473	-	-	1	58.45	3448.77	HumidAir	0.032	<input type="checkbox"/>
		1	↘	84	32.46	37.7778	1.0635	-	50	1	40.18	2070.75	HumidAir	0.032	<input checked="" type="checkbox"/>
		2	↘	32.46	30.59	37.7778	5.5077	-	100	1	208.07	387.89	HumidAir	0.0286	<input checked="" type="checkbox"/>
		3	↘	30.59	28.73	37.7778	5.0707	-	100	1	191.56	357.11	HumidAir	0.0256	<input checked="" type="checkbox"/>
		4	↘	28.73	26.86	37.7778	4.6742	-	100	1	176.58	329.19	HumidAir	0.0229	<input checked="" type="checkbox"/>
		5	↘	26.86	25	37.7778	4.3143	-	100	1	162.98	303.84	HumidAir	0.0204	<input checked="" type="checkbox"/>
		Produktkonzentrat	↗	50	75	2.0833	3.1	-	1000	-	6.46	161.46	Simple	-	<input type="checkbox"/>
	[-]	RTO-Abluft	↘	150	25	15.5556	1.6776	-	-	1	26.1	3261.99	HumidAir	0.05	<input type="checkbox"/>
		1	↘	150	40.12	15.5556	1.0969	-	50	1	17.06	1874.95	HumidAir	0.05	<input checked="" type="checkbox"/>
		2	↘	40.12	36.34	15.5556	7.4972	-	100	1	116.62	440.71	HumidAir	0.0402	<input checked="" type="checkbox"/>
		3	↘	36.34	32.56	15.5556	6.2922	-	100	1	97.88	369.87	HumidAir	0.0322	<input checked="" type="checkbox"/>
		4	↘	32.56	28.78	15.5556	5.3072	-	100	1	82.56	311.97	HumidAir	0.0257	<input checked="" type="checkbox"/>
		5	↘	28.78	25	15.5556	4.4993	-	100	1	69.99	264.48	HumidAir	0.0204	<input checked="" type="checkbox"/>
		Reinigungswasser	↗	12	85	2.5	4.18	-	1000	-	10.45	762.85	Simple	-	<input type="checkbox"/>

(b)	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	Cp [kJ/(kg*K)]	Phase Change [kJ/kg]	Alpha [W/(m <sup>2</sup> *K)]	Pressure [bar]	Utility Cost [CHF/kWh]	Fluid
	HU Dampf 24bar(a)	↘	x1	x0	-	1849.84	5000	24	0.081	Water
	CU Eiswasser	↗	0	2	4.1531	-	2000	1	0	Water

Tab. 10-1: (a) Stromtabelle der Aromaproduktion gemäss Abbildung 10-1. (b) Utility-Stromtabelle der Produktion von Aromastoffen gemäss Abb. 10-1. **x1**: Sattdampf (ca. 222°C). **x0**: Kondensat (ca. 22°C).

Cold Utility kann der Vollständigkeit halber ein Platzhalter (z.B. Eiswasser von 0°C auf 2°C) eingesetzt werden<sup>6</sup>.

**Supertargeting**

Im Supertargeting wird auf Basis obiger Grundlagen ein  $\Delta T_{min,opt}$  von 20.4 K berechnet. Der Einfachheit halber werden 20 K für die Erarbeitung des MER HEN verwendet. Die CCs ergeben sich gemäss Abb. 10-2. Das **WRG-Potenzial von rund 3'300 kW** ist ca. 2'000 kW höher als im bisherigen Konzeptvorschlag!

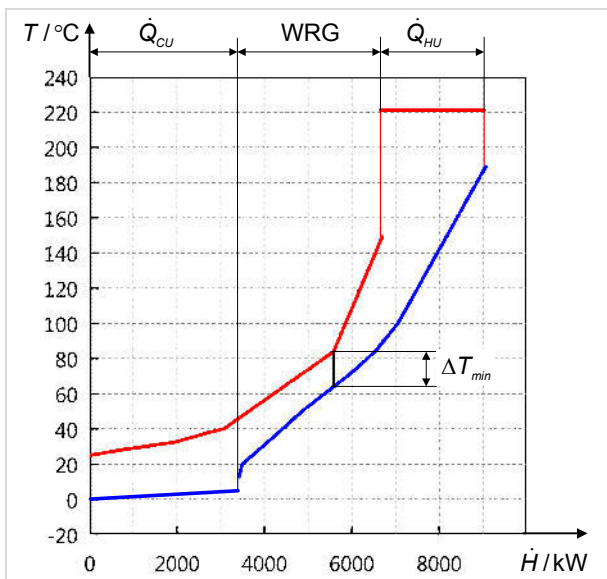


Abb. 10-2: CCs der Produktion von Aromastoffen gemäss Abbildung 10-1.

**Utility-Optimierung**

Durch Analyse der GCC kann die Energieversorgung optimiert werden (siehe Abb. 10-3).

In Absprache mit dem Kunden wird bestimmt, die bestehenden (und vor kurzem sanierten) Dampfkessel nicht zu ersetzen. Alternative Energieerzeugungsvarianten wie z.B. ein Blockheizkraftwerk (siehe beispielhaft grüne Linie in Abb. 10-3) oder eine Gasturbine (siehe beispielhaft blaue Linie) werden daher nicht im Detail auf ihre Wirtschaftlichkeit geprüft.

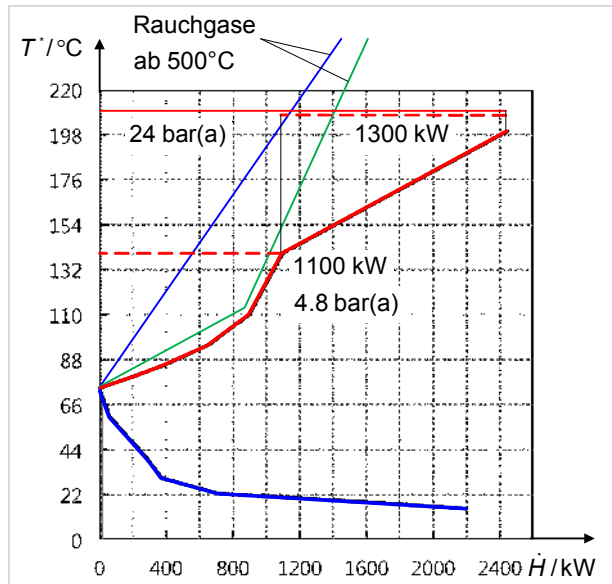
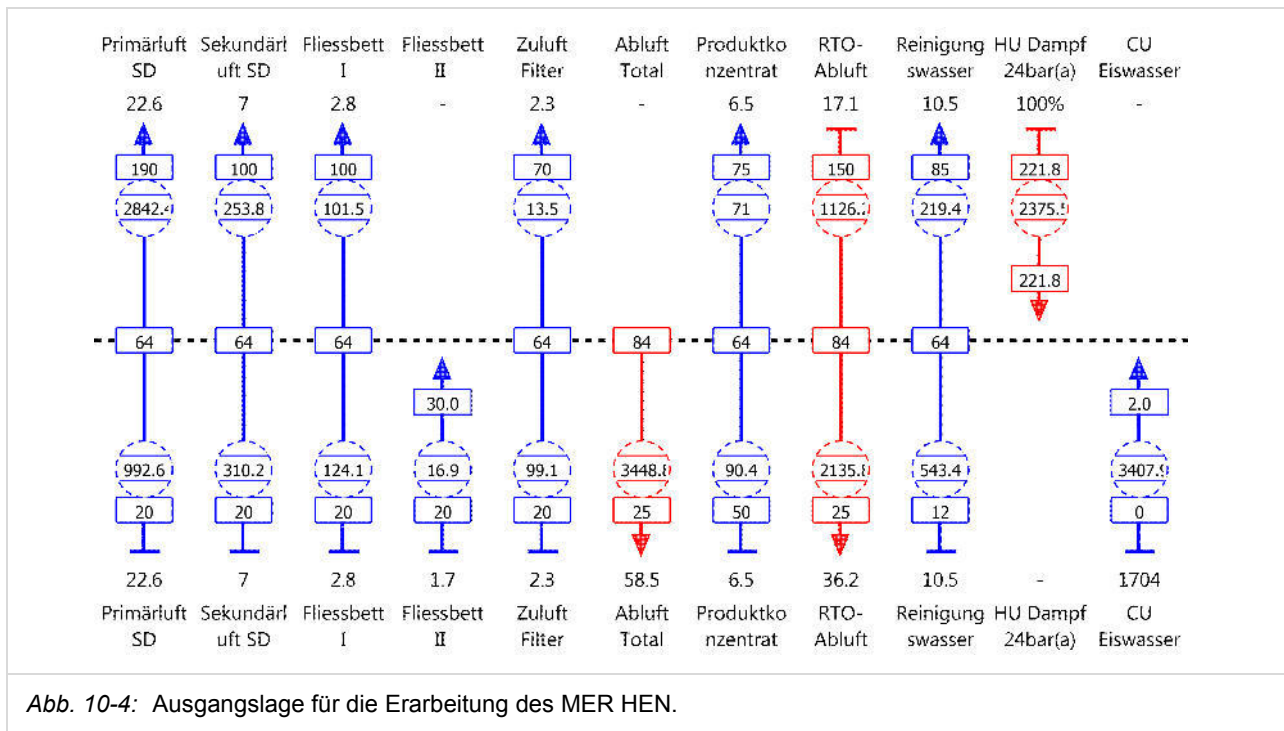


Abb. 10-3: GCC der Produktion von Aromastoffen gemäss Abb. 10-1. **Rote Linie:** Dampfversorgung Ist. **Rote gestrichelte Linie:** Beispielhaftes zweites Dampfdruckniveau. **Blaue Linie:** Beispielhafte Rauchgase einer Gasturbine (ab z.B. 500°C). **Grüne Linie:** Beispielhafte Rauchgase und Oel-/Wasserkühlung eines Blockheizkraftwerks (ab z.B.225°C).

Ein Blick auf die GCC zeigt, dass es trotz der Vorgabe, die Dampfkessel zu belassen, Optimierungspotenzial gibt: Es muss nicht die gesamte Hot Utility von rund 2'400 kW auf den gegenwärtig geplanten 222°C (24 bar(a)) erbracht werden. Es wäre z.B. eine zweite Dampfschiene auf ca. 150°C (4.8 bar(a)) mit maximal 1'100 kW Leistung denkbar. Eine Abklärung ergibt, dass eine Dampfturbine zur Druckreduktion von 24 auf 4.8 bar(a) knapp 100 kW elektrische Leistung erbringen könnte. Damit könnten maximal 500 MWh/a Elektrizität erzeugt werden. Bei einem Preisunterschied von ca. 40 CHF/MWh zwischen Gas und Elektrizität ergibt dies ein maximales Einsparpotenzial von 20'000 CHF/a. Es wird daher aus wirtschaftlichen Gründen entschieden, keine Dampfturbine einzusetzen und die Idee allenfalls bei einem starken Anstieg des Elektrizitätspreises oder einem starken Rückgang des Gaspreises wieder in Betracht zu ziehen.

<sup>6</sup> Ist in der verwendeten Software keine Eingabe von Default-Utilities nötig, kann die Cold Utility natürlich gänzlich vernachlässigt werden. Alternativ wäre es möglich, sämtliche Hot Soft Streams vertikal „über dem tiefsten

Punkt“ der Cold CC „abzuschneiden“, damit keine Cold Utility berechnet wird.



## HEN Design

Die Ausgangslage für die Bildung des MER HEN ist in Abb. 10-4 dargestellt.

Das MER HEN kann mit Hilfe der Regeln in Kapitel 7 auf minimale Fläche und/oder minimale Anzahl HEXs optimiert werden. Der Kunde macht aber auf Rahmenbedingungen aufmerksam, welche bei der Erstellung des MER HEN in erster Priorität berücksichtigt werden sollen: Mehrfache Splits von Luftströmen sowie Wärmerückgewinnungskaskaden mit mehreren HEXs in Serie sind zu vermeiden. Sie sind regelungstechnisch schwierig zu handhaben und erschweren somit einen sicheren und konstanten Betrieb des Prozesses. Es wird darum gemeinsam entschieden, dass einer möglichst geringen Anzahl WRG-HEXs eine wesentlich höhere Bedeutung zukommt als einer optimalen Ausnutzung der Temperaturgradienten<sup>7</sup>. Ziel ist in erster Priorität eine technisch machbare Lösung, welche möglichst nahe an die Energy Targets herankommt, diese aber nicht um jeden Preis erreichen muss.

Zunächst wird das Teilsystem oberhalb des Pinch angegangen. Die WRG kann mit einem einzigen

HEX gelöst werden, in welchem die RTO-Abluft bis 84°C abgekühlt und die Primärluft zum Sprühtrockner von 64°C auf 110°C erwärmt wird (siehe Abb. 10-5).

Anmerkung zu den Utility-HEXs: Diese sind der Einfachheit halber in Serie dargestellt, obwohl sie in der Praxis parallel installiert werden und zu jedem Cold Stream eine separate Dampfleitung geführt wird. Streng genommen wäre im HEN Design demnach ein sechsfacher Split der HU nötig. Auf diesen sechsfachen Split wurde verzichtet, da die Berechnung der Flächen der HEXs trotz vorgenommener Vereinfachung korrekt wird, weil die Temperatur der HU konstant ist (Kondensation, horizontaler Strom).

<sup>7</sup> Die Mehrkosten dieser Vorgabe sollten dennoch grob überprüft werden, um eine Größenordnung der wirtschaftlichen Auswirkung dieser Entscheidung zu erhalten.

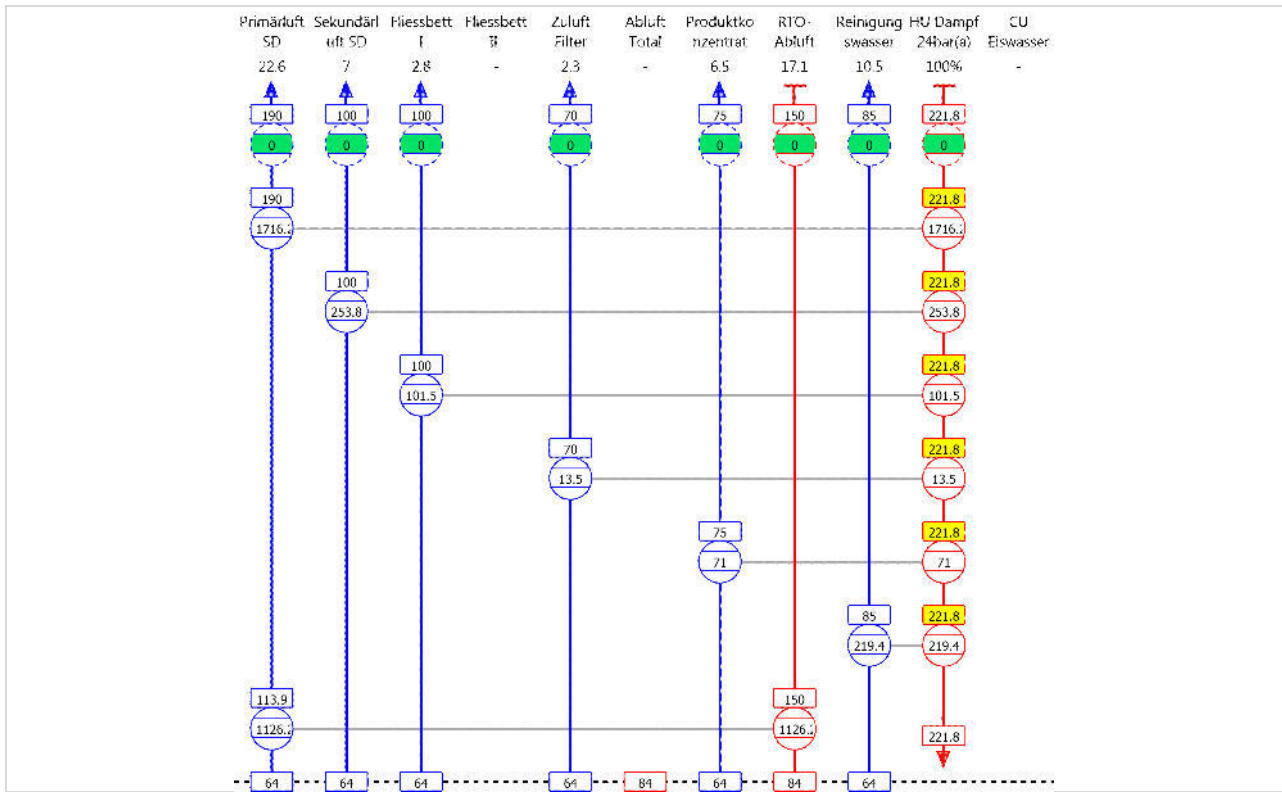


Abb. 10-5: HEN Design des Teilsystems oberhalb des Pinch.

Ein Blick auf den HEX Driving Force Plot in Abb. 10-6 zeigt, dass im WRG-HEX wie erwartet das theoretisch verfügbare Temperaturgefälle zwischen Hot und Cold Streams nicht genügend ausgenutzt wurde, was aber in Kauf genommen wird.

Anmerkung zum besseren Verständnis des Driving Force Plot: Der Sprung der Driving Force von rund 60 K auf rund 130 K (y-Achse) kommt vom Übergang von der WRG zur Hot Utility (siehe auch CCs in Abb. 10-2).

Im Teilsystem unterhalb des Pinch seien HEXs mit einer Leistung kleiner 50 kW aus wirtschaftlichen Gründen zu vernachlässigen bzw. das HEN so aufzubauen, dass nur grössere HEXs eingesetzt werden. Es wird schliesslich die Lösung gemäss Abb. 10-7 gefunden, welche annähernd einem MER HEN entspricht. Die CU HEXs wurden absichtlich nicht gesetzt, da es sich bei den Hot Streams wie bereits erwähnt um Soft Streams handelt, welche nicht gekühlt werden müssen.

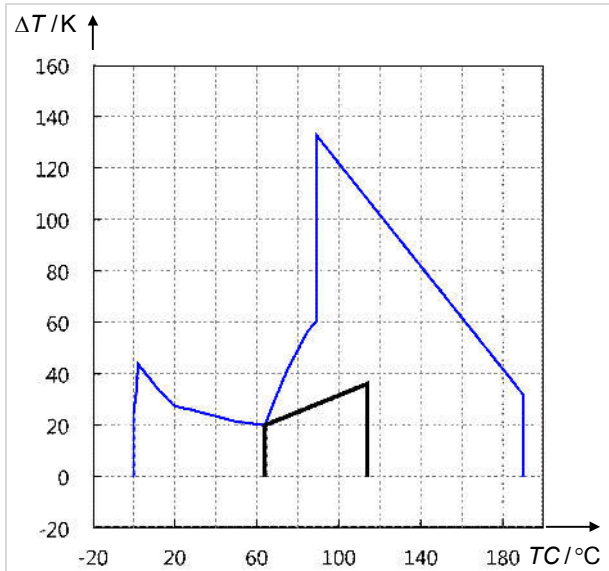


Abb. 10-6: Driving Force Plot des HEX zwischen der RTO-Abluft und der Primärluft des Sprühtrockners.

**Hinweis:** Die Hot Streams Abluft Total und RTO-Abluft sind segmentiert und haben variable  $CP$ -Werte, welche sich durch die Abkühlung der Abluft bis auf den Taupunkt und die weitere Abkühlung entlang der Taulinie ergeben. Der in Abb. 10-7 dargestellte  $CP$ -Wert unterhalb des Hot Streams RTO-Abluft (36.2 kW/K) entspricht dem *mittleren*  $CP$ -Wert von 84°C auf 25°C. Für die HEXs am Pinch und die Anwendung der  $CP$ -Regel (siehe Abschnitt 7.3, HEN Design Regeln) ist nicht der *mittlere*  $CP$ -Wert der Abluft, sondern der  $CP$ -Wert des Hot Streams *am Pinch* relevant. Dieser beträgt (bis zum Taupunkt von 40.1°C) 17.06 kW/K. Damit die Regel  $CP_{out} \geq CP_{in}$  zwischen der RTO-Abluft und dem Reinigungswasser erfüllt ist, muss der  $CP$ -Wert der RTO-Abluft am Pinch mindestens 10.5 kW/K betragen. Der minimale mittlere  $CP$ -Wert (von 85°C auf 25°C) der RTO-Abluft, anhand dessen der Split definiert wird, berechnet sich demnach wie folgt:  $36.2 / 17.06 \times 10.5 = 22.3$  kW/K.

Die Lösung gemäss Abb. 10-7 mit insgesamt 4 Splits war in Anbetracht der 6 Cold Streams am Pinch unvermeidbar. Sie ist praktisch aber kaum realisierbar und entspricht auch nicht den Vorgaben des Kunden. Ein genauerer Blick auf die einzelnen Cold Streams unterhalb des Pinch zeigt, dass die Primärluft und die Sekundärluft des Sprühtrockners, die Zuluft zum Fließbett I und die Zuluft zum Filter alle von 20°C bis zum Pinch auf 64°C erwärmt werden müssen.

Diese Ströme könnten in der Praxis zu einem einzigen Strom zusammengefasst werden!

**Hinweis:** Gemäss Prinzip 6 der Energiemodellierung („Zusammenfassen von Strömen“, siehe Abschnitt 9.3.1) hätte das Zusammenfassen der Zuluftströme bis zu einer gemeinsamen Temperatur von 70°C schon während der Energiemodellierung vorgenommen werden können.

Mit dieser Erkenntnis und dem praktischen Nutzen daraus kann nun entweder die Stromtabelle neu definiert werden, oder das HEN Design wird mit den bislang definierten Strömen fertiggestellt und die Lösung manuell in die Praxis „übersetzt“. Aus didaktischen Gründen wird die Stromtabelle für den Sprühtrockner gemäss Tab. 10-2 neu erstellt und das Supertargeting erneut durchgeführt.

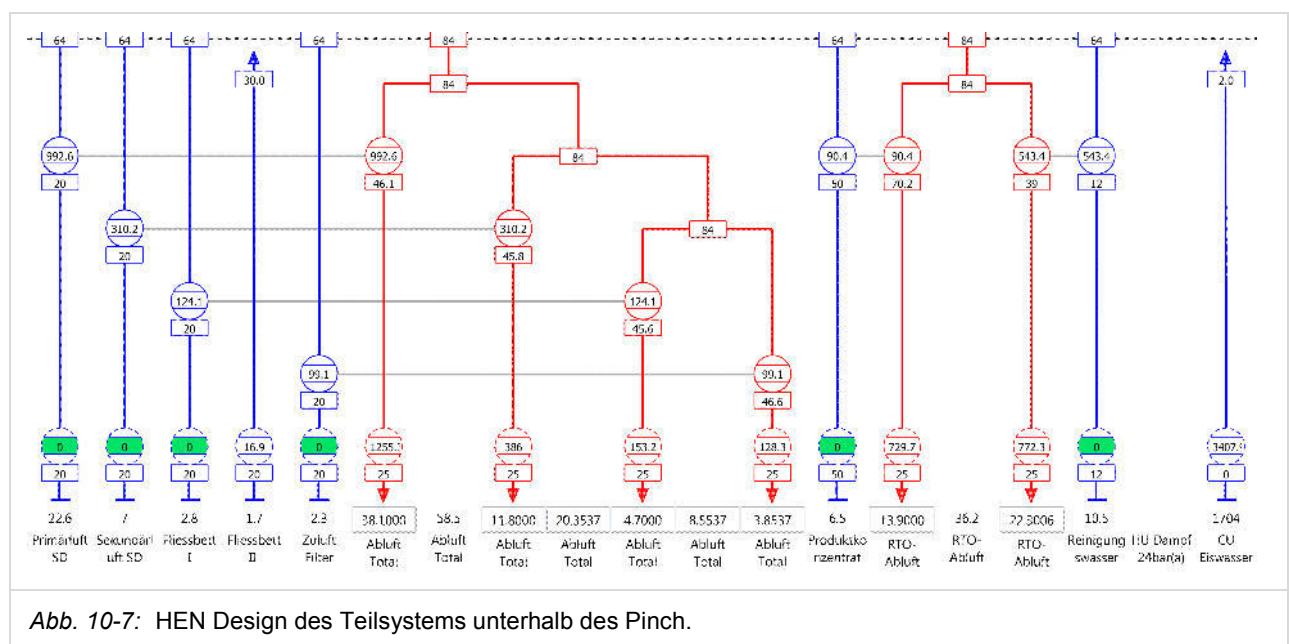


Abb. 10-7: HEN Design des Teilsystems unterhalb des Pinch.

+/-	Name	Hot/Cold	Tin [°C]	Tout [°C]	Flow [kg/s]	Cp [kJ/(kg·K)]	Phase Change [kJ/kg]	Alpha [W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Pressure [bar]	CP [kW/K]	Heat Duty [kW]	Fluid	Humidity Ratio In [kg/kg]	
	Haupt-/Zweitluft SD Fließbett I Zuluft Filter	↗	20	64	34.1667	1.0151	-	50	1	34.68	1526.11	HumidAir	0.006	
	Hauptluft SD	↗	64	190	22.222	1.0151	-	50	1	22.56	2842.39	HumidAir	0.006	
	Zweitluft SD	↗	64	100	6.9444	1.0151	-	50	1	7.05	253.79	HumidAir	0.006	
	Fließbett I	↗	64	100	2.778	1.0151	-	1000	1	2.82	101.52	HumidAir	0.006	
	Fließbett II	↗	20	30	1.6667	1.0151	-	50	1	1.69	16.92	HumidAir	0.006	
	Zuluft Filter	↗	64	70	2.2222	1.0151	-	1000	1	2.26	13.54	HumidAir	0.006	
☒	Abluft Total	↘	84	25	37.7778	1.5473	-	-	1	58.45	3448.77	HumidAir	0.032	
	1	↘	84	32.46	37.7778	1.0635	-	50	1	40.18	2070.75	HumidAir	0.032	
	2	↘		32.46	30.59	37.7778	5.5077	-	100	1	208.07	387.89	HumidAir	0.0286
	3	↘		30.59	28.73	37.7778	5.0707	-	100	1	191.56	357.11	HumidAir	0.0256
	4	↘		28.73	26.86	37.7778	4.6742	-	100	1	176.58	329.19	HumidAir	0.0229
	5	↘		26.86	25	37.7778	4.3143	-	100	1	162.98	303.84	HumidAir	0.0204
	Produktkonzentrat	↗	50	75	2.0833	3.1	-	1000	-	6.46	161.46	Simple	-	

Tab. 10-2: Stromtabelle des Sprühtrockners nach Zusammenfassen der Zuluftströme von 20°C auf 64°C.

Ein Blick auf das aktualisierte  $\Delta T_{min,opt}$  im Supertargeting zeigt, dass die bereits verwendeten 20 K beibehalten werden können. Das HEN wird in der Folge gemäss Abb. 10-8 fertiggestellt. Es erreicht annähernd die aus dem Supertargeting vorgegebenen 3'300 kW und liegt somit rund 2'000 kW über dem ersten Konzeptvorschlag.

Das vereinfachte Verfahrensbild, das obigem MER HEN entspricht, ist in der folgenden Abb. 10-9 dargestellt. Zusammen mit dem Kunden und evtl. dem Anlagenhersteller wird anschliessend entschieden, welche HEXs in die Anlage übernommen werden können. Häufig treten dabei neue Rahmenbedingungen auf (z.B., dass die RTO-Abluft nicht kondensieren sollte o.ä.) und einige Iterationen vom Verfahrensbild zum HEN und zurück sind normal.

Ein Vergleich der Ausgangslage gemäss Abb. 10-1 und der Lösung gemäss Abb. 10-9 zeigt die wichtigsten Unterschiede, welche die starke Steigerung der WRG möglich gemacht haben:

- Gemeinsame Optimierung des Sprühtrockners, der RTO und der Reinigungswassererwärmung
- Bessere Ausnutzung des treibenden Temperaturgefälles im Sprühtrockner durch das „Zusammenfassen“ von mehreren Strömen
- Bessere Ausnutzung des treibenden Temperaturgefälles im Sprühtrockner durch direkte anstelle von indirekter Wärmeübertragung

V.a. der erste Punkt ist für die Methodik der Pinch-Analyse zentral: Es wird immer das **Gesamtsystem** betrachtet! Damit können meist grössere Einsparpotenziale erreicht werden als mit der lokalen Optimierung von Einzelprozessen!

**Übungstipp:** Versuchen Sie, je ein MER HEN mit minimaler Fläche und ein MER HEN mit minimaler Anzahl HEXs zu erstellen. Vergleichen Sie die Lösung mit dem vereinfachten Verfahrensbild aus Abb. 10-9 und überlegen Sie sich, wie die Lösung praktisch umgesetzt werden könnte.

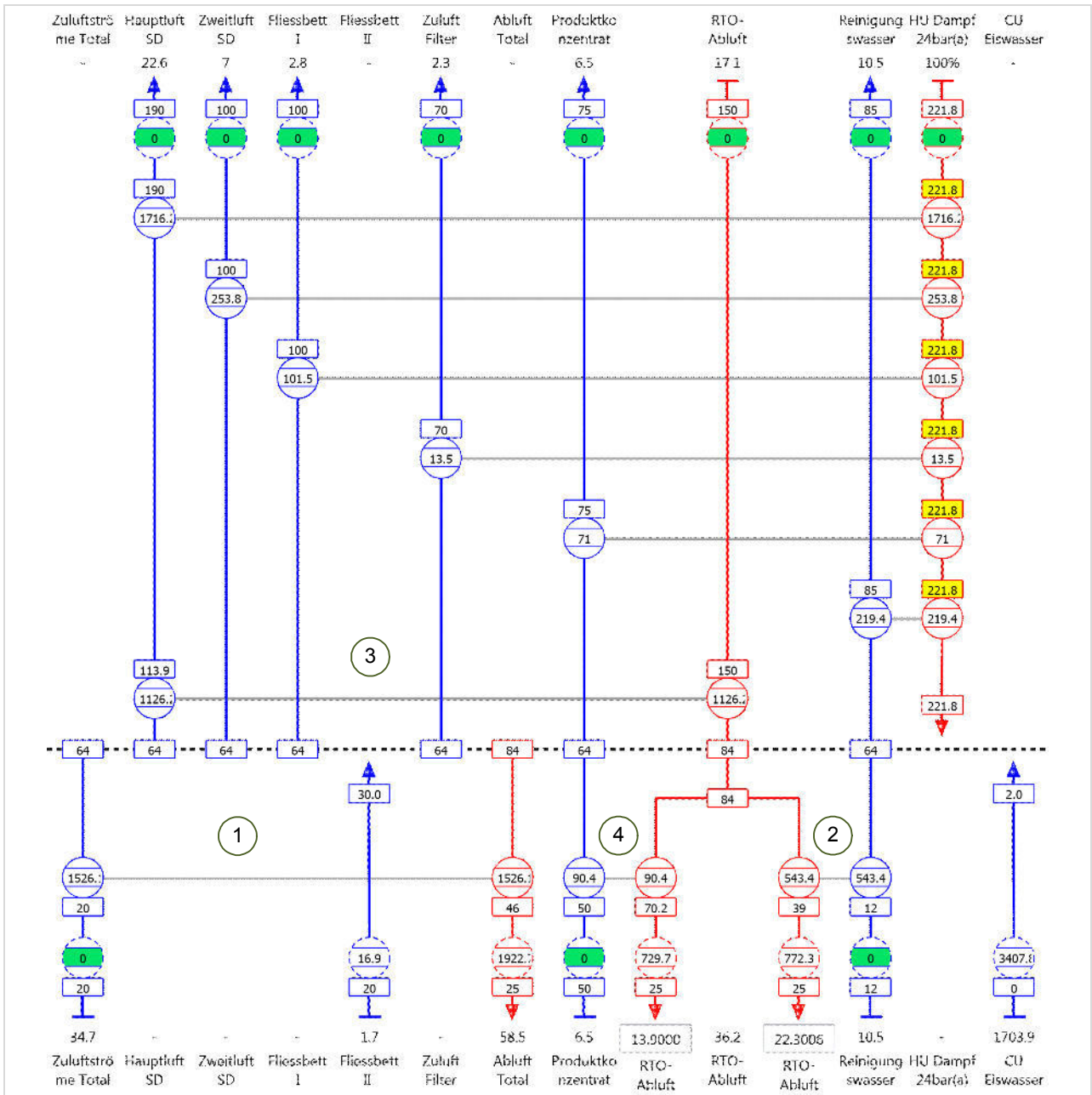
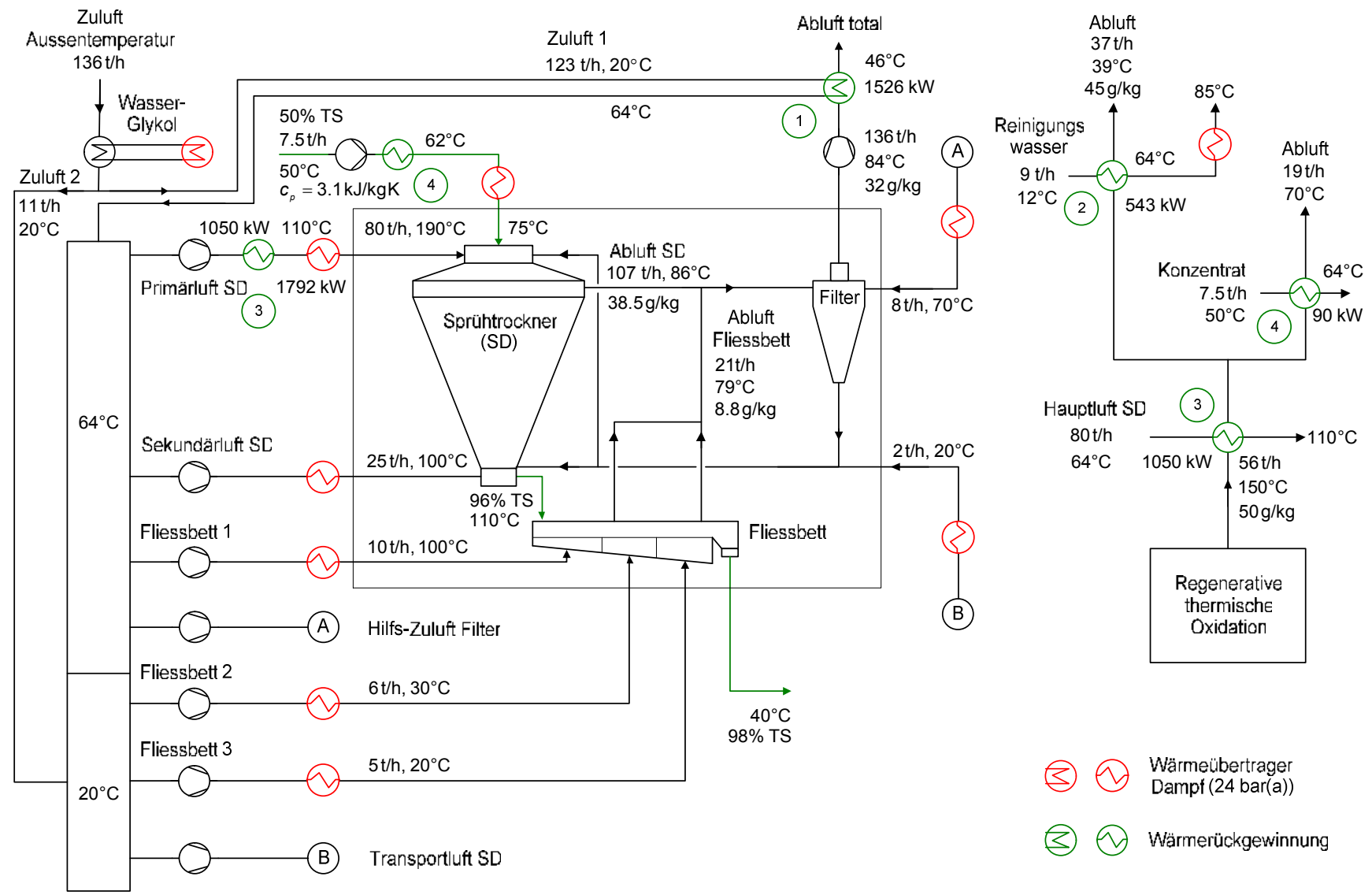


Abb. 10-9: Vereinfachtes Verfahrensfliessbild der Produktion von Aromastoffen mittels Sprühtrocknung, nach Optimierung mit der Pinch-Analyse.





## 11 Neubau vs. Sanierung

### 11.1 Einleitung

Am wirtschaftlichsten und am effektivsten wird die Pinch-Analyse noch in der Konzeptphase bei einem **Neubau** angewendet.

Bei einem Neubau gibt es wenig Limitierungen bezüglich der Platzverhältnisse, es ist kein Rückbau von HEXs und Leitungen nötig, es müssen keine bestehenden HEX-Flächen berücksichtigt werden, man muss keine Betriebsstillstände in Kauf nehmen und die HEXs sind günstiger, da sie häufig im Gesamtpaket vom Hersteller offeriert werden und der Engineeringaufwand pro HEX wesentlich tiefer ist, als bei nachträglichen Einzelmaßnahmen.

Zudem sind in der Konzeptphase in der Regel die energierelevanten Prozessparameter bekannt und die Stromtabelle kann mit wenig Aufwand erstellt werden. Ebenfalls können die Prozessbedingungen direkt in Zusammenarbeit mit dem Anlagenhersteller optimiert werden, ohne in ein bestehendes Gesamtsystem eingreifen zu müssen. Aus diesen Gründen ist bei energieintensiven Anlagen eine Pinch-Analyse in der Konzeptphase gemäss dem Grundsatz „**First time right**“ sehr zu empfehlen!

In der Schweizer Industrie ist jedoch die **Sanierung** (bzw. der **Retrofit**) einer bestehenden Anlage die Regel. In diesem Fall sind die Möglichkeiten der Prozessoptimierungen und der Wärmeübertragung limitiert, da das bestehende System bis zu einem gewissen Grad berücksichtigt werden muss.

### 11.2 Warum Sanierungen von bestehenden HEN?

Die Sanierung eines bestehenden HEN kann aus verschiedenen Gründen und unter unterschiedlichen Rahmenbedingungen sinnvoll sein:

- Durch die Veränderung, Ergänzung oder das Entfernen von Prozessen hat sich die Ausgangslage in einer Anlage verändert und es lassen sich neue WRG-Potenziale erschliessen und/oder die (nicht mehr bedarfsgerechte) Energieversorgung kann angepasst werden.
- Durch signifikante Änderungen der wirtschaftlichen Rahmenbedingungen (z.B. Utility-Kosten, Betriebszeiten etc.) kann sich das  $\Delta T_{min,opt}$  im Vergleich zum bestehenden HEN stark verringern. Es wird

damit wirtschaftlich, in mehr Wärmeübertragungsfläche zu investieren, evtl. ändert sich gar die Pinch-Temperatur und das HEN sollte angepasst werden.

- Das Anlagendesign ist nicht mittels systematischer Optimierungsmethode entworfen worden, sondern durch die Optimierung von Einzelprozessen, durch lokale WRG oder durch trial and error.

Die Sanierung von einem bestehenden HEN bezweckt die Suche, Auswertung und Identifikation der wirtschaftlichsten Änderungen eines HEN, meist mit dem Ziel der gesteigerten WRG.

Bei Sanierungen werden häufig Verletzungen der drei Pinch-Hauptregeln gesucht (siehe Abschnitt 5.7), d.h. 1) Kühlung über dem Pinch 2) Heizung unter dem Pinch, 3) Wärmeübertragung durch den Pinch. Der Pinch ist in diesem Fall definiert aus den CCs des bestehenden Prozesses und den *aktuellen* wirtschaftlichen Rahmenbedingungen (d.h. dem aktuellen  $\Delta T_{min,opt}$  mit den gegenwärtigen Energiepreisen). Zusätzlich zur Verletzung der drei Pinch-Hauptregeln können signifikante „criss-cross“ Wärmeübertragungen die Effizienz der Wärmeübertragungsfläche ( $\text{kW/m}^2$ ) reduzieren.

### 11.3 Arten der Retrofit-Änderungen

Folgende Änderungen können vorgenommen werden, um die oben beschriebenen Probleme eines bestehenden HEN zu beheben oder zu vermindern:

- Einsetzen zusätzlicher Wärmeübertragungsfläche (z.B. zusätzliche Platten bei einem Platten-HEX).
- Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  z.B. durch Erhöhung der Turbulenz in Rohrbündel-HEX (dadurch steigt der Druckverlust).
- „Repiping“ eines Prozess- und/oder Utility-HEX, d.h. ändern eines oder beider Ströme des HEX.
- „Resequencing“ eines HEX, das heisst ändern der Reihenfolge eines HEX auf einem Strom.
- „Splitting“ eines Stroms, d.h. ändern des Massenstroms durch einen HEX.

#### - Einsatz neuer HEXs

Die ersten zwei Ansätze greifen am wenigsten in das bestehende System ein, die letzten vier Ansätze verursachen häufig signifikante Leitungs- und Umbaukosten, welche bei der Wirtschaftlichkeitsrechnung berücksichtigt werden sollten.

Manchmal können HEXs eines Prozesses (z.B. prozessinterne WRG) aus technischen oder wirtschaftlichen Gründen nicht verändert werden. In der Folge ist es möglich, dass die Utility dieser Prozesse als Prozessanforderung definiert werden muss (siehe „Auswahl der richtigen Analysetiefe“ in Abschnitt 9.3.2). In diesen Fällen kann es bei einem Retrofit sinnvoll sein, bestehende Utilities zu nutzen (oder neue Utility-Zwischenkreisläufe zu etablieren), um Wärme/Kälte aus anderen Prozessen darin einzuspeisen (siehe auch „Indirekte Wärmeübertragung“ in Kapitel 12).

### 11.4 Überblick über die Methoden des HEN Retrofit

Vor allem für den Retrofit von grossen HENs wurden bereits verschiedene Methoden entwickelt. Es kann grob zwischen dem automatisierten und dem manuellen Ansatz der Retrofit-Optimierung unterschieden werden.

Die **automatisierte Optimierung** von bestehenden Systemen wird mit Tools wie z.B. SuperTarget™ oder INTEGRATION von CanmetENERGY (siehe [6]) gemacht. Einige der dafür verwendeten Methoden sind im Detail u.a. in [7] erklärt. Der sogenannte Pinch Network Approach (vorgeschlagen in [8]), erlaubt die Identifizierung des HEX, welcher die Wärmeübertragung im Gesamtsystem limitiert. Diese Methode, welche noch weiter verfeinert wurde, wird in verschiedenen Tools angewendet. Sie werden in diesem Handbuch nicht weiter erläutert.

Ziel der Optimierung ist es jeweils, *existierende HEXs durch den Pinch zu eliminieren*, die *Flächeneffizienz der HEXs zu erhöhen* (d.h. die bestehenden HEXs effizienter zu nutzen) und wo nötig *neue HEXs zu ergänzen*. Die automatisierte Optimierung erfolgt mit komplexen Rechenalgorithmen und bedingt, dass der Ist-Zustand des bestehenden Prozesses (inkl. der eingesetzten HEXs) vollständig bekannt ist. Der Aufwand für die Ermittlung der Datengrundlagen ist entsprechend hoch und daher praktisch nur für die Grossindustrie (wie z.B. die

Petrochemie) gerechtfertigt. Dort kann die Datenbeschaffung mit (bestehenden) Simulationsmodellen gekoppelt werden.

Bei kleineren Anlagen, wie sie in der Schweiz hauptsächlich anzutreffen sind, kommt praktisch nur eine **manuelle Optimierung** in Frage. In diesem Falle liegt der Entscheid, ob ein bestehender Prozess(schritt) oder HEX belassen oder optimiert werden soll, bei der Anwenderin und beim Anwender und nicht bei einem Algorithmus. Die Definition der „richtigen Analysetiefe“ ist denn auch eine grosse Herausforderung in der Analyse von Retrofits. Sie ist in Abschnitt 9.3.2 anhand des Beispiels eines Zuckerpasteurs beschrieben (White box, Grey box, Black box).

### 11.5 Methoden und Hinweise für einen manuellen Retrofit

Eine bestehende Anlage soll wenn möglich wie eine Neuanlage analysiert und modelliert werden, ohne Berücksichtigung der bereits installierten HEXs und Speicher. Der Grund: Je mehr man versucht, das bestehende Energiekonzept von Beginn weg in die Optimierung einzubinden, umso wahrscheinlicher endet man am Schluss bei der bereits bestehenden Lösung. Es ist darum durchaus empfehlenswert, sich von den Rahmenbedingungen zu lösen, das Problem von Grund auf neu zu betrachten und ein neues HEN zu erarbeiten.

Die Qualität des bestehenden HEN kann mit Hilfe der CCs des Neubaus geprüft werden (d.h. die CCs ohne Berücksichtigung der bereits installierten HEXs und Speicher). Diese sollen auf Basis des  $\Delta T_{min,opt}$  unter *aktuellen* wirtschaftlichen Rahmenbedingungen (HEX-Kosten, Utility-Kosten etc.) dargestellt werden. Auf den CCs können grob die Temperaturbereiche der bestehenden HEXs eingetragen werden. Quantitativer, wenn auch zeitaufwändiger, wäre die Abbildung des bestehenden HEN als sogenanntes „Relaxed HEN“ (siehe Abschnitt 7.4.2). Mit diesem Vorgehen können HEXs durch den Pinch identifiziert werden: HEXs, welche im Einzelprozess evtl. gut platziert und dimensioniert sind, unter Berücksichtigung des Gesamtsystems aber Wärme durch den Pinch übertragen und somit den Utility-Bedarf erhöhen.

Das neue und das existierende Netzwerk lassen sich nun Stück für Stück annähern. Die „Umnutzung“ von wenigen grossen HEXs durch den Pinch

ist dabei der „Korrektur“ von vielen kleinen Pinch-Verletzungen vorzuziehen.

Für weitere und teilweise komplexere Methoden sei an dieser Stelle auf die „Advanced Composite Curves for Retrofit“ verwiesen, welche eine quantitative Analyse und Zielwertbildung erlauben und nicht nur für die Analyse, sondern auch für die Optimierung von HENs genutzt werden können [7].

## 12 Energy Targeting von mehreren gleichzeitigen Prozessen

### 12.1 Einleitung

In den vorherigen Kapiteln wurde die Pinch-Analyse für einen einzelnen Prozess mit kontinuierlichem Betrieb beschrieben. In diesem Kapitel wird das Energy Targeting von **mehreren kontinuierlichen Prozessen** beschrieben, welche **gleichzeitig** betrieben werden.

Zur Erinnerung wird nachfolgend die Definition eines Prozesses im Sinne der Pinch-Analyse aus Abschnitt 5.2 noch einmal aufgegriffen:

#### Kontinuierlicher Prozess

Ein kontinuierlicher Prozess im Sinne der Pinch-Analyse besteht im Minimum aus einem Strom und beschreibt ansonsten ein **Clustering von Strömen**, welche **gleichzeitig** existieren und **untereinander direkt Wärme übertragen können**.

Ein Prozess kann aus mehreren Verfahrensstufen bestehen und bis hin zu einer gesamten verfahrenstechnischen Anlage beschreiben.

Im Fallbeispiel in Kapitel 10 wurde die Analyse des Prozesses Aromaproduktion beschrieben, welcher aus den „Teilprozessen“ Sprühtrockner und RTO/Reinigungswasser besteht (nachfolgend RTO/RW genannt). Dabei wurde angenommen, dass sämtliche Ströme theoretisch uneingeschränkt *direkt* Wärme untereinander übertragen können. Ist diese Annahme gerechtfertigt, wenn z.B. der Prozess RTO/RW rund 100 Meter entfernt vom Sprühtrockner liegt? Ist es in diesem Fall vielleicht sinnvoller, die Wärme von der RTO/RW *indirekt* über z.B. ein Kreislaufverbundsystem zum Sprühtrockner zu übertragen, um somit keinen Warmluftkanal über 100 Meter verlegen zu müssen? Wie wird dieses Kreislaufverbundsystem dimensioniert? Lohnt sich die indirekte Wärmeübertragung überhaupt oder sollten die RTO/RW sowie der Sprühtrockner gar unabhängig voneinander als Einzelprozesse optimiert werden? Wie sollen weitere Prozesse einer Anlage berücksichtigt werden?

Es ist nicht zielführend, sämtliche theoretisch möglichen Lösungsansätze von direkter und indirekter Wärmeübertragung bis zum Supertargeting und zum HEN Design durchzuspielen – nur um bei der Überprüfung der Machbarkeit festzustellen, dass die Lösung technisch unmöglich oder unwirtschaftlich ist. Es soll darum im Energy Targeting, unter

Berücksichtigung der betrieblichen Rahmenbedingungen, eine technisch machbare Lösung gesucht werden, welche energetisch vielversprechend ist. Die Suche nach der oder den vielversprechendsten Lösungen soll dabei durchaus auch die Wirtschaftlichkeit schon grob berücksichtigen. Die Kosten sind zwar erst im Supertargeting bekannt – eine grobe Abschätzung, ob z.B. ein Einsparpotenzial von 100 MWh/a einen Zwischenkreislauf mit zwei HEXs über eine Distanz von 200 Metern rechtfertigt, ist aber auch im Energy Targeting möglich.

In den folgenden Abschnitten werden die Unterschiede zwischen der direkten und der indirekten Wärmeübertragung erklärt und das Energy Targeting von mehreren Prozessen beschrieben.

### 12.2 Direkte Wärmeübertragung

Die direkte Wärmeübertragung bezeichnet die unmittelbare Wärmeübertragung zwischen zwei Strömen mittels einem HEX.

Abb. 12-1 zeigt beispielhaft die direkte Wärmeübertragung zwischen Prozessen, wie sie im Fallbeispiel in Kapitel 10 umgesetzt wurde: Die Prozesse Sprühtrocknung und RTO/RW werden, während sie koexistieren, **faktisch als ein einzelner Prozess** Aromaproduktion betrachtet. Die Wärmeübertragung zwischen den Prozessen erfolgt jeweils direkt zwischen zwei Strömen der Prozesse (z.B. Abluft RTO – Produktkonzentrat Sprühtrockner).

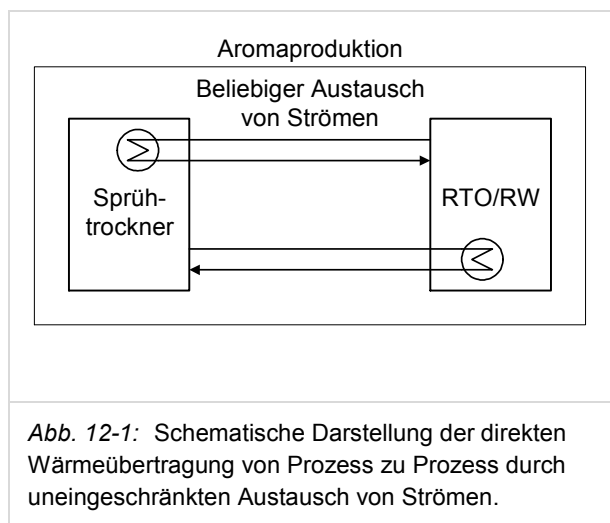


Abb. 12-1: Schematische Darstellung der direkten Wärmeübertragung von Prozess zu Prozess durch uneingeschränkten Austausch von Strömen.

Die wichtigsten betrieblichen **Rahmenbedingungen für eine direkte Wärmeübertragung** zwischen Prozessen sind nachfolgend aufgelistet. Die verschiedenen Prozesse sollten (Aufzählung kumulativ):

- im Ist-Zustand (fast) immer gleichzeitig betrieben werden
- in absehbarer Zukunft (fast) immer gleichzeitig betrieben werden (d.h. keine flexiblen Betriebszeiten nötig haben)
- örtlich nahe beieinander liegen
- (regelungs-)technisch kombinierbar sein (d.h. Regelungssysteme müssen miteinander „kommunizieren“ können)
- aus Qualitäts- und Sicherheitsgründen kombiniert werden dürfen (d.h. z.B. keine Rückkühlung von Hydrauliköl mit Milch, keine korrosiven Stoffpaarungen etc.).

Ob die direkte Wärmeübertragung energetisch gerechtfertigt ist, kann mittels CCs und Vergleich der WRG geklärt werden. Der Vergleich sollte auf Basis realistischer  $\Delta T_{min}$  erfolgen.

Abb. 12-2 zeigt die CCs des Sprühtrockners, des Prozesses RTO/RW und die des gemeinsamen Prozesses „Aromaproduktion“. Für den Sprühtrockner (links) wurde ein  $\Delta T_{min}$  von 20 K gewählt. Die CCs des Prozesses RTO/RW (Mitte) zeigen einen Spezialfall, der in der Praxis recht häufig vorkommt, wenn ein Prozess aus nur zwei Strömen besteht: Die WRG ist über einen grossen Bereich des  $\Delta T_{min}$  konstant, da die Cold CC komplett „unter die Hot CC

passt“. Es reicht in der Folge auch ein  $\Delta T_{min}$  von 66 K aus, um das Maximum von rund 763 kW prozessinterner direkter WRG zu erreichen. Für die CCs des gemeinsamen Prozesses Aromaproduktion (rechts) wird ein  $\Delta T_{min}$  von 20 K gewählt.

Folgende WRG-Potenziale resultieren:

- Sprühtrockner alleine: 1'620 kW
- RTO/RW alleine: 763 kW (siehe auch HEX 2 in Abb. 10-1)
- Sprühtrockner & RTO/RW: 3'303 kW

Durch direkte Wärmeübertragung zwischen den Prozessen kann demnach ein zusätzliches WRG-Potenzial von rund 920 kW erschlossen werden! Zumindest energetisch ist dieser Ansatz somit sinnvoll und sollte weiterverfolgt werden, sofern die betrieblichen Rahmenbedingungen erfüllt sind.

#### Spezialfall einzelner Strom

Der Vollständigkeit halber wird in Abb. 12-3 ein Spezialfall der direkten Wärmeübertragung beschrieben: Das „Verschieben“ eines einzelnen Prozessstroms z.B. aus Prozess A nach Prozess B.

In vielen Industriebetrieben werden grosse Mengen warmes Wasser benötigt (z.B. zu Reinigungszwecken mit Cleaning In Place CIP oder als Prozesswasser). Das Warmwasser wird zum Beispiel in Prozess A benötigt und auch bereitgestellt. Es wird ein weiterer Prozess B betrieben – die Rahmenbedingungen für eine direkte Wärmeübertragung zwischen Prozess A und B sind aber grundsätzlich

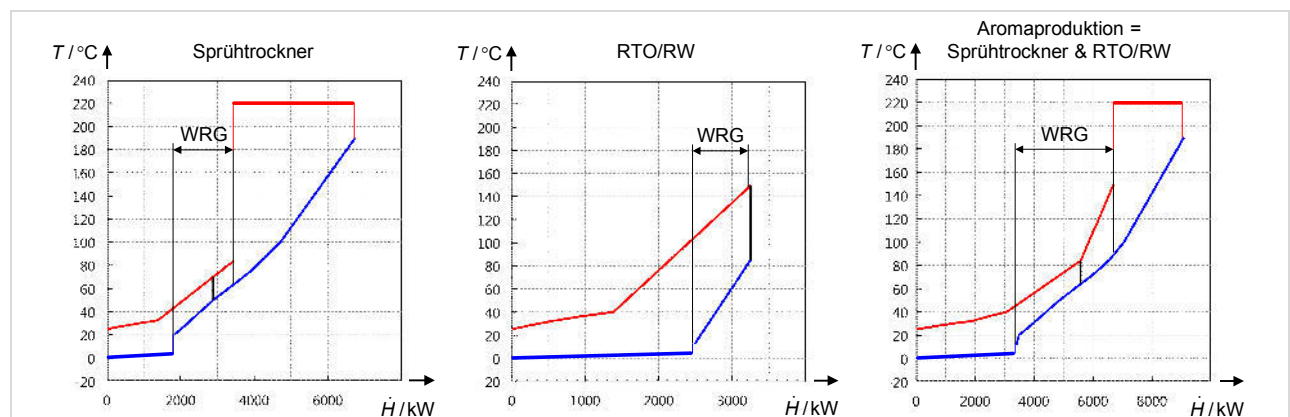


Abb. 12-2: Abschätzung des Potenzials von direkter Wärmeübertragung zwischen Prozessen durch Zusammenfassen der CCs. **Links:** CCs des Prozesses Sprühtrockner mit 1'620 kW WRG bei einem  $\Delta T_{min}$  von 20 K. **Mitte:** CCs des Prozesses RTO/RW mit 763 kW WRG bei einem  $\Delta T_{min}$  von 66 K. **Rechts:** Zusammengefasste CCs des Prozesses Aromaproduktion mit 3'303 kW WRG bei einem  $\Delta T_{min}$  von 20 K.

nicht gegeben. Einzige Ausnahme ist das Warmwasser, welches theoretisch „irgendwo“ erwärmt werden könnte.

Es ist nun möglich, dass der Cold Stream Warmwasser in Prozess A wesentlich über dem Pinch liegt (wo ein Wärmedefizit existiert), in Prozess B aber unter dem Pinch liegen würde, wo es einen Wärmeüberschuss gibt. In diesem Fall könnte eine Wasseraufbereitung und Erwärmung bei Prozess B kostengünstiger sein.

Im Gegensatz zu der Wärmeübertragung gemäss Abb. 12-1, für welche meist Vor- und Rücklaufleitungen nötig sind, führt das *Verschieben* eines einzelnen Prozessstroms zu niedrigeren Rohrleitungskosten und auf eine Vorlaufleitung kann verzichtet werden (siehe Abb. 12-3).

Ist bereits ein Warmwasserspeicher vorhanden, können damit auch Leistungsschwankungen ausgeglichen und die Gleichzeitigkeit zwischen Prozess A und B erhöht werden.

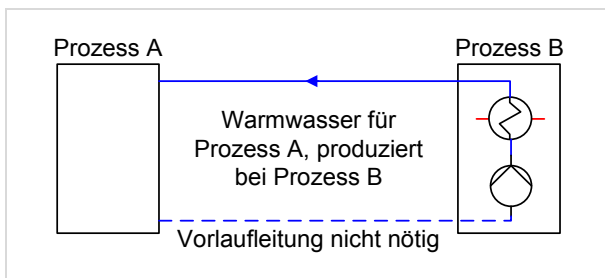


Abb. 12-3: Verschieben eines einzelnen Cold Stream (z.B. Warmwasseraufbereitung) von Prozess A nach Prozess B.

Häufig lässt sich bereits vor der Pinch-Analyse abschätzen, welche Ströme theoretisch für eine „Verschiebung“ in einen anderen Prozess in Frage kommen. Es wird daher empfohlen, diese Ströme als Einzelprozesse zu definieren und die energetisch optimale Zuweisung der Ströme auf Prozess A oder Prozess B im Energy Targeting zu prüfen. Im Falle des Warmwassers gemäss obigem Beispiel kann z.B. ein Prozess „Warmwasser“ definiert werden.

Das WRG-Potenzial mittels direkter Wärmeübertragung soll anhand von folgenden zwei Varianten verglichen werden:

- V1: (Prozess A & Prozess Warmwasser)  
+ Prozess B alleine
- V2: (Prozess B & Prozess Warmwasser)  
+ Prozess A alleine

Hat die Variante V2 ein deutlich höheres WRG-Potenzial, so lohnt sich eine Warmwasserproduktion in der Nähe von Prozess B.

### 12.3 Indirekte Wärmeübertragung

Die **Indirekte Wärmeübertragung** bezeichnet die Wärmeübertragung zwischen zwei oder mehreren Strömen mittels **Zwischenkreislauf (ZK)**, wie beispielhaft in Abb. 12-4 dargestellt.

Beim ZK kann es sich z.B. um ein eigens für WRG installiertes Kreislaufverbundsystem (KVS) handeln, welches optional mit Hot oder Cold Utility unterstützt werden kann. Es kann auch ein bestehendes Utility-Netz (z.B. Heisswasserkreislauf, Dampfnetz) für die indirekte Wärmeübertragung verwendet werden. Die hydraulische Entkopplung ist eine Rohrverbindung, welche je nach Volumenstrom der Lade-/Entladeseite des ZK in beide Richtungen durchströmt werden kann (und damit Lade- und Entladeseite entkoppelt).

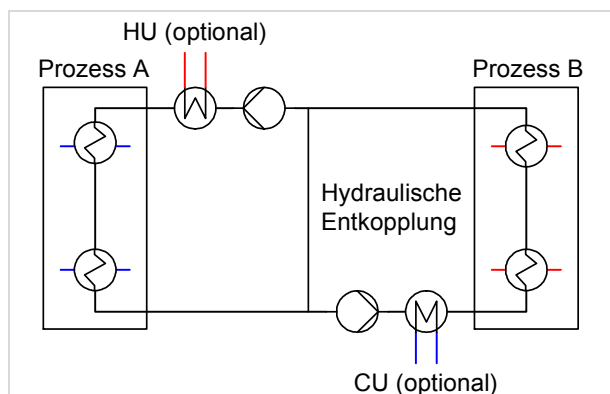


Abb. 12-4: Wärmeübertragung mittels Zwischenkreislauf ZK (und hydraulischer Entkopplung). Laden des ZK durch Hot Streams (rechte Seite), Entladen durch Cold Streams (linke Seite).

**Die Investitionskosten der indirekten Wärmeübertragung sind im Vergleich zur direkten Wärmeübertragung höher** (zwei HEXs anstelle von einem, geringeres  $\Delta T$  durch den ZK und damit grössere Wärmeübertragungsflächen bei gleicher Leistung, Pumpen, Leitungen etc.) und die Umsetzung kann regelungstechnisch komplex werden.

Aus diesem Grund wird indirekte Wärmeübertragung vor allem dann eingesetzt, wenn die Rahmenbedingungen für direkte Wärmeübertragung zwischen Prozessen nicht erfüllt sind (siehe Abschnitt 12.2) oder aus anderen Gründen zwischen

den Prozessen a priori keine direkte Wärmeübertragung gewünscht ist.

In den folgenden Abschnitten wird die Analyse und Optimierung der indirekten Wärmeübertragung für zwei und mehr Prozesse beschrieben.

**12.3.1 Split Grand Composite Curves: Analyse von 2 Prozessen**

Es wird an dieser Stelle noch einmal das Beispiel Sprühtrockner und RTO/RW aufgegriffen. Es soll das Potenzial einer indirekten Wärmeübertragung zwischen den Prozessen RTO/RW und Sprühtrockner abgeklärt werden.

Aus Gründen der Investitionskosten und der technischen Umsetzbarkeit wird jeweils **in erster Priorität**

die prozessinterne direkte Wärmeübertragung untersucht. Diese ist in Abb. 12-5 für beide Prozesse mittels CCs und GCC dargestellt.

Anmerkung: Ist eine Kühlung oberhalb des Pinch nötig (siehe Abb. 12-5, oben rechts) oder eine Heizung unterhalb des Pinch spricht man von einem sogenannten **Reversed Utilities** Problem. Die GCC zeigt in der Folge oberhalb des Pinch negative Werte. Eine Situation mit Reversed Utilities und z.B. Wärmeüberschuss über dem Pinch ist nur gerechtfertigt, wenn es ausserhalb des betrachteten Prozesses (in der gesamten Anlage) noch weitere Prozesse gibt, welche den Wärmeüberschuss auf hohem Temperaturniveau nutzen können. Ansonsten erhöht eine Reversed Utilities Situation lediglich die Wärmeübertragungsfläche.

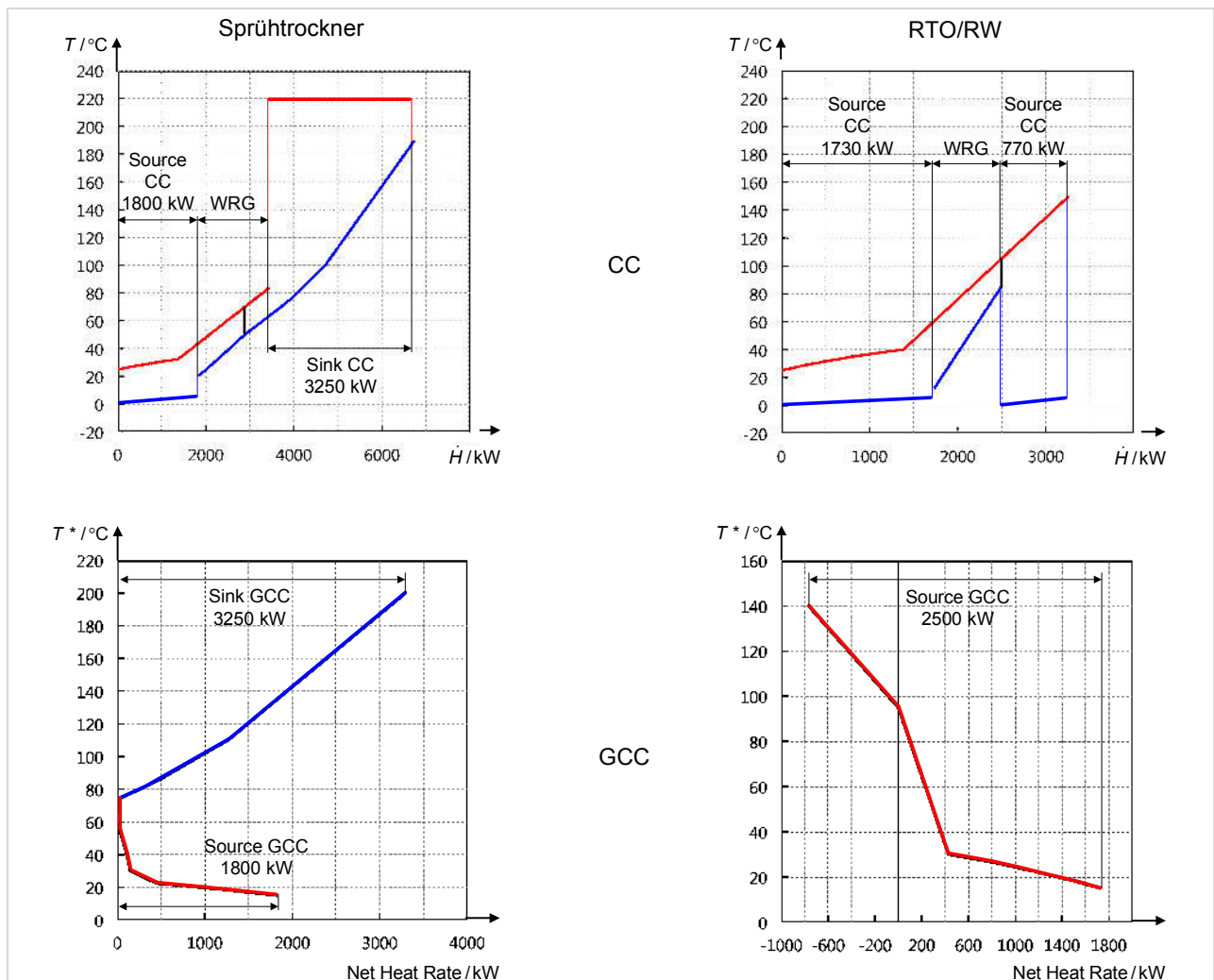


Abb. 12-5: CCs und GCC der zwei Prozesse Sprühtrockner und RTO/RW. Oben ist die „Extraktion“ der Sinks und Sources auf Basis der CCs dargestellt, unten diejenige auf Basis der GCC.

In zweiter Priorität wird geprüft, wie gross der Wärmeüberschuss und das Wärmedefizit nach der prozessinternen direkten Wärmeübertragung noch sind. Wärmeüberschuss und -defizit können für einen allfälligen ZK genutzt werden. Dabei soll (v.a. bei Reversed Utilities) das  $\Delta T_{min}$  der Prozesse so aufeinander abgestimmt werden, dass die Summe der direkten Wärmeübertragung (innerhalb des Prozesses Sprühtrockner und innerhalb des Prozesses RTO/RW) und der indirekten Wärmeübertragung (zwischen den beiden Prozessen) möglichst gross wird.

Im Gegensatz zur Betrachtung der direkten Wärmeübertragung muss das  $\Delta T_{min}$  je Prozess nun auch im Hinblick auf den ZK gewählt werden. Für die CCs des Prozesses RTO/RW wird darum bewusst ein  $\Delta T_{min}$  von 20 K bestimmt (siehe Abb. 12-5, oben rechts). Damit steigen zwar im Vergleich zu Abb. 12-2 (Mitte) bei gleichbleibender prozessinterner direkter Wärmeübertragung die Investitionskosten für den HEX (durch das tiefere treibende Temperaturgefälle), es wird aber auch ein Wärmeüberschuss von 770 kW auf hohem Temperaturniveau „frei“. Dieser Wärmeüberschuss kann unter Umständen wirtschaftlich für den Sprühtrockner genutzt werden.

Wärmeüberschuss und Wärmedefizit, welche nach der direkten prozessinternen Wärmeübertragung „übrig bleiben“, werden auch **Sources** und **Sinks** genannt. Die Sources und Sinks können mittels zwei Varianten extrahiert werden: auf Basis der CCs (siehe Abb. 12-5, oben) oder auf Basis der GCCs (siehe Abb. 12-5, unten).

Zur Erinnerung: Die CCs stellen die Optimierung gemäss „vertikaler“ Wärmeübertragung mit maximalem Temperaturgradienten und minimaler Wärmeübertragungsfläche dar. Die GCCs werden für eine Optimierung nach  $\Delta T_{min}$  genutzt und berücksichtigen auch „schräge“ HEXs (siehe z.B. Abb. 8-1).

Die Leistungen der beiden Extraktionsvarianten der Sinks und Sources entsprechen sich, die Temperaturniveaus hingegen nicht<sup>8</sup>:

- Die Sinks und Sources auf Basis der GCC beschreiben das nach der Optimierung mit  $\Delta T_{min}$  „übrig bleibende“ Wärmedefizit und den Wärmeüberschuss eines Prozesses<sup>9</sup>. Sie definieren dabei den *best case* bezüglich verfügbarer Temperatur (tiefe Sinks, hohe Sources) bei gegebenem  $\Delta T_{min}$ .
- Die Sinks und Sources auf Basis der CCs beschreiben das nach der Optimierung mit  $\Delta T_{min}$  „übrig bleibende“ Wärmedefizit und den Wärmeüberschuss eines Prozesses unter der Annahme von „vertikaler“ Wärmeübertragung. Die Extraktion basierend auf CCs beschreibt den *worst case* bezüglich verfügbarer Temperatur (hohe Sinks, tiefe Sources) bei gegebenem  $\Delta T_{min}$ .

Um das maximale indirekte Wärmeübertragungspotenzial zwischen zwei Prozessen abschätzen zu können, werden Sources und Sinks auf Basis der GCC miteinander verglichen. Dies kann z.B. mittels **Split Grand Composite Curve (Split GCC)** gemacht werden.

Die Split GCC ist eine Spiegelung von zwei GCCs und in Abb. 12-6 (a) für die Prozesse Sprühtrockner (rechts) und RTO/RW (links, gespiegelt) dargestellt.

Das Potenzial der indirekten Wärmeübertragung wird durch Überlappung der beiden GCCs bestimmt. Ein Potenzial existiert, wenn sich die beiden GCCs signifikant überlappen lassen. Kein Potenzial existiert, wenn sich die beiden GCCs nicht überlappen lassen (d.h. z.B., wenn sich die „Spitzen“ der GCC auf gleichem Temperaturniveau berühren).

Aus der Überlappung der GCCs in Abb. 12-6 (b) kann herausgelesen werden, dass sich unter Beibehaltung der  $\Delta T_{min}$ -Werte je Prozess maximal 788 kW von Prozess RTO/RW auf den Prozess

<sup>8</sup> Nur bei parallelen CCs sind die Temperaturniveaus der Sinks und Sources gemäss CCs und GCC identisch.

<sup>9</sup> Die Sinks und Sources, welche aus der GCC abgeleitet werden, entsprechen nicht realen Strömen, sondern (per Definition der GCC) „Wärme-Ungleichgewichten“ in geschifteten Temperaturintervallen. Dies soll jedoch nicht als konzeptionelles Problem erachtet werden, da die Sinks

und Sources nur genutzt werden, um Zwischenkreisläufe zu definieren (Temperaturen und Leistungen von und zu den Prozessen). Die Zwischenkreisläufe bzw. die daraus resultierenden Ströme werden mit ihren *tatsächlichen* Temperaturen und Leistungen im HEN Design zusammen mit allen weiteren Strömen berücksichtigt, wie wenn sie selber Ströme wären.



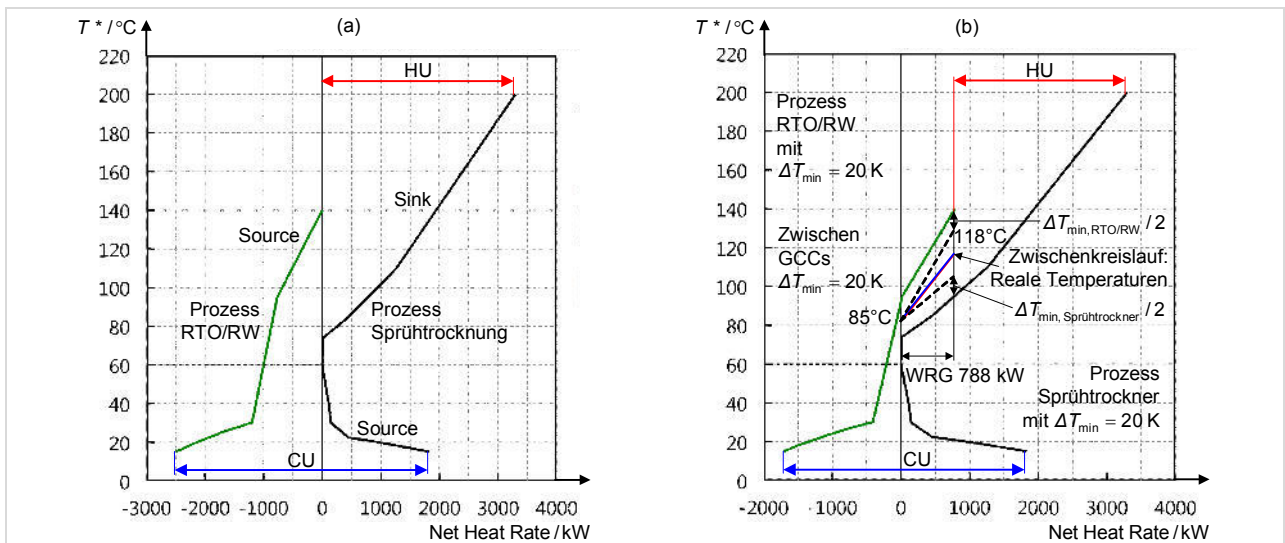


Abb. 12-6 Split GCC. GCC des Prozesses Sprühtrocknung (rechts) und des Prozesses RTO/RW (links). Die GCC des Prozesses RTO/RW ist gespiegelt. (a) zeigt die Ausgangslage ohne indirekte Wärmeübertragung zwischen den Prozessen. (b) zeigt die maximale Überlappung der beiden Prozesse bei einem  $\Delta T_{\min}$  zwischen den GCCs von 20 K (d.h. der Summe von  $\Delta T_{\min}/2$  von Prozess RTO/RW und  $\Delta T_{\min}/2$  von Prozess Sprühtrockner).

Sprühtrockner (über den Pinch) übertragen lassen. Zur Erinnerung: Die direkte Wärmeübertragung zwischen den zwei Prozessen ergab bei gleichem  $\Delta T_{\min}$  im Vergleich zur Optimierung der Einzelprozesse ein zusätzliches Potenzial von 920 kW.

Die maximale Überlappung der beiden GCCs ist selten die wirtschaftlichste Variante: Die Kosten des ZK (Leitungen, Pumpen, Pumpkosten etc.) und der zugehörigen HEXs sind i.d.R. hoch. Im nachfolgenden Supertargeting gilt es daher, das Mass der Überlappung so einzustellen, dass sich für die resultierende Wärmeübertragung ein wirtschaftliches Optimum einstellt.

Die Festlegung der Temperaturen des ZK wird nachfolgend beschrieben<sup>10</sup>. Vorab: Die aus der Split GCC herausgelesenen *Temperaturen für den ZK* entsprechen den *realen* Temperaturen. Da die beiden GCCs der Prozesse aber die *Shifted Temperatures* darstellen und um  $\Delta T_{\min}/2$  verschoben sind, müssen bei der Definition des ZK folgende Regeln berücksichtigt werden:

- $T_{ZK}$  im Minimum  $\Delta T_{\min RTO/RW}/2$  unter der GCC von Prozess RTO/RW (siehe gestrichelte Linie)

- $T_{ZK}$  im Maximum  $\Delta T_{\min Sprühtrockner}/2$  über der GCC von Prozess Sprühtrockner (siehe gestrichelte Linie)

Das  $\Delta T$  zwischen den beiden GCCs muss damit im Minimum so gross wie die Summe der  $\Delta T_{\min}/2$  der zwei Prozesse sein.

Zwischen den zwei gestrichelten Linien in Abb. 12-6 (b) kann der ZK (als Gerade) beliebig platziert werden. Die Wahl sollte aber grundsätzlich zwei Prinzipien verfolgen, welche sich gegenseitig konkurrieren: Einerseits soll die Temperaturspreizung des ZK möglichst gross sein, da damit der Massenstrom und in der Folge die Leitungs- und Pumpkosten verringert werden. Andererseits sollte der Temperaturgradient zwischen dem Prozess RTO/RW, dem ZK und dem Prozess Sprühtrockner durchgängig möglichst gross sein, da damit die HEX-Kosten verringert werden. In Abb. 12-6 (b) ist die tiefe Temperatur des ZK durch die Position der GCCs mit 85  $^{\circ}\text{C}$  gegeben. Die Wahl der hohen Temperatur des ZK birgt gewisse Freiheiten und wurde im dargestellten Fall auf 118  $^{\circ}\text{C}$  „zwischen“ die beiden GCCs festgelegt.

<sup>10</sup> In diesem Beispiel wird nur ein Zwischenkreislauf benötigt. Je nach GCC-Profil kann es auch sein, dass mehrere Zwischenkreisläufe nötig sind.

Der ZK wird in Form von zwei neuen Strömen in die Stromtabelle übernommen (siehe Tab. 12-1).

Prozess	Hot/ Cold	Typ	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$\dot{H}$ [kW]
RTO/RW	Cold	ZK	85	118	788
Sprühtrockner	Hot	ZK	118	85	788

Tab. 12-1: Stromdefinition zur indirekten Wärmeübertragung zwischen Prozessen mittels ZK.

Der Cold Stream wird dem Prozess RTO/RW zugewiesen, der Hot Stream dem Prozess Sprühtrockner.

Abb. 12-7 veranschaulicht beispielhaft die indirekte Wärmeübertragung von Prozess RTO/RW nach Prozess Sprühtrockner, wie sie sich aus Abb. 12-6 ergibt.

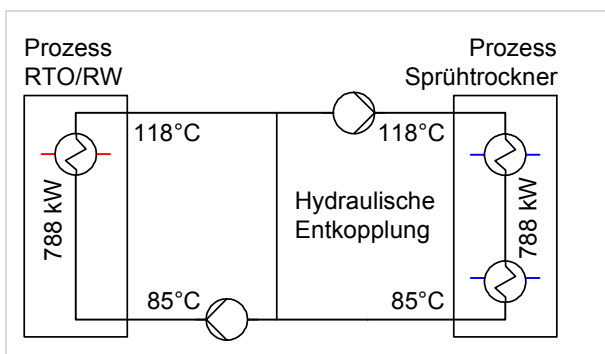


Abb. 12-7: Indirekte Wärmeübertragung mittels ZK.

Die Wärmeübertragung vom ZK auf den Prozess Sprühtrockner wird im HEN Design des Prozesses Sprühtrockner (inkl. ZK-Strom) erarbeitet.

#### Wichtig zu wissen:

- Die definierten neuen ZK-Ströme gelten nur für die zu Grunde gelegten  $\Delta T_{min}$ -Werte der beiden Prozesse sowie für die Überlappung der GCCs! Im Supertargeting kann über die Freiheitsgrade  $\Delta T_{min}$  der Prozesse, Überlappung der GCCs und Position der Zwischenkreisläufe die

Lösung mit den tiefsten jährlichen Gesamtkosten ermittelt werden.

- Nach der Zuweisung der ZK-Ströme zu den Prozessen wird das HEN Design für jeden Prozess einzeln gelöst!

#### 12.3.2 Indirect Source and Sink Profile (ISSP): Analyse von 2 und mehr Prozessen

Die Split GCC kann für die Analyse der indirekten Wärmeübertragung zwischen *zwei* Prozessen genutzt werden. Wie aber soll man vorgehen, wenn *mehr als zwei* Prozesse gemeinsam betrachtet werden sollen?

Die Lösung bietet das sogenannte **Indirect Source and Sink Profile (ISSP)**<sup>11</sup>, welches zur Analyse des indirekten Wärmeübertragungspotenzials genutzt werden kann. Basis des ISSP sind, wie bei der Split GCC, die Sinks und Sources. Diese können, wie in Abb. 12-5 beschrieben, auf Basis der GCC oder der CCs extrahiert werden.

Das konzeptionelle Vorgehen zur Platzierung von Zwischenkreisläufen unterscheidet sich für beide Varianten der Extraktion von Sinks und Sources nicht. Es wird darum nachfolgend das ISSP auf Basis der GCC anhand der zwei Prozesse RTO/RW und Sprühtrockner dargestellt, um die Methode mit der Split GCC vergleichen zu können. Darauf aufbauend wird die Analyse von 3 gleichzeitigen Prozessen beschrieben.

Abb. 12-8 zeigt die Erstellung des ISSP. Alle Sources (rot) werden um ein Prozess- $\Delta T_{min}/2$  nach unten, alle Sinks (blau) um ein Prozess- $\Delta T_{min}/2$  nach oben verschoben. Die Sources und Sinks sind damit im Vergleich zu den realen Strömen um ein ganzes Prozess- $\Delta T_{min}$  nach unten/oben verschoben<sup>12</sup>. Anschliessend werden die Sinks und Sources im ISSP superponiert.

<sup>11</sup> Das Indirect Source and Sink Profile wird in der Literatur „Total Site heat sink and heat sources profile“ genannt und wurde für die Total Site Analysis entwickelt [19]. Es wird in [19] genutzt, um die indirekte Wärmeübertragung zwischen einzelnen Prozessen in einer Anlage mittels (existierender) Utilities zu untersuchen. In diesem Zusammenhang wurden vor allem Dampf-Utilities (d.h. Utilities

mit konstanter Temperatur) auf verschiedenen Druckstufen untersucht. Die Grundsätze der Methode können auch für die Definition von Zwischenkreisläufen verwendet werden.

<sup>12</sup> Bei der Erstellung des ISSP basierend auf den CCs werden die Sinks/Sources (siehe Abb. 12-5, oben) direkt um ein ganzes Prozess- $\Delta T_{min}$  erhöht/erniedrigt.

Im Beispiel gemäss Abb. 12-8 haben die Prozesse RTO/RW und Sprühtrockner dasselbe  $\Delta T_{min}$ . Falls nicht, müsste dem  $\Delta T_{min}$  je Prozess in der Bildung des ISSP Rechnung getragen werden.

Das indirekte Wärmeübertragungspotenzial kann durch Verschieben des Sink Profile nach links er-

mittelt werden (siehe Abb. 12-8 unten). Das maximale Potenzial ergibt sich dann, wenn sich Sink und Source Profile berühren. Der ZK wird zwischen den überlappenden Bereich des Sink und Source Profiles platziert (als Gerade).

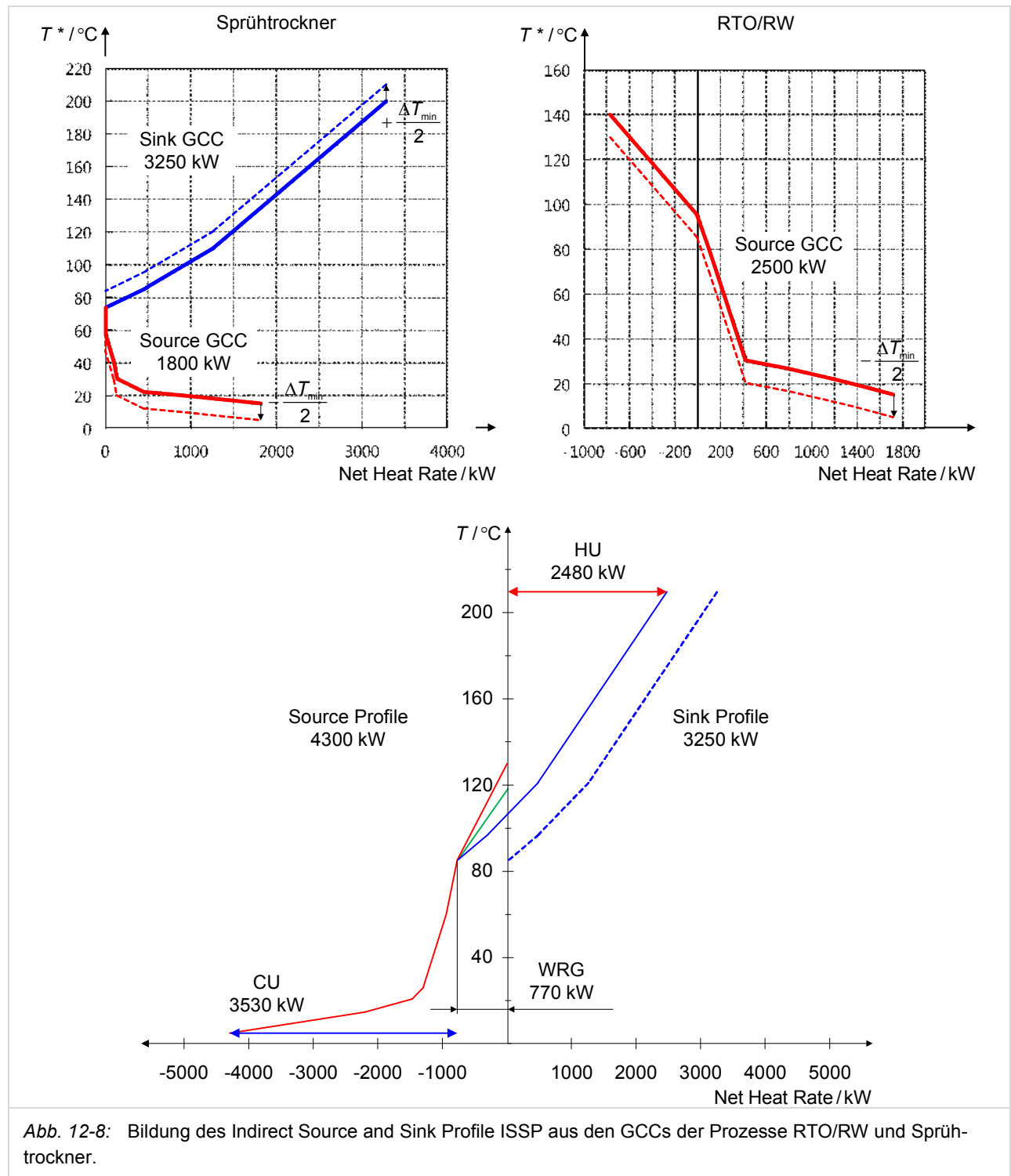


Abb. 12-8: Bildung des Indirect Source and Sink Profile ISSP aus den GCCs der Prozesse RTO/RW und Sprühtrockner.

Im Maximalfall startet er an dem Punkt, an welchem sich die beiden Profile berühren (bei 85°C) und endet wie in Abb. 12-8 dargestellt<sup>13</sup>. Um einen durchgängig möglichst hohen Temperaturgradienten zwischen dem Source Profile und dem ZK sowie zwischen dem ZK und dem Sink Profile zu erreichen, wird im Beispiel in Abb. 12-8 das „heisse Ende“ des ZK exakt zwischen Sink und Source platziert.

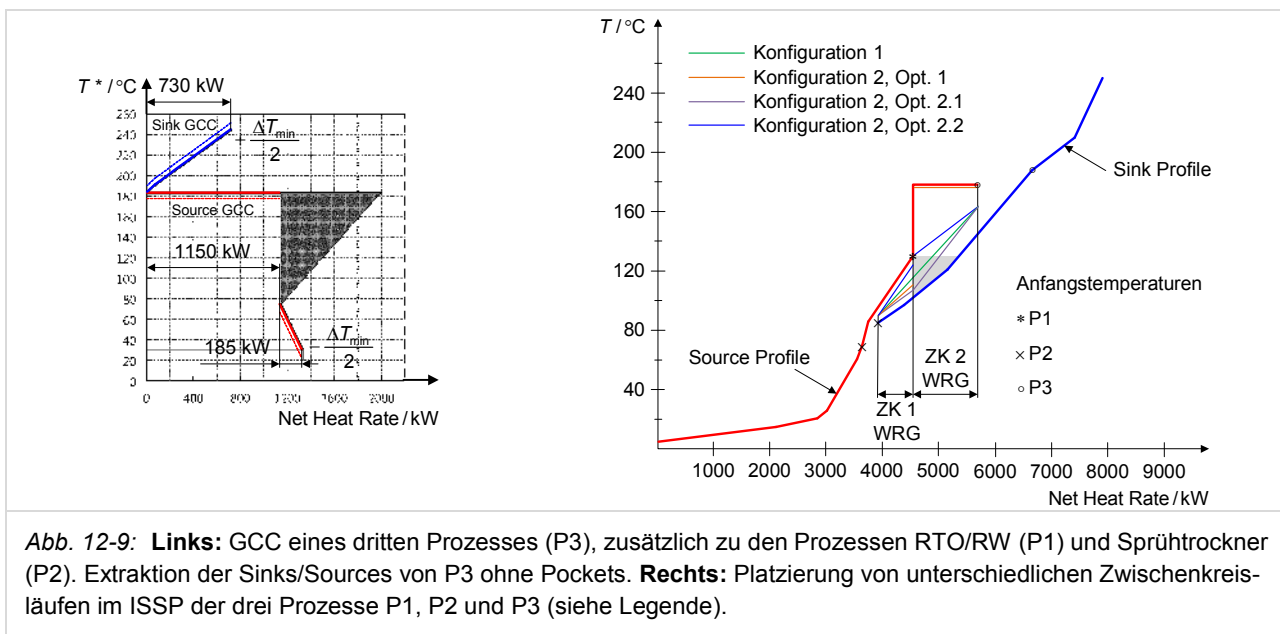
Die Temperaturen des ZK, welcher im ISSP definiert wird, können auf der y-Achse von den Shifted Temperatures abgelesen werden und entsprechen wie bei der Split GCC den *realen Temperaturen*. Beachte: Entgegen der Split GCC kann der eingezeichnete ZK das ISSP berühren und sogar auf diesem liegen (das  $\Delta T_{min}$  je Prozess ist ja immer gewährleistet).

Es zeigt sich, dass der ZK exakt demjenigen ent-

Zwischenkreisläufe sind also dieselben, lediglich die Methoden unterscheiden sich.

### Drei Prozesse, zwei Zwischenkreisläufe

Es sei nun neben den Prozessen RTO/RW (P1) und Sprühtrockner (P2) noch ein **dritter kontinuierlicher Prozess gleichzeitig** in Betrieb (P3). Dessen GCC ist in Abb. 12-9 (links) dargestellt (mit hoher Pinch-Temperatur). Die sogenannten Pockets (siehe auch Abb. 8-3) werden bei der Extraktion der Sinks und Sources auf Basis der GCC normalerweise vernachlässigt<sup>14</sup>, d.h. Source und Sink reichen nicht in eine Pocket hinein und sind durch eine vertikale Linie ersetzt. Das resultierende ISSP aller



spricht, der auch mittels Split GCC identifiziert werden konnte (siehe Abb. 12-6 (b)). Die Prinzipien des ISSP und der Split GCC und die daraus ableitbaren

drei Prozesse ist in Abb. 12-9 (rechts) dargestellt.

<sup>13</sup> Merke: Der Maximalfall muss nicht dem wirtschaftlichen Optimum entsprechen. Die Überlappung zwischen Sink Profile und Source Profile kann auch reduziert werden.

<sup>14</sup> Per Definition stellt eine Pocket einer GCC eine Zone mit ausgeglichener Wärmebilanz dar, in welcher Wärmeüberschuss (Source) zu einem Wärmedefizit (Sink) übertragen werden kann. Darum ist eine Pocket weder eine Sink, noch eine Source, welche in das ISSP übernommen werden sollte.

Einzige Ausnahme sind sehr „breite“ (grosse Leistung) und sehr „hohe“ Pockets (grosser Temperaturgradient, z.B. grösser als 2 Mal  $\Delta T_{min}$  der Prozesse): In diesen (eher seltenen) Fällen kann die Berücksichtigung von Source-Segmenten auf hohem Temperaturniveau und Sink-Segmenten auf tiefem Temperaturniveau in dem ISSP zu einer signifikanten Vergrößerung der WRG führen. Dieses Vorgehen erfordert allerdings zwei Zwischenkreisläufe (anstatt einem) und ist selten wirtschaftlich.

Obwohl alle Sources und Sinks gleichzeitig auftreten (wie bislang in diesem Kapitel angenommen), ist es wichtig, die „Anfangstemperaturen“ jedes Prozesses, der zu dem ISSP beiträgt, darzustellen (siehe Symbole \* X O ).

Das heisst:

- Die tiefste Temperatur („Anfangstemperatur“) der Sinks jedes Prozesses
- Die höchste Temperatur („Anfangstemperatur“) der Sources jedes Prozesse

Das ISSP in Abb. 12-9 erlaubt zwei Konfigurationen und verschiedene Optionen der indirekten Wärmeübertragung zwischen den drei Prozessen. Nachfolgend bezeichnet  $T_{high}$  die obere und  $T_{low}$  die untere Temperatur eines ZK.

**Konfiguration 1:** Ein einziger ZK, gemäss der durchgezogenen orangen Linie. Der ZK wird von P3 und P1 geladen und von P2 entladen. Da die höchste Temperatur von P1 (Punkt \*) tiefer ist als  $T_{high}$  des ZK, kann P1 den ZK aber nur vorwärmen. Die Erwärmung auf  $T_{high}$  muss *in Serie* mit Prozess P3 erfolgen. Eine *parallele Erwärmung* des ZK (jeweils von  $T_{low}$  auf  $T_{high}$ , mit entsprechender Leistung) ist nicht möglich.

**Konfiguration 2:** Falls eine serielle Erwärmung des ZK nicht gewollt, nicht möglich oder nicht wirtschaftlich ist, sind zwei ZKs nötig, um dieselbe Leistung indirekt übertragen zu können. Der graue Bereich zwischen dem Sink und Source Profile stellt dabei die Region dar, innerhalb derer  $T_{high}$  von ZK 1 und  $T_{low}$  von ZK 2 platziert werden können. Wird die Temperatur  $T_{high}$  von ZK 1 über der mit dem Stern markierten „Anfangstemperatur“ der Source von P1 (und somit ausserhalb der grauen Region) gewählt, ist ein Erwärmen des ZK mit P1 nicht mehr möglich. Wird die „Grenze“ zwischen ZK 1 und ZK 2 innerhalb des grauen Bereichs gewählt, muss die Kondensation in Prozess 3 über 2 HEXs erfolgen (für ZK 1 und ZK 2), was nicht sinnvoll ist.

Die technisch und wirtschaftlich sinnvollste „Grenze“ zwischen ZK 1 und 2 liegt daher auf der Geraden, welche vertikal durch die Stelle auf der Source der ISSP führt, welche mit \* gekennzeichnet ist. Wird die Grenze auf dieser Vertikalen gesetzt, werden ZK 1 von P1 und ZK 2 von P2 geladen. Bei der Platzierung der ZKs gibt es weiterhin verschiedene Optionen:

- **Option 1** (grüne Linien): Der horizontale Abschnitt der Source auf etwa 175°C (geshifete Temperatur) ist geeignet für die Produktion von ca. 1'100 kW Dampf auf ca. 8 bar(a) (ZK 2, horizontale Linie wegen latenter Wärme). ZK 1 kann als Wasserkreislauf im Überdruck von ca. 100°C auf 120°C eingesetzt werden.
- **Option 2:** ZK 1 und ZK 2 werden beide „schräg“ mit Temperaturspreizung definiert. Die Wärmeträgermedien der ZKs können unabhängig voneinander, entsprechend der besten Eignung, definiert werden (z.B. Wasser im Überdruck oder Thermoöl).  $T_{high}$  von ZK 1 kann gleich hoch gewählt werden wie  $T_{low}$  von ZK 2 (violette Linien), die Temperaturen können sich aber auch unterscheiden (blaue Linien).

### Richtlinien:

Bei ZKs mit Temperaturspreizung, bei denen eine serielle Erwärmung nicht möglich ist und bei denen mehr als zwei Prozesse zur indirekten Wärmeübertragung beitragen<sup>15</sup>, müssen folgende Regeln eingehalten werden:

- Die Sink jedes involvierten Einzelprozesses muss ausreichen, um  $T_{low}$  zu erreichen, d.h.  $T_{low}$  muss höher sein als alle „Anfangstemperaturen“ der Sinks (blaue Kurve) innerhalb eines ZK.
- Die Source jedes involvierten Einzelprozesses muss ausreichen, um  $T_{high}$  zu erreichen, d.h.  $T_{high}$  muss tiefer sein als alle „Anfangstemperaturen“ der Sources (rote Kurve) innerhalb eines ZK.

Ein Vorgehen namens „limiting supply temperature profile“ (LSTP) erlaubt die systematische Bestimmung der minimalen Anzahl an ZKs, der möglichen Bandbreite der Leistung je ZK und der möglichen  $T_{low}$ - und  $T_{high}$ -Werte der ZKs. Details zum LSTP sind in [9]<sup>16</sup> beschrieben.

Die wichtigsten Freiheitsgrade bei der Festlegung der ZKs sind<sup>17</sup>:

- Strukturelle Entscheidung (beim Energy Targeting):
  - o Anzahl ZKs (unter der Berücksichtigung der Möglichkeit eines seriellen Ladens/Entladens gemäss Konfiguration 1 (siehe oben)).

- o Typ der ZKs (latente Wärme wie z.B. Dampf oder ZK mit Temperaturspreizung)
- o Auswahl der Prozesse, welche für den ZK berücksichtigt werden sollen oder nicht (z.B. Ausschluss von Prozessen, welche nur eine geringe Leistung zum ZK beitragen und/oder durch ihre limitierenden „Anfangstemperaturen“ die Anzahl der ZKs, bei gleichbleibender Überlappung der Sinks und Sources, erhöhen).
- Parametrische Optimierung (beim Targeting und Design)
  - o Die Überlappung der Sinks/Sources, d.h. die summierte Leistung der ZKs (das wirtschaftliche Optimum liegt nicht gezwungenermassen bei maximaler Überlappung für eine gegebene Anzahl ZKs)
  - o Die Bandbreite der Leistung je ZK
  - o  $T_{high}$  und  $T_{low}$  je ZK

Im Energy Targeting ist es nicht offensichtlich, welche Variante am wirtschaftlichsten umgesetzt werden kann. Es wird empfohlen, die vielversprechendsten Varianten im Targeting/Design zu vergleichen, um dort die finale Auswahl zu treffen.

<sup>15</sup> Dies kann einfach identifiziert werden, indem die Anzahl Symbole für die „Anfangstemperatur“ einer Sink/Source im überlappenden Bereich des ISSP gezählt werden.

<sup>16</sup> Das vorgeschlagene Vorgehen wird erklärt auf Basis der indirekten Wärmeübertragung (mit Speicherung) von

Batch-Prozessen – es kann aber genauso auf kontinuierliche Prozesse angewendet werden.

<sup>17</sup> Beim Variieren der Freiheitsgrade und bei der Analyse des ISSP ist es sinnvoll, die örtliche Verteilung der Prozesse in einer Anlage im Hinterkopf zu behalten, um Möglichkeiten der indirekten Wärmeübertragung oder Umsetzungsschwierigkeiten erkennen zu können. Dadurch kann die Anzahl der Varianten eingegrenzt werden.

## 13 Energy Targeting von mehreren Operating Cases

### 13.1 Einleitung

In Kapitel 12 wurde beschrieben, wie direkte und indirekte Wärmeübertragung zwischen mehreren gleichzeitigen Prozessen analysiert werden kann.

Die Prozessintegration mit der Pinch-Analyse ist auch anwendbar, wenn ein Prozess mit unterschiedlichen Betriebsfällen betrieben wird (z.B. für unterschiedliche Produkte). Auch die Analyse von verschiedenen Prozessen, welche sich zeitlich nur teilweise überlappen (und damit nicht immer gleichzeitig betrieben werden) ist möglich.

Die Besonderheiten des Energy Targeting für obige zwei Fälle werden in diesem Kapitel beschrieben. Wie schon beim Energy Targeting von mehreren gleichzeitigen Prozessen wird zwischen der direkten und der indirekten Wärmeübertragung unterschieden.

### 13.2 Direkte Wärmeübertragung

#### 13.2.1 Verschiedene Operating Cases eines Prozesses

Ein Prozess kann mit unterschiedlichen Betriebsfällen (Operating Cases) betrieben werden, wenn er z.B. für die Produktion von verschiedenen Produkten eingesetzt wird.

#### Operating Case (OC)

Ein Operating Case ist ein Betriebsfall eines Prozesses oder einer Anlage. Er ist durch die gleichzeitige Existenz von einem oder mehreren Strömen bestimmt. Ein Operating Case **enthält immer dieselben Ströme mit identischen Stromparametern**<sup>18</sup>. Er kann zu unterschiedlichen Zeiten im Jahr auftreten.

Im Fallbeispiel nach Abb. 10-1 ist es z.B. denkbar, dass Vanillepulver und Erdbeerpulver auf dem gleichen Sprühtrockner produziert werden. Unter Umständen sind die Zulufttemperaturen und Zuluftmengen der Primärluft zum Sprühtrockner (SD) dabei nicht für beide Produkte identisch. In der Folge ist auch der Abluftstrom leicht unterschiedlich.

Ist davon auszugehen, dass das HEN nicht für beide Produkte gleich oder ähnlich genutzt werden kann, sollen für den Prozess zwei OCs definiert werden. Die Stromtabelle der beiden OCs des Sprühtrockners beinhaltet dabei 5 Ströme, welche identisch in beiden OCs vorkommen und je zwei Ströme, welche sich zwischen den OCs unterscheiden (siehe Tab. 13-1 und siehe auch Stromtabelle in Tab. 10-1 zum Vergleich).

Ströme OC 1 Vanille	Ströme OC 2 Erdbeere
Primärluft SD <b>Vanille</b>	Primärluft SD <b>Erdbeer</b>
Sekundärluft SD	Sekundärluft SD
Fliessbett I	Fliessbett I
Fliessbett II	Fliessbett II
Zuluft Filter	Zuluft Filter
Abluft Total <b>Vanille</b>	Abluft Total <b>Erdbeer</b>
Produktkonzentrat	Produktkonzentrat

Tab. 13-1: Zuweisung der Ströme auf zwei OCs des Prozesses Sprühtrockner. **Fett:** Stromparameter unterscheiden sich zwischen OC1 und OC2.

In Abb. 13-1 ist ein beispielhaftes Gantt-Diagramm der zwei OCs für den Prozess Sprühtrockner dargestellt. Es wird dabei angenommen, dass während 2'500 h/a Vanillepulver und während 2'500 h/a Erdbeerpulver hergestellt wird.

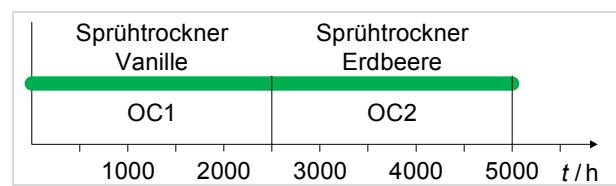


Abb. 13-1: Gantt-Diagramm des Prozesses Sprühtrocknung mit zwei OCs.

Es ist offensichtlich, dass sich ein HEN in OC1 nicht gänzlich vom HEN in OC2 unterscheiden wird. Die HEX-Flächen der HENs können und sollen daher aufeinander abgestimmt werden, da voraussichtlich Wärmeübertragungsfläche in beiden OCs gemeinsam genutzt werden kann. Die wiederverwendbare

<sup>18</sup> Stromparameter sind Eigenschaften eines Stroms, d.h.  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ ,  $\dot{m}$  (kg/h)  $c_p$ -Wert (kJ/kg K) bzw. Phasenüber-

gang (kJ/kg) und  $\alpha$ -Wert (W/(m<sup>2</sup> K)). Ebenfalls ein Stromparameter ist das sogenannte „Equipment“, welches definiert, wo ein Strom vorkommt. Das Equipment ist in Abschnitt 13.5 beschrieben.

Fläche innerhalb verschiedener OCs kann im Supertargeting mit dem sogenannten **Multiple Operating Case (MOC)**<sup>19</sup> **Supertargeting** optimiert werden (siehe Kapitel 18).

### Hinweis aus der Praxis

Um die Komplexität der Optimierung (Supertargeting und HEN Design) zu reduzieren, wird in der Pinch-Analyse **wenn immer möglich ein einziger OC pro Prozess** definiert. Dieser ist in der Regel das am häufigsten gefahrene Produkt oder die „durchschnittlichen/repräsentativen“ Prozessanforderungen. Der einzelne OC ist somit der Referenzfall, anhand dessen die Pinch-Analyse durchgeführt wird.

Das erarbeitete HEN soll nach der Pinch-Analyse auf Punkte wie Anfahren, Abfahren, schwankende Prozessanforderungen oder weitere Produkte überprüft werden. Häufig reicht es aus, mit regelungstechnischen Anpassungen oder leichten Redimensionierungen der HEXs mit dem erarbeiteten Netzwerk (für einen OC) verschiedene Prozessanforderungen abdecken zu können.

### 13.2.2 Verschiedene Operating Cases einer Anlage

Verschiedene Betriebsfälle oder OCs *in einer Anlage* (mit mehreren Prozessen) können sich durch die zeitliche Überlappung verschiedener Prozesse ergeben. In Abb. 13-2 wird beispielhaft angenommen, dass der Sprühtrockner (mit *einem* Produkt, gemäß Fallbeispiel in Kapitel 10) während rund 5'000 h/a, der Prozess RTO/RW hingegen während rund 7'000 h/a im Betrieb ist.

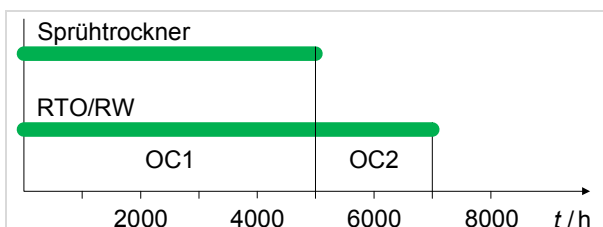


Abb. 13-2: Gantt Diagramm von zwei kontinuierlichen Prozessen, die sich zeitlich überlappen.

Es resultieren zwei OCs. Während OC1 sind der Prozess Sprühtrockner und der Prozess RTO/Reinigungswasser gleichzeitig in Betrieb (von 0 bis

5'000 h). Während OC2 läuft lediglich der Prozess RTO/Reinigungswasser (von 5'000 bis 7'000 h).

Die direkte Wärmeübertragung zwischen den beiden Prozessen wird, während OC1, mittels gemeinsamer CCs betrachtet (siehe Abschnitt 12.2). Da wahrscheinlich Wärmeübertragungsfläche in OC1 auch in OC2 wiederverwendet werden kann (siehe z.B. HEX 2 in Abb. 10-9) steigt die Betriebszeit dieser Fläche von 5'000 auf 7'000 h/a. Durch die längere Betriebszeit ist es unter Umständen sinnvoll, mehr Wärmeübertragungsfläche zu installieren (und somit das  $\Delta T_{min}$  zu reduzieren).

Das optimale  $\Delta T_{min}$  je OC, unter Berücksichtigung der wiederverwendbaren Wärmeübertragungsfläche, wird mit dem MOC Supertargeting bestimmt (siehe Kapitel 18).

### 13.3 Indirekte Wärmeübertragung

Eine **indirekte Wärmeübertragung** zwischen den zwei Prozessen nach Abb. 13-2 kann wie folgt analysiert und umgesetzt werden:

- Analyse des Potenzials der indirekten Wärmeübertragung in OC1 gemäss den Grundsätzen der indirekten Wärmeübertragung aus Abschnitt 12.3 (mittels Split GCC oder ISSP)
- Analyse der Kosten der indirekten Wärmeübertragung unter Veränderung folgender Freiheitsgrade:  $\Delta T_{min}$ -Werte der Prozesse, Überlappung der Split GCCs bzw. des ISSP, Temperaturniveau der ZK-Ströme.
- Definition der ZK-Ströme in OC1.
- Für den Prozess Sprühtrockner (inkl. ZK-Strom): Optimierung des  $\Delta T_{min}$  und Erarbeitung des HEN.
- Für den Prozess RTO/RW: Optimierung des  $\Delta T_{min}$  in OC1 und OC2 (mittels MOC Supertargeting) unter Beibehaltung des ZK in OC1, um die Flächeneffizienz der eingesetzten HEXs zu maximieren.

<sup>19</sup> In der Literatur bekannt als „Multiple Base Case“, siehe [14].

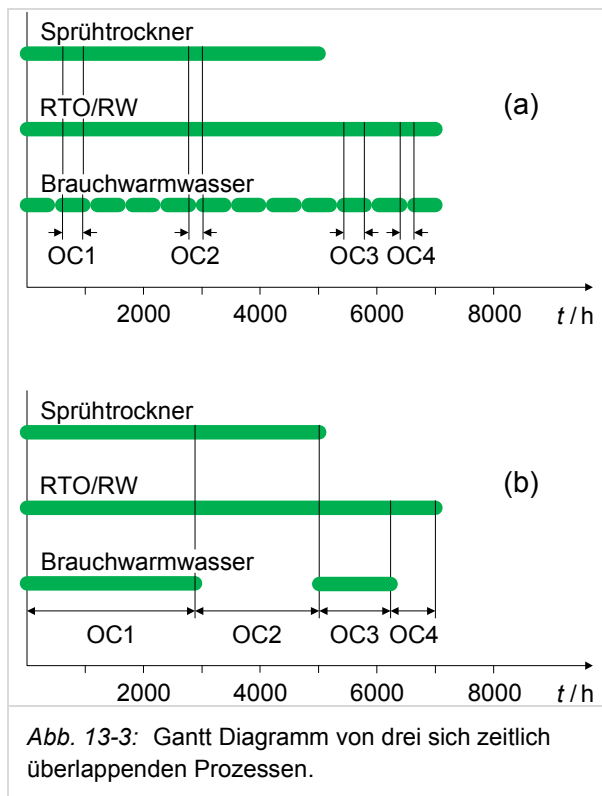


- HEN Design für den Prozess RTO/RW:  
Abgleich des HEN für OC1 (inkl. ZK) und OC2 (ohne ZK).

### 13.4 Zeitplanung

Sobald mehrere Prozesse nicht immer nur gleichzeitig betrieben werden, wird die Zeitplanung dieser Prozesse wichtig.

Abb. 13-3 zeigt das Gantt-Diagramm der zwei Prozesse Sprühtrockner und RTO/RW, zusammen mit einem dritten Prozess „Brauchwarmwasser“. Das Brauchwarmwasser wird während des Betriebs der RTO/RW erzeugt, allerdings nur während 12 Stunden am Tag.



Folgende Aspekte sind bei der Zeitplanung für die Pinch-Analyse zu beachten:

- Der Zeitplan soll **die in einer Anlage auftretenden OCs** sowie deren **Dauer** korrekt abbilden.
- Falls **Speicherung** zwischen OCs in Betracht gezogen wird, soll zusätzlich die **Reihenfolge** der OCs korrekt dargestellt werden.

**Zeitplanung (a)** bildet nahezu die **realen Betriebszeiten** der Prozesse ab. Sie setzt voraus, dass

diese Betriebszeiten auch ausreichend genau bekannt sind. Durch diese Darstellung könnte neben der direkten Wärmeübertragung auch z.B. die **Wärmespeicherung** zwischen OC1 und OC2 an einem Tag analysiert werden (mit 24 Stunden Betriebszeit des Sprühtrockners und der RTO/RW und 12 Stunden Betriebszeit des Prozesses Brauchwarmwasser).

**Zeitplanung (b)** stellt den Prozess Brauchwarmwasser mit imaginären Start- und Endzeiten abstrahiert in zwei Instanzen dar. Die OCs gemäss Fall (b) und auch deren Dauer entsprechen Fall (a). Eine Optimierung der direkten Wärmeübertragung mittels MOC Supertargeting erreicht für beide Fälle exakt dieselben Energie- und Kostenziele. Zeitplanung (b) macht die Bildung von OCs überschaubarer. Sie kann z.B. auch bei variablen, komplizierten oder nicht genau bekannten Zeitplänen angewendet werden, falls zumindest die zeitliche Überlappung der Prozesse und damit die OCs und deren Dauer ungefähr bekannt sind. Sie hat den Nachteil, dass keine Speicherung von einem OC zum nächsten analysiert werden kann. Zudem sind bei drei oder mehr Prozessen nicht immer alle OCs in der realen Anlage über eine abstrahierte Darstellung abbildbar.

In Abb. 13-3 (a) wurde das Brauchwarmwasser als ein Prozess definiert, der täglich von 0-12 Uhr in Betrieb ist, und dies während einer „Brutto-Betriebszeit“ von 7'000 h/a. Das Intervall, das durch die Überlappung der Brutto-Betriebszeit von Prozessen entsteht, wird **Scheduling Interval** genannt. In Abb. 13-3 (a) werden 2 Scheduling Intervals gebildet. Scheduling Interval 1 beinhaltet dabei die OCs 1 und 2, Scheduling Interval 2 die OCs 3 und 4.

### 13.5 Equipment

In MOCs kann u.U. Wärmeübertragungsfläche gemeinsam genutzt werden. Mittels MOC Supertargeting kann diese gemeinsame Nutzung der Wärmeübertragungsfläche optimiert werden. Dies ist aber nur möglich, wenn der Rechenalgorithmus erkennt, dass ein Strom in z.B. OC1 (z.B. Primärluft SD Vanille) theoretisch im gleichen HEX erwärmt werden kann wie ein anderer Strom z.B. in OC2 (z.B. Primärluft SD Erdbeere). Die logische Verknüpfung der Ströme erfolgt mit dem sogenannten Equipment, welches ihnen sozusagen „einen Ort zuweist“.

Ein **Equipment** ist wie folgt definiert:

#### Equipment

Ein Equipment beschreibt eine Leitung, einen Kanal oder einen Behälter, in dem ein Strom bzw. eine Prozessanforderung vorkommt.

In einem Equipment können mehrere Ströme vorkommen, dies aber nie gleichzeitig.

Ein HEX beschreibt die Kombination von zwei Equipments.

Gemäss obiger Definition erfolgt eine Wärmeübertragung also immer zwischen Equipments, während Ströme in diesen Equipments vorkommen.

Im Beispiel gemäss Abschnitt 13.2.1 kann die Definition der Equipments wie folgt vorgenommen werden.

Equipment	Ströme OC 1 Vanille	Ströme OC 2 Erdbeere
<b>Primärluft SD</b>	Primärluft SD <b>Vanille</b>	Primärluft SD <b>Erdbeere</b>
Sekundärluft SD	Sekundärluft SD	Sekundärluft SD
Fliessbett I	Fliessbett I	Fliessbett I
Fliessbett II	Fliessbett II	Fliessbett II
Zuluft Zyklon	Zuluft Zyklon	Zuluft Zyklon
<b>Abluft Total</b>	Abluft Total <b>Vanille</b>	Abluft Total <b>Erdbeere</b>
Produktkonzent.	Produktkonzent.	Produktkonzent.

Tab. 13-2: Zuweisung der Equipments auf die Ströme zweier OCs eines Prozesses.

Die in Tab. 13-2 fett geschriebenen Equipments „Primärluft SD“ und „Abluft Total“ müssen den entsprechenden Strömen manuell zugewiesen werden, da die Ströme unterschiedliche Prozessparameter haben (es kann nicht automatisch erkannt werden, dass die Ströme im gleichen Equipment vorkommen können). Die übrigen Equipments können den Strömen theoretisch automatisch zugewiesen werden, da die Ströme in beiden OCs identisch sind.

Die Fläche eines HEX, in welchem z.B. die beiden Equipments Primärluft SD und Abluft Total vorkommen, kann nun optimiert werden. Die Wärmeübertragungsfläche (oder zumindest ein Teil davon) wird in der Praxis dann sowohl in OC1 wie auch in OC2 genutzt.

## 14 Batch-Prozesse

### 14.1 Einleitung

Der Batch-Betrieb, auch Chargen- oder Satzbetrieb genannt, beschreibt einen Betrieb mit instationären Abläufen. Die Zustandsgrößen der Produkte sind somit, im Gegensatz zu der bis anhin betrachteten kontinuierlichen Betriebsweise, von der Zeit abhängig.

Prozesse im Batch-Betrieb (nachfolgend Batch-Prozesse genannt) kommen vor allem zum Einsatz:

- bei sehr langsamen Umwandlungen (langen Verweilzeiten)
- bei kleinen Produktmengen mit eher höheren Gewinnmargen
- wenn eine flexible Änderung des Produkts und/oder des Herstellungsverfahrens wichtig ist (Multiprodukt-Anlagen bzw. Mehrzweckanlagen)
- wenn eine kontinuierliche Betriebsweise technisch schwierig ist

Ein Batch-Arbeitsschritt befindet sich oft zwischen vorgeschalteten und nachgeschalteten semi-kontinuierlichen Arbeitsschritten. An jeder batch/semi-kontinuierlichen Schnittstelle dient ein Behälter (Pufferspeicher) für die Zwischenlagerung der Edukte/Produkte.

Verglichen mit kontinuierlichen Prozessen muss für Batch-Prozesse neben der Temperatur auch die Zeit als zusätzliche Dimension betrachtet werden. Die Wärmeübertragung von Batch-Prozessen wird dadurch komplexer, eröffnet aber auch zusätzliche Freiheiten und somit Optimierungspotenziale. Die Veränderung des zeitlichen Ablaufs von Strömen (auch bekannt als „Rescheduling“) z.B. kann genutzt werden, um die direkte Wärmeübertragung zu erhöhen, um die Produktionskapazität zu steigern oder um z.B. Spitzenlasten von Utilities zu brechen. Da die Steigerung der Produktionskapazität bei Batch-Prozessen häufig wichtiger ist als die Wärmeübertragung, kommt dem Rescheduling eine grosse Bedeutung zu. Rescheduling und Wärmeübertragung schliessen sich nicht gegenseitig aus und können gemeinsam analysiert und optimiert werden.

Zyklisch wiederholte Batch-Produktionen mit bestimmten Equipments je Einzelprodukt haben nor-

malerweise mehr Möglichkeiten für direkte Wärmeübertragung als Multiprodukt- oder Mehrzweckanlagen, in denen Flexibilität *die* entscheidende Rolle spielt. Erstere werden vor allem in der Getränke- und Nahrungsmittelindustrie verwendet, letztere kommen z.B. in der pharmazeutischen Industrie und der Spezialitätenchemie zum Einsatz.

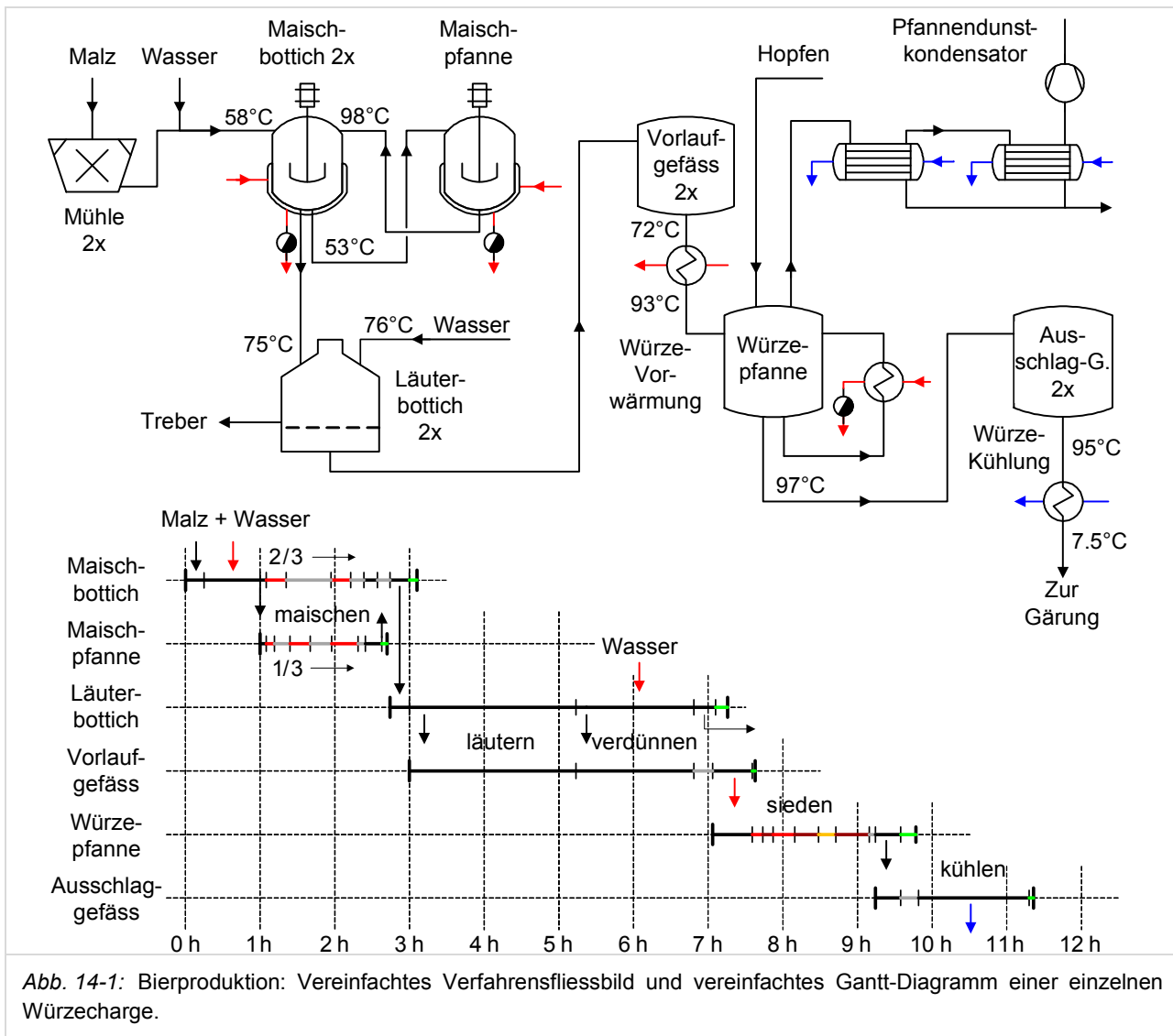
Trotz obiger Schwierigkeiten zeigen vergangene Projekte in Industrieunternehmen mit Batch-Prozessen, dass die Einsparpotenziale in Prozent der gesamten jährlichen Energiekosten oft grösser sind als diejenigen in kontinuierlichen Prozessen. Dies liegt unter anderem auch daran, dass in Industrieunternehmen mit Batch-Prozessen systematische Ansätze zur Wärmeübertragung bisher einen zu geringen Stellenwert hatten und nur selten angewendet wurden.

### 14.2 Einzelner Batch-Prozess

#### 14.2.1 Einführung Fallbeispiel

Das nachfolgende Beispiel beschreibt für einen typischen Batch-Prozess, die Bierproduktion, den Teilprozess der Würzproduktion im Sudhaus. Die auf die Würzproduktion folgenden Schritte wie Fermentation, Pasteurisation, Verpackung und andere Nebenprozesse werden der Einfachheit halber weggelassen.

Abb. 14-1 zeigt die Würzproduktion anhand eines vereinfachten Verfahrensfliessbilds und eines vereinfachten Gantt-Diagramms der verwendeten Equipments. Es sind die in der Anlage eingesetzten HEXs und die angetroffenen Betriebsbedingungen dargestellt.



In Tab. 14-1 ist die Stromtabelle der Würzeproduktion dargestellt, wie sie z.B. als "erster Wurf" hätte erarbeitet werden können. Wie bereits schon in Kapitel 9 beschrieben, gibt es verschiedene Möglichkeiten der Energiemodellierung und somit der Darstellung der Prozessanforderungen. Durch den zusätzlichen Freiheitsgrad "Zeit" eröffnen sich bei Batch-Prozessen weitere Möglichkeiten der Modellierung – diese werden in Kapitel 15 im Detail beschrieben.

Im Gegensatz zu kontinuierlichen Strömen, welche mit einem konstanten *Massenstrom* beschrieben

werden, ist ein Batch-Strom durch seine *Masse* und eine Startzeit  $t_{start}$  und Stopzeit  $t_{stop}$  definiert. Die Mengen werden vom Produkt-Rezept vorgeschrieben. Start- und Stopzeit definieren die Existenzzeit des Stroms und in der Folge auch dessen Massenstrom. Die Zeitangaben sind relativ und  $t=0$  ist normalerweise auf den Zeitpunkt gesetzt, an dem der erste Arbeitsschritt eines Rezepts gestartet wird. Der erste Arbeitsschritt kann bereits eine thermische Anforderung (z.B. Erwärmung eines Produkts), oder aber auch z.B. die Vorbereitung eines Equipments (siehe Abschnitte 13.5 und 14.2.2) sein.

Equipment	Strom	$T_{in}$	$T_{out}$	$m$	$\dot{m}$	$c_p$	$t_{start}$	$t_{stop}$	$d_{pre}$	$d_{post}$
		[°C]	[°C]	[kg]	[kg/s]	[kJ/kg K]	[min]	[min]	[min]	[min]
Brauwasser	C1	8	58	33'954	11.318	4.18	0	50	0	0
Maischepfanne	C2	53	61	16'353	27.255	3.7	61	74	0	20
Maischepfanne	C3	61	74.5	16'353	18.170	3.7	86	101	0	20
Maischepfanne	C4	74.5	98	16'353	13.628	3.7	118	138	0	20
Maischbottich	C5	53	62	32'707	34.070	3.7	67	83	67	51
Maischbottich	C6	62	68	32'707	36.341	3.7	118	133	67	51
Sprühwasser	C7	8	76	37'507	6.1893	4.18	325	426	0	0
Würze-Vorwärmer	C8	72	100	71'365	39.647	4.1	420	456	0	0
Würzepfanne	C9	100	101	5'495	1.053	2'252	463	550	40	31
Würzekühler	H1	95	7.5	64'820	11.872	4.1	582	683	0	0
Pfaduko	H2	100	99	5'495	1.053	2'252	463	550	5	5
Kondensatkühler	H3	99	20	5'495	1.053	4.18	463	550	5	5
Malztreber	H4	74	20	11'500	4.259	3.5	395	440	0	0

Tab. 14-1: Stromtabelle der Würzeproduktion. Pfaduko: Pfannendunstkondensator.

Nachfolgend werden die Hauptschritte der Würze-  
produktion beschrieben, anhand derer die Stromta-  
belle grob nachvollzogen werden kann (die Start-  
und Stoppzeiten  $t_{start}$  und  $t_{stop}$  sowie die Vor- und  
Nachbereitungszeiten der Equipment  $d_{pre}$  und  $d_{post}$   
sowie durch den Prozess und den Anlagenbetreiber  
vorgegeben).

1. Brauwasser (erwärmt auf 58°C –  
Strom C1) und gemalenes Malz (auf Um-  
gebungstemperatur) werden gemischt und  
ergeben die sogenannte Maische. Die Mai-  
sche wird mit ca. 53°C in den Maischbot-  
tich geleitet.
2. Ein Drittel der Maische wird in die Mai-  
schepfanne geleitet, wo sie mit einem be-  
stimmten Temperatur-Zeit-Profil erhitzt  
wird (Ströme C2, C3, C4). Zwei Drittel der  
Maische werden einem anderen thermi-  
schen Prozess im Maischbottich selber un-  
terzogen (Ströme C5 und C6). Am Ende  
des Kochprozesses in der Maischepfanne  
wird die Maische zurück in den Maischbot-  
tich geleitet, wo sich eine Mischtemperatur  
von 74.5°C einstellt<sup>20</sup>. Diese schrittweisen

thermischen Prozesse entwickeln komplexe  
bio-chemische Reaktionen, welche  
Stärke auflösen und sie in einfacher fer-  
mentierbare Zucker spalten.

3. Die Maische wird anschliessend in den  
Läuterbottich geleitet, wo die Malztreber  
aus der Flüssigkeit abgeläutert (filtriert)  
werden, womit die sogenannte Bierwürze  
entsteht. Nach dem Läutern wird die Bier-  
würze mit 76-gradigem Sprühwasser ver-  
dünnt, um den verbliebenen Zucker in den  
übrig gebliebenen Malztrebern zu lösen  
(Strom C7). Die Wärme in den abgeläuter-  
ten Malztrebern kann theoretisch genutzt  
werden (Strom H4).
4. Vom Vorlaufgefäss wird die Bierwürze in  
einem HEX vorgewärmt, in die  
Würzepfanne geleitet, in einem externen  
HEX auf atmosphärische Siedetemperatur  
erhitzt (Strom C8) und anschliessend teil-  
weise verdampft (Strom C9). Rund 7% der  
Bierwürze wird im Kochprozess verdampft,  
welcher in Realität in 5 einzelnen Schritten  
erfolgt: 1. Sieden unter Atmosphärendruck,

<sup>20</sup> Das nicht-isotherme Mischen im Maischbottich könnte  
theoretisch als ein aufzuheizender und ein abzukühlender  
Strom definiert werden.

2. Erhitzen bis zum Siedepunkt bei Überdruck, 3. Sieden bei Überdruck, 4. Druckreduktion, 5. Sieden bei Atmosphärendruck, bis ein bestimmter Zuckergehalt erreicht ist.

Diese Schritte sind in einer einzelnen „gemittelten“ Prozessanforderung zusammengefasst (Strom C9). Die verdampften Brüden haben einen hohen Energieinhalt, der z.B. durch Kondensation (z.B. im sogenannten Pfannendunstkondensator) und Abkühlung zurückgewonnen werden kann (Ströme H2 und H3).

5. Die Bierwürze wird schliesslich in das Ausschlaggefäss geleitet, wo sie sich eine Weile setzt. Mit der Kühlung auf 7.5°C wird die Bierwürze auf die Fermentation vorbereitet (Strom H1).

#### 14.2.2 Equipment

Ein Equipment wurde in Abschnitt 13.5 wie folgt definiert.

##### Equipment

Ein Equipment beschreibt eine Leitung, einen Kanal oder einen Behälter, in dem ein Strom bzw. eine Prozessanforderung vorkommt.

In einem Equipment können mehrere Ströme vorkommen, dies aber nie gleichzeitig.

Ein HEX beschreibt die Kombination von zwei Equipments.

Gemäss obiger Definition erfolgt eine Wärmeübertragung also immer zwischen Equipments, während Ströme in diesen Equipments vorkommen.

Ein typisches Equipment für Batch-Prozesse ist der Reaktor. Er kann eine Vielzahl von Arbeitsschritten durchführen: Heizen, Kühlen, mit oder ohne vorgeschriebenes Temperatur-Zeit-Profil, Verdampfen/Destillieren, Mischen, Warten, usw.

In Abb. 14-1 z.B. stellen der Maischbottich und die Maischepfanne je ein Equipment dar. In beiden Equipments kommen mehrere Ströme vor (C5 und C6 im Maischbottich, C2 bis C4 in der Maischepfanne). Die Kombination von Maischbottich oder Maischepfanne und z.B. Dampf (im Equipment „Dampfleitung“) beschreibt in der Folge die Mantelheizung.

**Wichtig zu wissen:** Da mit der Pinch-Analyse die Wärmeübertragung im Vordergrund steht, werden vereinfachend nur diejenigen Equipments berücksichtigt, in denen eine Prozessanforderung stattfindet.

Equipments werden für kontinuierliche Prozesse definiert, um mittels MOC Supertargeting die Kosten von wiederverwendbarer Wärmeübertragungsfläche richtig zu berücksichtigen. In der Analyse von Batch-Prozessen erfüllen Equipments die gleiche Funktion – so soll z.B. die Mantelfläche des Maischbottichs nicht für jeden Erwärmungsschritt einzeln berechnet werden. Equipments spielen aber auch eine bedeutende Rolle bei der Zeitplanung von sich überlappenden Batch-Prozessen. Dies wird im nächsten Abschnitt genauer betrachtet.

#### 14.3 Zyklische Wiederholung von Batch-Prozessen

##### 14.3.1 Batch Processing Duration (BPD), Batch Cycle Duration (BCD)

Die Gesamtdauer, welche zur Produktion eines einzigen Batches benötigt wird, wird **Batch Processing Duration** genannt (**BPD**, siehe Abb. 14-2). Im Beispiel der Würzeherstellung beträgt die BPD 683 Minuten bzw. etwas mehr als 11 Stunden. Die BPD startet mit dem Betrieb des ersten Equipment bzw. des ersten Stroms (z.B. die Brauwassererwärmung C1 im Equipment „Brau-/Sprühwasser“). Sie endet mit dem Betriebsende des letzten Equipment bzw. des letzten Stroms (z.B. die Würzekühlung H1 im Equipment „Würzekühler“). Die BPD berücksichtigt neben den thermischen Prozessanforderungen auch die Vor- und Nachbereitungsschritte (z.B. Füllen, Reinigen, Entleeren etc.) der energetisch genutzten Equipments. Da diese Schritte normalerweise von einem Equipment und nicht von einem Strom abhängen (z.B. vom Maischbottich und dessen Befüllung), wird die Dauer dieser Schritte Equipment-spezifisch als  $d_{pre}$  und  $d_{post}$  definiert.

Die Nutzungsdauer jedes Equipments ist wesentlich kürzer als die Dauer eines ganzen Batches BPD. Um die Nutzungsrate der Equipments und die Produktionskapazität zu steigern, kann ein neuer Batch unter Umständen gestartet werden, bevor der vorherige beendet wurde. Die Equipments mit der längsten Nutzungsdauer sind dabei auf dem kritischen Pfad und bestimmen die minimale **Batch Cycle Duration (BCD)**. Die BCD ist die Dauer vom Start eines Batches zum Start des nächsten Batches.

Sie beträgt im Beispiel 160 Minuten. Im Falle des Beispiels zur Würzeproduktion verursacht der Maischbottich mit 184 Minuten

Nutzungsdauer einen Flaschenhals, ein sogenanntes Bottleneck. In der betrachteten Brauerei wurde er daher verdoppelt, um die einzelnen Equipments besser auslasten zu können und die Produktionskapazität zu steigern.

**Achtung:** Der in Abb. 14-1 dargestellte Läuterbottich sowie das Vorlaufgefäß und das Ausschlaggefäß z.B. werden nicht in der Stromtabelle berücksichtigt, da in ihnen keine Prozessanforderung stattfindet. Mit einer gesamten Nutzungsdauer von 274 und 276 Minuten je Batch sind erstere aber bezüglich Bottleneck kritisch und wurden in der betrachteten Würzeproduktion daher ebenfalls verdoppelt. Das Debottlenecking eines Batch-Prozesses mit der Stromtabelle kann somit erste wichtige Hinweise zur Steigerung der Produktionskapazität geben, eine Reduktion der Batch Cycle Duration BCD soll dann aber alle nötigen Equipments berücksichtigen.

Abb. 14-2 stellt das Gantt-Diagramm der resultierenden sich zyklisch wiederholenden Batch-Produktion dar, welche jede Woche am Montagmorgen beginnt. Jeder Batch ist als einzelne Farbe dargestellt (Batch 1 ist rot, Batch 2 ist orange etc.). Die Dauer der Prozessanforderungen (der Ströme) ist für den ersten Batch innerhalb der Equipments markiert. Die Ströme kommen innerhalb der Equipments vor und dauern i.d.R. wesentlich weniger lang als die Betriebszeiten der Equipments. Der Vollständigkeit halber sind auch Equipments ohne Prozessanforderungen dargestellt (Läuterbottich, Vorlaufgefäß, Ausschlaggefäß).

Beachte: Das Gantt-Diagramm stellt die Betriebszeit der Equipments dar (inkl. Vorbereitung, Füllen, Entleeren) und die Start- und Stoppzeiten der Equipments entsprechen darum nicht in jedem Fall denjenigen der Ströme.

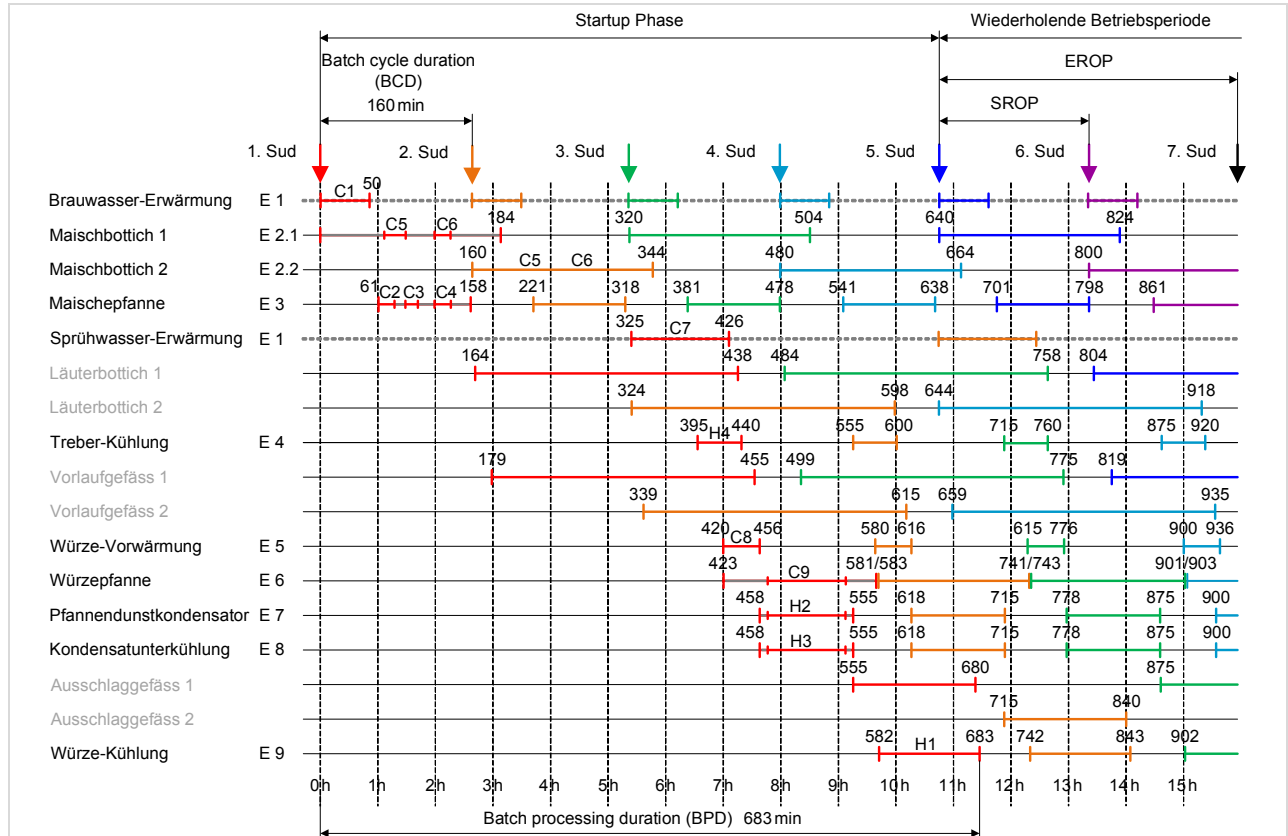


Abb. 14-2: Equipment-orientiertes Gantt-Diagramm von wiederholten sich überlappenden Batches mit einer Batch Cycle Duration BCD von 160 min. Jede Farbe entspricht einem Batch. Die Brauwasser/Sprühwasser-Erwärmung kann theoretisch jederzeit erfolgen (flexibler Strom, geeignet für Rescheduling).

### 14.3.2 Startup, shutdown, wiederholte Betriebsperioden

Aus Abb. 14-2 ist ersichtlich, dass sich eine wiederholte Betriebsperiode erst nach einer bestimmten **Startup Phase** einstellt. Die Startup Phase  $d_{startup}$  dauert

$$d_{startup} = BCD \cdot (AUF [BPD / BCD] - 1) \quad (14.1)$$

$d_{startup}$	[h]	Dauer der Startup Phase
$BCD$	[h]	Batch Cycle Duration
$AUF$	[-]	Aufrundungs-Funktion, d.h. Aufrundung auf eine ganze Zahl.
$BPD$	[h]	Batch Processing Duration

Im Beispiel gemäss Abb. 14-2 dauert  $d_{startup}$  also  $160 \times (AUF[683/160] - 1) = 160 \times 4 = 640 \text{ min}$  und beginnt somit beim Start des 5. Batches. Analog zur Startup Phase gibt es auch eine **Shutdown Phase**, mit welcher die Produktion beendet wird (nicht dargestellt in Abb. 14-2). Die Shutdown Phase dauert so lange wie die BPD minus die BCD. Falls es keine Überlappung der Batches gibt (d.h.  $BCD \geq BPD$ ), dann gibt es weder eine Startup noch eine Shutdown Phase.

Für die Wärmeübertragung bei sich zyklisch wiederholenden Batches wird in der Regel die sich **wiederholende Betriebsperiode** zwischen Startup und Shutdown betrachtet. Diese Periode startet im Falle des obigen Beispiels mit dem fünften Batch.

Betrachtet man ausschliesslich die Prozessanforderungen (und somit die auftretenden Ströme), erkennt man, dass die sich wiederholende Betriebsperiode gleich lange dauert wie die BCD. Durch ihren **Bezug auf die Ströme** wird sie auch **stream-wise repeat operation period** oder **SROP** genannt (siehe auch Abb. 14-3).

Abb. 14-3 stellt die sich wiederholende Betriebsperiode auf Basis der Equipments mit Prozessanforderungen dar (d.h. ohne Läuterbottich, Vorlaufgefäss und Ausschlaggefäss). Bei genauerer Betrachtung der Abb. 14-3 ist zu sehen, dass die *Prozessanforderungen bzw. die Ströme* innerhalb eines SROP exakt denen der nächsten SROP entsprechen. Einziger Unterschied ist die Verwendung von Maischbottich 1 im ersten SROP und von Maischbottich 2 im zweiten SROP. Die wiederholende Betriebsperiode **in Bezug auf die Equipments** wird **equipment-wise repeat operation period** oder **EROP** genannt.

Die Dauer der EROP  $d_{EROP}$  beträgt immer ein ganzes Vielfaches der Batch cycle duration BCD. Sie ist wie folgt abhängig von der Multiplizität der Equipments.

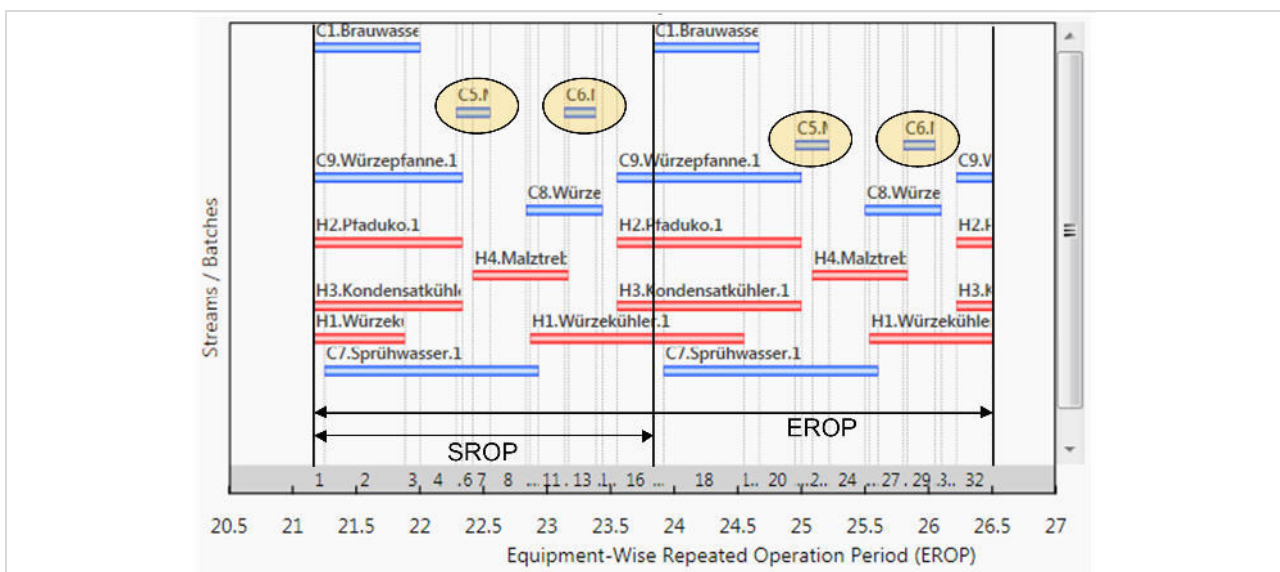


Abb. 14-3: Equipment-wise repeat operation period EROP und stream-wise repeat operation period SROP für den Würzprozess gemäss Abb. 14-1.



$d_{EROP} = kgV_{M\_Equ} \cdot BCD$ (14.2)		
$d_{EROP}$	[h]	Dauer EROP
$kgV_{M\_Equ}$	[-]	Kleinstes gemeinsames Vielfaches der Multiplizität der Equipments
$BCD$	[h]	Batch Cycle Duration

Für die Berechnung des  $kgV_{M\_Equ}$  werden nur Equipments berücksichtigt, welche für eine Wärmeübertragung genutzt werden. In obigem Beispiel ist damit lediglich der Maischbottich relevant, welcher doppelt installiert ist (d.h. mit einer Multiplizität von 2). Das  $kgV_{M\_Equ}$  beträgt 2 und die EROP dauert gleich lange wie zwei BCDs bzw. zwei SROPs (siehe Abb. 14-3). Sind in einer Anlage alle energetisch relevanten Equipments nur einmal installiert, entspricht die EROP der SROP und dauert gleich lange wie die BCD.

Die EROP gemäss Abb. 14-3 stellt das Gesamtbild dar, welches für das *Supertargeting* nötig ist: Im Gegensatz zur SROP ermöglicht die EROP die Analyse der tatsächlich nötigen HEX-Fläche, der Anzahl HEXs, derer mehrfache Nutzung etc.

Für das *HEN Design* hingegen ist die Betrachtung der SROP ausreichend, da sich die Betriebsbedingungen der HEXs von einem SROP zum nächsten nicht ändern.

#### 14.4 Zerlegung in Time Slices (TS)

In Kapitel 13 wird beschrieben, wie sich aus sich überlappenden Prozessen sogenannte OCs oder MOCs ergeben. Analog lassen sich bei einem Batch-Prozess aus sich überlappenden Strömen sogenannte **Time Slices (TS)** definieren.

##### Time Slice (TS)

Ein Time Slice (TS) ist ein Betriebsfall innerhalb einer sich wiederholenden Betriebsperiode eines Batches (normalerweise EROP). Er ist durch die gleichzeitige Existenz von einem oder mehreren Strömen bestimmt, kann aber auch „leer“ (d.h. ohne Ströme) sein. Er kann zu unterschiedliche Zeiten innerhalb einer EROP auftreten.

Die Analyse der Wärmeübertragung zwischen mehreren Time Slices erfolgt ähnlich wie die Analyse von MOCs (siehe Kapitel 13). Im Gegensatz zu sich überlappenden kontinuierlichen Prozessen (mit einigen wenigen OCs) kann die Anzahl der TSs je

nach Batch-Prozess jedoch sehr hoch werden. Bei der Würzproduktion gemäss Abb. 14-2 z.B. entstehen 32 TSs innerhalb eines EROP.

Als wesentlich einfacheres Fallbeispiel ist in der folgenden Abb. 14-4 darum ein weiterer Batch-Prozess beschrieben, wie er in der Spezialitätenchemie zum Einsatz kommt (angepasst aus [10]).

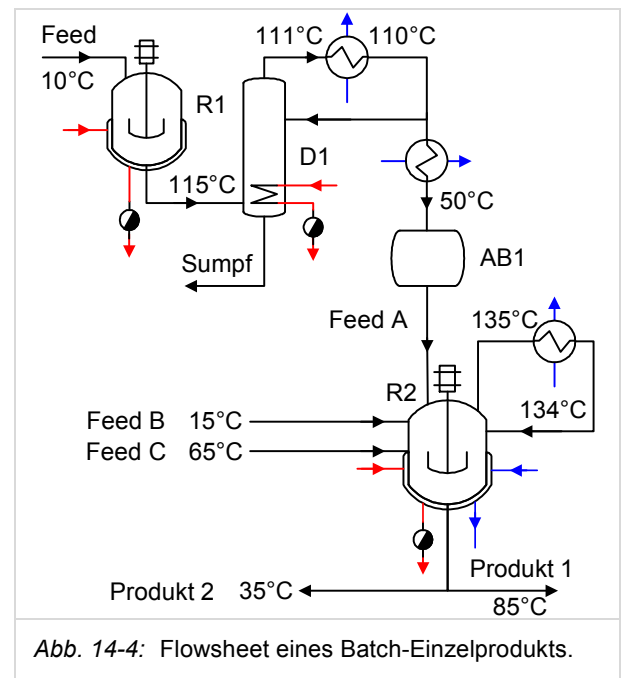


Abb. 14-4: Flowsheet eines Batch-Einzelprodukts.

Die Produktionslinie beinhaltet zwei Batch-Reaktoren (R1 und R2) und eine Destillationskolonne (D1), welche ebenfalls als Batch betrieben wird. Der Produktionsablauf beinhaltet die nachfolgenden Schritte.

1. Die Rohstoffe (Feed) werden mit 10°C in den Reaktor R1 gefüllt.
2. Die Rohstoffe werden im gerührten Reaktor R1 über eine Mantelheizung auf eine Temperatur von 60°C geheizt, bei welcher sie reagieren.
3. Die Reaktion in R1 ist leicht exotherm und die Temperatur steigt auf 115°C.
4. Das Produkt wird mit 115°C in die Destillationskolonne D1 gefüllt.
5. Die Destillationskolonne wird bei 115°C betrieben.
6. Das Destillat wird auf 111°C kondensiert und sammelt sich im Auffangbehälter AB1 an.

7. Das Produkt aus AB1 (Feed A, 50°C) und andere Materialien (Feed B mit 15°C, Feed C mit 65°C) werden in den Reaktor R2 gefüllt.
8. Die Mischung in R2 wird auf eine Temperatur von 95°C geheizt, ab welcher eine stark exotherme Reaktion beginnt.
9. Das Lösemittel verdampft bei 135°C, wird im Rücklaufkondensator kondensiert und läuft nach R2 zurück.
10. Die Reaktion ist beendet und das Produkt in R2 wird über eine Mantelkühlung aktiv von 140°C auf 75°C gekühlt und kühlt während einer kurzen Ruhezeit in R2 um weitere 3°C aus.
11. Das Produkt wird in R2 erneut auf 88°C zwischenerwärmt und kühlt im Reaktor während einer kurzen Ruhezeit um 3°C aus.
12. Ein Teil des Produkts (Produkt 1) wird direkt mit 85°C abgeleert und in einem anderen Prozessschritt weiterbehandelt.
13. Der Rest des Produkts (Produkt 2) wird im Reaktor R2 auf 35°C gekühlt und abgeleert.

Die Produktion wird zyklisch alle 335 Minuten wiederholt (BCD). Die einzelnen Batches überlappen sich gemäss Abb. 14-5 (a). Abb. 14-5 (b) stellt die equipment-wise repeat operation period EROP dar. Die EROP dauert 335 Minuten und entspricht in diesem Beispiel der stream-wise repeat operation period SROP bzw. der batch cycle duration BCD, da keine mehrfachen Equipments genutzt werden. Zur Vereinfachung wird hier angenommen, dass  $T_{in}$ ,  $T_{out}$  und  $CP$ -Wert jedes Stroms konstant sind. Abb. 14-5 (c) schliesslich stellt die resultierenden 11 TSs dar, welche sich durch  $t_{start}$  und  $t_{stop}$  jedes Stroms sowie die BCD ergeben. Die 11 TSs beinhalten in diesem Beispiel Ströme aus insgesamt 3 Batches (siehe Abb. 14-5 (a)) und sind gänzlich unterschiedlich zu den TSs eines einzelnen Batches, den TSs der Startup und den TSs der Shutdown Phase.

Solange die EROP wesentlich länger dauert als die Startup oder die Shutdown Phase, fokussiert die Analyse der Wärmeübertragung praktisch immer auf die EROP. Damit wird nicht nur das grösste Wärmeintegrationspotenzial abgedeckt, es vereinfacht sich auch das HEN Design die spezifischen

HEX-Kosten werden verringert (durch Mehrfachgebrauch in den sich wiederholenden EROPs).

Ist der Hauptzweck der Analyse z.B. die Kontrolle oder die Reduktion von Utility-Spitzenlasten, macht unter Umständen auch die Betrachtung von Startup und Shutdown Phase Sinn. Darauf wird in diesem Handbuch nicht näher eingegangen.

Das in Abb. 14-5 (c) dargestellte Time Slice Model zeigt exemplarisch verschiedene für Batch-Prozesse typische Merkmale:

- TS 1 hat im Vergleich zu z.B. TS 5 eine eher kurze Dauer
- TS 2 ist „leer“ und enthält keine Ströme
- Die TSs 3 und 4 beinhalten lediglich einen Cold Stream, TS 5 lediglich einen Hot Stream.
- Die TSs 1, 7, 9 und 11 beinhalten exakt dieselben Ströme.
- Die TSs 6, 8 und 10 sind sich sehr ähnlich und kurz.

Andere spezifische Merkmale von Batch-Prozessen sind z.B. Hot und Cold Streams in Behältern und zeitlich variable Ströme (z.B. die Destillation in Form des Cold Streams C1). Sie werden in Kapitel 15 beschrieben.

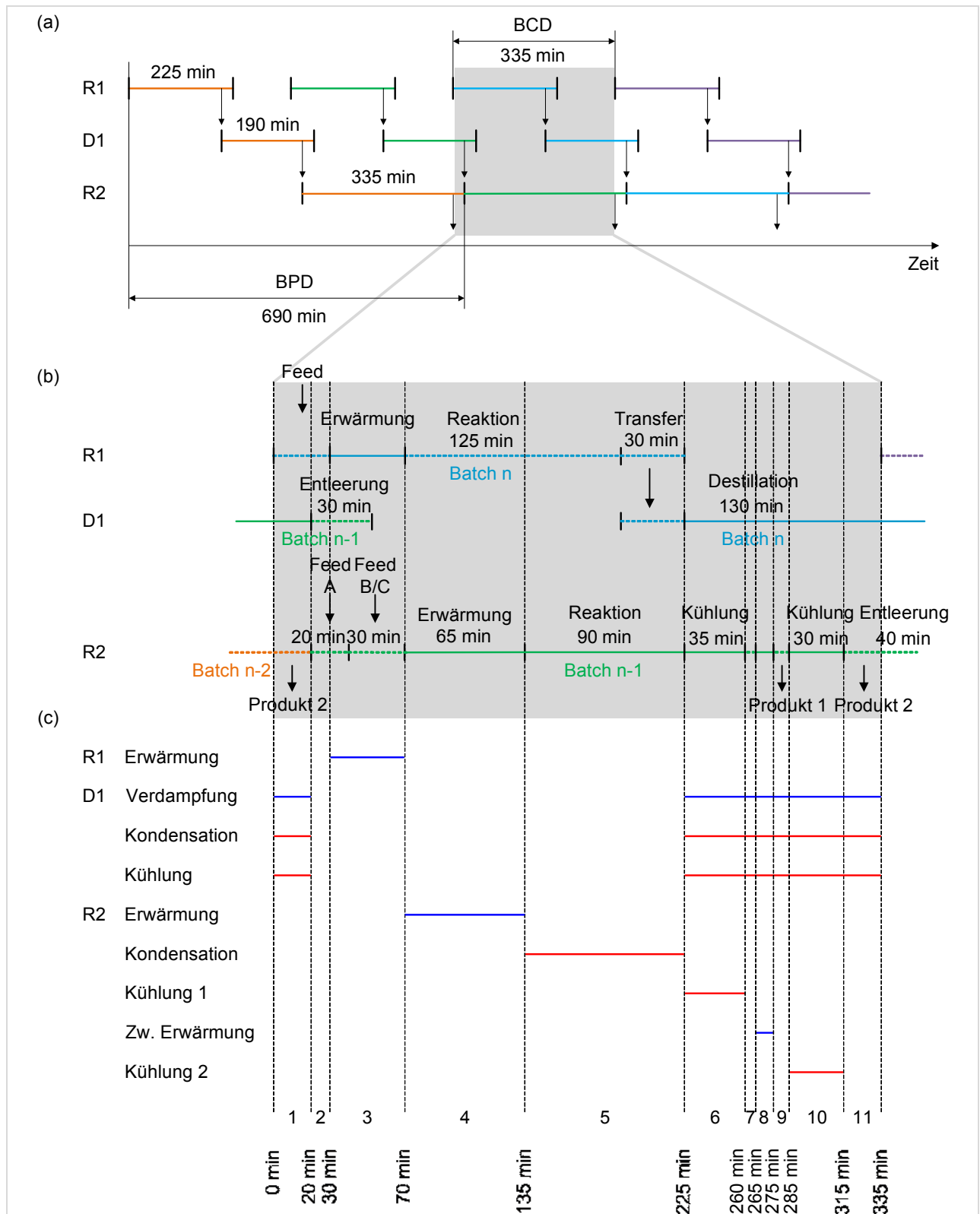


Abb. 14-5: Herleitung des Time Slice Model. (a) Gantt-Diagramm eines wiederholten sich überlappenden Batches mit  $BCD = 335$  min. (b) Sich zyklisch wiederholende Betriebsperiode eines Batch: EROP bzw. SROP (in diesem Fall entspricht die EROP der SROP, da es keine mehrfachen Equipments gibt). (c) Time Slice Model des Batches.

### 14.5 Ändernde Prozessbedingungen von Batch zu Batch

Die Annahme eines sich zyklisch wiederholenden Batch-Prozesses mit konstanter Batch Cycle Duration (BCD) ist bei genauerer Betrachtung häufig nicht korrekt.

Erstens kann anstelle einer vordefinierten Dauer (z.B. 5 Sekunden Pasteurisieren) auch ein vordefinierter Produktparameter den Prozessablauf vorgeben. In der Würzproduktion z.B. entscheidet der Zuckergehalt über die exakte Dauer des Kochprozesses in der Würzpfanne.

Zweitens kann ein Batch-Prozess auch manuelle Zwischenschritte (z.B. Befüllen von Behältern) oder Pausen beinhalten (z.B. Warten auf ein Equipment, welches auch für andere Prozesse gebraucht wird). Die Folge sind unvorhersehbare und variable Übertragungen von Verspätungen und somit stochastische Batch-Ablaufvariationen.

Drittens können HEXs anfällig sein auf das sogenannte Fouling – eine Verschmutzung der Wärmeübertragungsfläche, welche die Wärmeübertragung verschlechtert und somit den Heiz- oder Kühlschritt verlangsamt. Diese HEXs müssen in bestimmten Abständen gereinigt werden. Dies ist z.B. der Fall für den externen HEX der Würzpfanne, welcher alle 11 Batches gereinigt werden muss (Cleaning In Place bzw. CIP) und in der Folge die BCD einmalig um 30 Minuten verlängert.

Die exakte Modellierung von Batch-Prozessen unter Berücksichtigung obiger Punkte sprengt den Rahmen einer Pinch-Analyse in der Praxis. Zur weiterführenden Literatur bezüglich zeitlich variabler Batches und möglicher Kompensationstechniken sei hier auf [11] verwiesen.

Die mit der Pinch-Analyse erarbeiteten Massnahmen sollen in jedem Fall durch die Ingenieurin und den Ingenieur auf ihre Umsetzbarkeit hin überprüft und angepasst werden. In diesem wichtigen Schritt sollen die nötigen Vorkehrungen getroffen werden, um die Praxistauglichkeit zu gewährleisten (z.B. Vergrößerung der Übertragerfläche wegen Fouling, Einsatz von Puffertanks wegen zeitlichen Variabilitäten, Anpassung der Regelungstechnik etc.). Es sind also nicht sämtliche Rahmenbedingungen und Ausnahmefälle im Modell zu berücksichtigen.

Falls jedoch eine Zeitvariabilität in der Grössenordnung der TSs beobachtet wird, wird dadurch das Time Slice Modell (EROP) grundsätzlich in Frage gestellt. Insbesondere Batches mit einem stark variablen Zeitplan können nicht mit dem TS-Modell analysiert werden und müssen daher über Speicherung optimiert werden. Unabhängig des gewählten Wegs der Wärmeübertragung (direkt oder mittels Speicherung) muss ein „repräsentativer“ Zeitplan definiert werden.

## 15 Energiemodellierung eines Batch-Stroms

### 15.1 Einleitung

Die Grundsätze der Energiemodellierung, wie sie in Kapitel 9 beschrieben sind, treffen auf die Modellierung von Batch-Strömen genauso zu.

Die Modellierung von Batch-Prozessen ist durch den **zeitlichen** Aspekt komplexer, lässt aber auch mehr Freiraum für Optimierungen. In den folgenden Abschnitten wird auf die wichtigsten Aspekte der Energiemodellierung von Batch-Prozessen eingegangen, welche beachtet werden **müssen** (Abschnitt 15.3) bzw. für eine weiterführende Optimierung berücksichtigt werden **können** (Abschnitt 15.4). Die verschiedenen Fälle der Energiemodellierung werden, soweit möglich, beispielhaft anhand der zwei in Kapitel 14 eingeführten Beispiele beschrieben.

Wie bei kontinuierlichen Prozessen ist der Projekttyp (Neubau oder Sanierung) entscheidend für die Freiheitsgrade, welche man bei der Energiemodellierung und der Prozessintegration hat.

Bei einem Neubau (vor allem bei Batch-Prozessen mit einem einzigen Produkt wie z.B. Bier) lohnt sich eine detaillierte Analyse der Batch-Prozesse zur Optimierung der Wärmeübertragung und der Steigerung der Produktionskapazität: Das Design der Equipments, die Zuweisung der Equipments auf bestimmte Arbeitsschritte und der Zeitplan können untersucht und **gemeinsam** optimiert werden.

Bei Sanierungen (Retrofit) sind die Möglichkeiten für Prozessänderungen und für Rescheduling limitiert durch höhere Investitionskosten, Schwierigkeiten bei der Produktequalität oder durch die Rezertifizierung von Prozessen oder Produkten. Dennoch gibt es Fälle, in denen die wirtschaftlichen Vorteile einer Prozessoptimierung gegenüber dem Beibehalten eines Prozessablaufs bei Weitem überwiegen. Darum sollen die Prozessdaten und der Prozessablauf durchaus auch bei Sanierungen von Batch-Prozessen hinterfragt werden, dies sogar intensiver als bei kontinuierlichen Prozessen.

### 15.2 Der Reaktor bzw. Behälter

Der Reaktor bzw. Behälter ist ein typisches Anlagenteil für die Batch-Produktion. Für die Wärmeübertragung und die Energiemodellierung werden drei Arten unterschieden:

1. Heizen/Kühlen **im** Behälter über eine Mantelheizung/-kühlung
2. Heizen/Kühlen **im** Behälter über eine im Behälter integrierte Heiz-/Kühlschlaufe
3. Heizen/Kühlen **ausserhalb** des Behälters (z.B. über einen Platten-HEX)

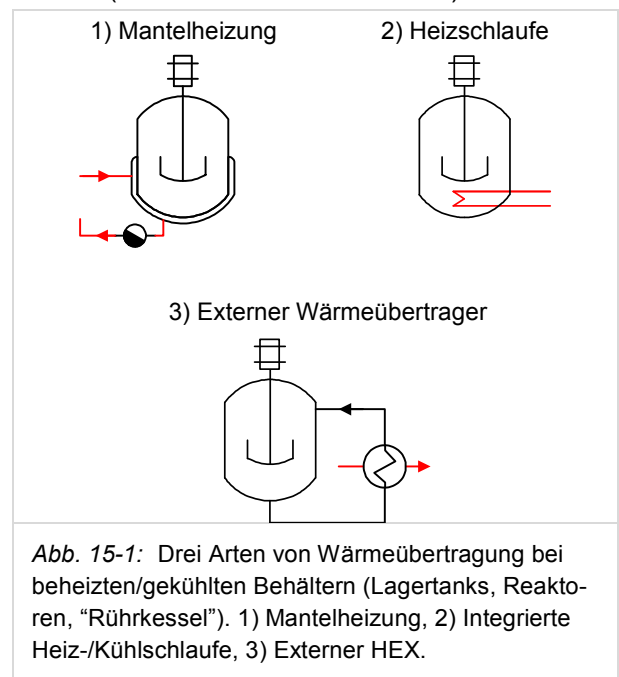


Abb. 15-1: Drei Arten von Wärmeübertragung bei beheizten/gekühlten Behältern (Lagerbehälter, Reaktoren, "Rührkessel"). 1) Mantelheizung, 2) Integrierte Heiz-/Kühlschlaufe, 3) Externer HEX.

Alle drei Arten haben gemeinsam, dass die darin vorkommenden Ströme (bzw. die Prozessanforderungen **zeitlich variabel** sind: Sie ändern sich mit der Zeit.

**Im ersten Fall** ist die Fläche des HEX über die Fläche des Behältermantels definiert. Während diese bei einer neuen Anlage noch beschränkt angepasst werden kann, kommt die Optimierung im Falle von Sanierungen meist einem Ersatz gleich. Dieser ist aus rein energetischen Gründen selten wirtschaftlich. Der Maischbottich und die Maischepfanne (siehe Abb. 14-1) sind Beispiele für diesen Fall.

**Im zweiten Fall** ist die Fläche des HEX über die Fläche der Heiz-/Kühlschlaufe definiert. In seltenen Fällen ist eine Erweiterung dieser Fläche machbar und wirtschaftlich.

In der Folge sind für beide Fälle neben den Anlagenspezifikationen auch die Wärmeübertragungsmedien (z.B. Heisswasser) gegeben. Nur falls die Durchmischung im Behälter verbessert werden

kann (und in der Folge der  $\alpha$ -Wert an der Mantelfläche) oder falls produkteseitig eine Anpassung der Heizleistung/-temperaturen/-dauer nicht kritisch ist, kann überhaupt an den Heisswasserbedingungen etwas geändert werden (Ein- und Austrittstemperatur und Massenstrom). Ansonsten müssen im Falle einer Sanierung auch diese Bedingungen belassen werden.

Werden also das Wärmeübertragungsmedium und dessen Bedingungen vorausgesetzt, soll es anstelle der eigentlichen Prozessanforderung (d.h. z.B. der Produkterwärmung im Behälter) in die Stromtabelle übernommen werden. Damit hält man den in Abschnitt 9.3 definierten Grundsatz der „Ersatzstrommodellierung“ ein: Würde anstelle des Heisswassers direkt das Produkt in das Modell übernommen, würde mit grosser Wahrscheinlichkeit im Netzwerkdesign ein Hot Stream für die Produkterwärmung verwendet, welcher nicht mit der bestehenden Mantelheizung vereinbar wäre.

Durch die Modellierung des Ersatzstroms verliert man treibendes Temperaturgefälle.

**Im dritten Fall** kann das Produkt direkt als Prozessanforderung übernommen werden. Je nach Anforderung kann es zwar möglich sein, dass z.B. eine bestimmte Temperaturdifferenz zwischen Produkt und Heiz-/Kühlmedium nicht überschritten werden sollte (z.B. wegen „anbacken“ des Produkts) – diese Herausforderungen können aber meist regeltechnisch und über die Dimensionierung des HEX gelöst werden. Mit der direkten Definition der Produkterwärmung als Prozessanforderung hält man den in Abschnitt 9.3 definierten Grundsatz „so nah wie möglich am Prozess“ ein.

**Energetisch ist die externe Heizung/Kühlung immer vorzuziehen**, da sie eine bessere Ausnutzung der Temperaturgradienten erlaubt (z.B. in einem Gegenstrom-Platten-HEX) und flexibler anpassbar ist.

Die Würzepfanne (siehe Abb. 14-1) ist ein Beispiel für den dritten Fall. Um lokale Verdampfung im HEX zu verhindern, wird die Würze mit Überdruck in den HEX gepumpt und der Druck vor Eintritt in die Würzepfanne wieder reduziert.

### 15.3 Zusätzliche Regeln im Vergleich zu kontinuierlichen Prozessen

In kontinuierlichen Prozessen ist ein Strom bzw. ein Stromsegment durch seine Eintrittstemperatur  $T_{in}$ ,

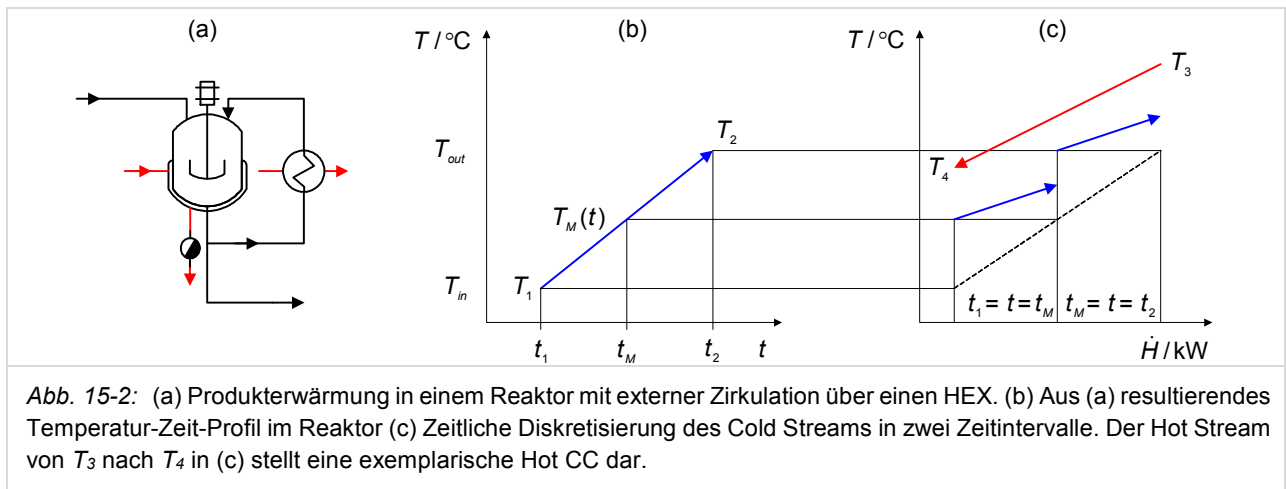
die Austrittstemperatur  $T_{out}$  und eine konstante Heiz- bzw. Kühlleistung charakterisiert. Diese Bedingungen bleiben während der Existenz des Stroms konstant.

Analog haben in Tab. 14-1 die Ströme C1, C7, C8, H1, H2, H3 und H4 während ihrer Existenz ( $t_{start}$  bis  $t_{stop}$ ) ebenfalls konstante Stromparameter (siehe auch Abb. 14-1).

Obigen Strömen stehen **zeitlich variable Ströme** deren Stromparameter (Temperatur und/oder Heiz-/Kühlleistung) während ihrer Existenz (d.h. von  $t_{start}$  bis  $t_{stop}$ ) variabel sind. Ein typisches Beispiel dafür ist das Erhitzen eines Produkts in einem **Reaktor bzw. Behälter** (siehe z.B. Abb. 15-2). Sei es nun über die dargestellte externe Zirkulation durch einen HEX, über eine Mantelheizung oder eine eingebaute Heizschleife: Die Temperatur im Reaktor und somit die „Eintrittstemperatur“  $T_{in}$  ändert sich über die Zeit und je nach Prozessanforderung können auch die Austrittstemperatur und/oder die Heizleistung variabel sein.

In Abb. 14-1 bzw. Tab. 14-1 zum Beispiel sind Ströme C2, C3, C4, C5 und C6 zeitlich variabel, während Strom C9 der Einfachheit halber als konstant angenommen wurde. Auch in Abb. 14-4 ändern sich Temperatur und/oder Leistung der Heiz- und Kühlschlitten in R1, C1 und R2 während ihrer Existenzzeit.

Eine zeitlich konstante Modellierung eines Stroms gemäss Abb. 15-2 (b) kann unmögliche Resultate generieren: Wird die Prozessanforderung zwischen  $t_1$  und  $t_2$  als konstanter Heizbedarf von  $T_1$  nach  $T_2$  definiert, dann müsste theoretisch auch noch in der letzten Sekunde des Heizprozesses ein Teil des Reaktorinhalts eine Temperatur von  $T_1$  aufweisen. Dies ist natürlich nicht der Fall und die in Abb. 15-2 (c) eingetragene exemplarische Hot CC könnte in der Folge am Ende des Prozessschrittes seine Wärme nicht vollständig auf den Cold Stream übertragen und in der Folge auch nicht auf  $T_4$  gekühlt werden.



Es soll daher für zeitlich variable Ströme eine angemessene zeitliche Diskretisierung vorgenommen werden, wie sie z.B. in Abb. 15-2 (c) dargestellt ist: der ursprüngliche Cold Stream wurde in zwei Zeitintervalle aufgeteilt und  $T_{in}/T_{out}$  jeweils soweit erhöht, dass der modellierte Wärmebedarf über das gesamte Zeitintervall **über** dem realen Wärmebedarf liegt. Die Diskretisierung hält dabei die dritte Regel der Datenextraktion ein, nämlich die Modellierung „auf die sichere Seite“ (siehe Kapitel 9). Durch die Aufteilung des ursprünglichen Cold Stream entsteht die zusätzliche virtuelle Start- bzw. Endzeit  $t_M$ , welche bei der Überlappung von Batches zu zusätzlichen ungewollten TSs führen kann. Die Zeit  $t_M$  sollte daher im Idealfall erst nach Definition des Zeitplans des Batches, bei der Analyse der EROP stattfinden. Die Zeit  $t_M$  sollte so gewählt werden, dass sie auf den Start oder das Ende eines TS fällt.

Um zu entscheiden, ob und wie viele zeitliche Teilschritte benötigt werden, können  $T_1$  und  $T_2$  mit den verfügbaren Temperaturen gemäss den CCs verglichen werden. Die Hot CC ist in Abb. 15-2 (c) exemplarisch von  $T_3$  nach  $T_4$  dargestellt. Liegen  $T_3$  und  $T_4$  wesentlich höher als  $T_1$  und  $T_2$  ist eine Diskretisierung nicht unbedingt nötig und auch die Berechnung der Flächen-Targets wird vertretbar genau. Liegt  $T_4$  wie in Abb. 15-2 (c) dargestellt tiefer als  $T_2$ , dann ist eine Diskretisierung nötig, um unmögliche Resultate zu verhindern. Im Zweifelsfall wird eine Modellierung auf die sichere Seite empfohlen.

Neben variablen Ein- und/oder Austrittstemperaturen kann auch eine variable Leistung bei konstanten Temperaturen eine Diskretisierung nötig machen

(z.B. Verdampfung in C1 in der Abb. 14-4). Mehr Details sind zum Beispiel in [2] ab Seite 263 zu finden.

#### 15.4 Zusätzliche Freiheiten im Vergleich zu kontinuierlichen Prozessen

Mögliche Optimierungen bei Batch-Prozessen sind die Anpassung des Zeitplans von Strömen mit flexiblem Schedule (Rescheduling) zur Wärmeübertragung oder zur Steigerung der Produktionskapazität (Debottlenecking). Auch die Erweiterung von Anlagenteilen, welche einen Produktionsengpass verursachen (Debottlenecking), ist eine mögliche Optimierungsstrategie.

In Batch-Prozessen ist das wirtschaftliche Potenzial von gesteigerter Produktionskapazität häufig höher als dasjenige der Energiekostenreduktion durch Prozessintegration. Rescheduling erfordert viel Prozesswissen, zumal die Produktequalität oberste Priorität hat. Verluste durch verlorene Chargen können das voraussichtliche Einsparpotenzial bei weitem übersteigen. In einigen Fällen sind dennoch beide obigen Ziele erreichbar.

Der Zeitplan von Prozessen kann aus praktischen Gründen eng an die Arbeitsschichten der Mitarbeiter gekoppelt sein. In diesem Fall ist die Chance gross, dass das Integrationspotenzial bei weitem nicht ausgeschöpft ist – die Rahmenbedingungen des Zeitplans sind aber entsprechend schwierig anzupassen.

In den folgenden Abschnitten sind zwei Strategien zur Optimierung von Batch-Prozessen aufgezeigt (siehe auch [2]):

- Das Rescheduling von Strömen mit flexiblem Zeitplan, inklusiv Spezialfall Warmwasser
- Transformation eines zeitlich variablen Stroms in einen zeitlich konstanten Strom (z.B. durch einen neuen Speicher)

#### 15.4.1 Rescheduling von Strömen mit flexiblem Zeitplan

Ein typischer „Kandidat“ für Rescheduling ist z.B. ein Produkt oder ein Hilfsmedium, welches in einem Behälter zwischengespeichert wird und auf Erwärmung zu einem späteren Zeitpunkt wartet, theoretisch aber schon früher erwärmt werden könnte.

Das Rescheduling setzt immer stabile Produkte (ohne Qualitätseinbußen während der Wartezeit) und zeitliche Verfügbarkeit voraus. Es ist somit stark durch die Rahmenbedingungen der Produktion limitiert, welche bekannt sein müssen.

Es werden vier verschiedene Strategien des Rescheduling unterschieden, welche untereinander kombiniert werden können:

1. Synchronisation durch Verfrühen
2. Synchronisation durch Verspäten
3. Synchronisation durch Verkürzen
4. Synchronisation durch Verlängern

Die letzten zwei Strategien verändern neben dem Zeitplan auch die Massenflüsse und somit die CC des verkürzten oder verlängerten Stroms.

In Abb. 15-3 ist beispielhaft eine Optimierung der direkten Wärmeübertragung durch Verspäten eines Stroms dargestellt. Verglichen mit dem Originalprozess gemäss Abb. 14-4 wurde die Kühlung des Produkts 2 verspätet, um Feed B vorwärmen zu können. Je nach Zeitplan erfordert das Rescheduling einen Pufferspeicher (siehe Auffangbehälter AB2).

Die **Synchronisation durch Verkürzen/ Verlängern** kann zum Beispiel verwendet werden, um die Wärmeleistung eines Hot Stream über eine bestimmte Zeitdauer besser mit derjenigen eines Cold Stream abzugleichen (siehe Abb. 15-4 und Abb. 15-5).

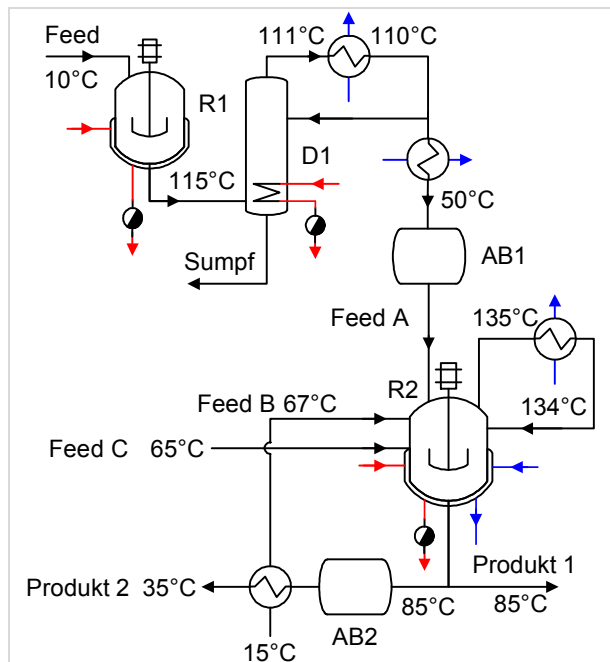


Abb. 15-3: Synchronisation durch Verspäten eines Hot Stream. Der Originalprozess ist in Abbildung 14-4 dargestellt. Die Kühlung von Produkt 2 wird verzögert, um Feed B vorzuwärmen.

Im nachfolgenden Gantt-Diagramm in Abb. 15-4 beschreibt (a) den Originalprozess, (b) die Verkürzung des Cold Stream C1 und (c) die Verlängerung des Hot Stream H1. In (a) und (b) überlappen sich die Ströme vollständig, in (a) resultieren 2 TSs.

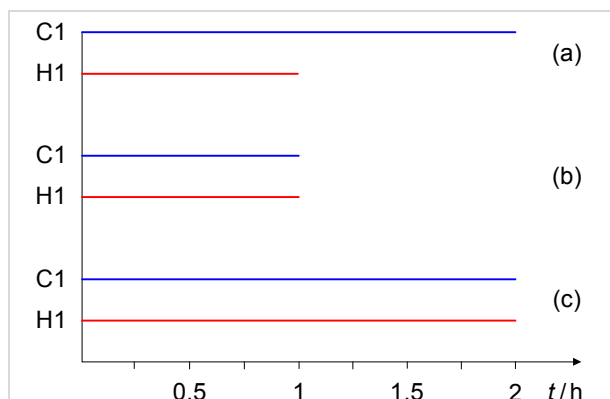


Abb. 15-4: Gantt-Diagramm von 2 Strömen zur beispielhaften Darstellung einer Synchronisation durch Verkürzen oder Verlängern von Strömen. (a) Originalprozess, (b) Cold Stream C1 verkürzt auf eine Stunde, (c) Hot Stream H1 verlängert auf 2 Stunden.

In Abb. 15-5 sind für den Zeitraum der gleichzeitigen Existenz von C1 und H1 die Composite Curves der drei Fälle dargestellt. In allen drei Fällen wird beispielhaft ein  $\Delta T_{min}$  von 20 K angenommen.

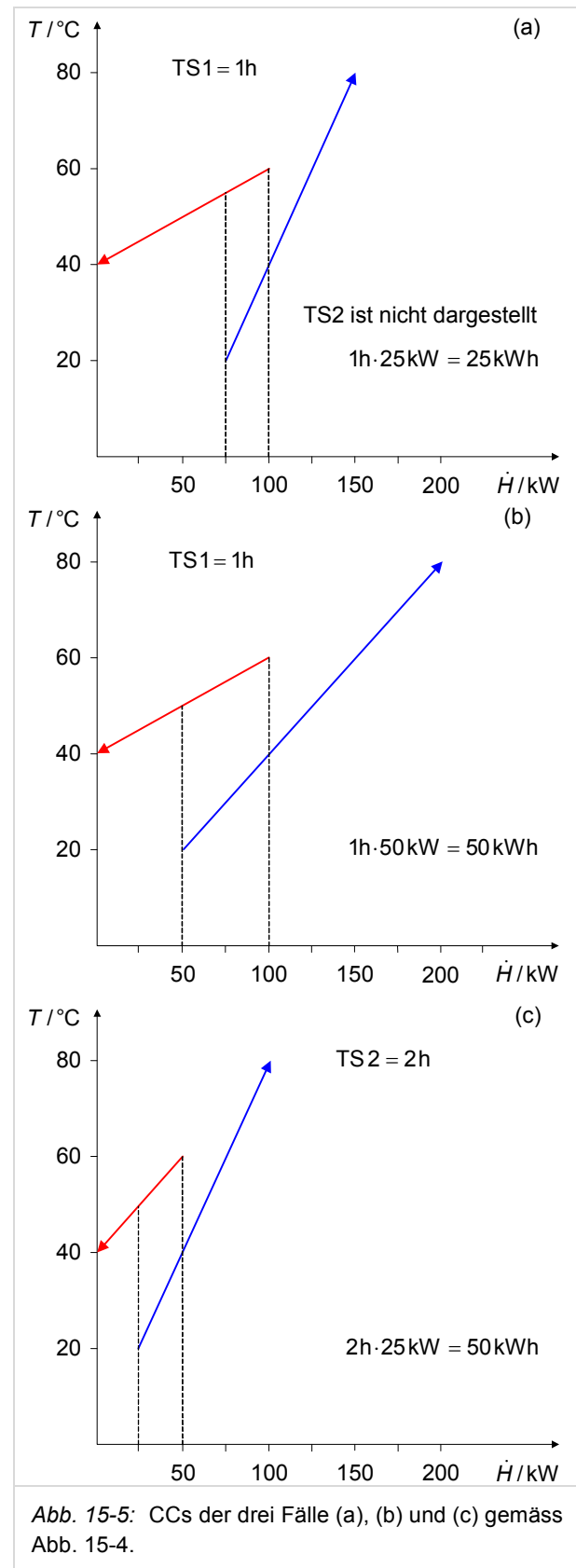


Im Fall (a) können während einer Stunde mit einer Leistung von 25 kW 25 kWh Wärme übertragen werden. Die Erwärmung von C1 in der zweiten Stunde muss vollständig mit Utility erbracht werden.

Im Fall (b) wird der Cold Stream C1 verkürzt. Er wird im  $T, \dot{H}$ -Diagramm in der Folge flacher, da sich sein Massenstrom erhöht. So kann er besser mit C1 synchronisiert werden (er „passt besser unter H1“) und bei gleichbleibendem  $\Delta T_{min}$  können während einer Stunde 50 kWh mit einer Leistung von 50 kW übertragen werden.

Im Fall (c) wird der Hot Stream H1 verlängert. Er wird im  $T, \dot{H}$ -Diagramm in der Folge steiler, da sich sein Massenstrom verringert. Bei gleichbleibendem  $\Delta T_{min}$  können so während 2 Stunden 50 kWh mit einer Leistung von 25 kW übertragen werden.

Die Verlängerung von H1 erreicht in diesem Beispiel das gleiche WRG-Potenzial (50 kWh) wie die Verkürzung von C1, benötigt durch die geringeren Massenflüsse aber weniger Fläche.



### Spezialfall (Brau-)Warmwasser

In der Würzproduktion gemäss Abb. 14-1 kann der Zeitplan (definiert durch  $t_{start}$  und  $t_{stop}$ ) für das Maischen, das Läutern und das Würzekochen als vorgegeben betrachtet werden. Die Erwärmung des Brauwassers hingegen ist zeitlich praktisch beliebig flexibel (Ströme C1 und C7). Wie soll das Brauwasser demnach modelliert werden und was bedeutet dies für den tatsächlichen Prozess?

Die Erwärmung von Brauwasser direkt vor und während dem Maischen und dem Verdünnen (nach dem Läutern) würde einen grossen Leistungsbedarf verursachen. Zudem sind zum Zeitpunkt von Maischen und Verdünnen keine Abwärmequellen vorhanden, mit denen das Brauwasser erwärmt werden könnte. Der Zeitplan der Brauwassererwärmung kann daher so definiert werden, dass a) möglichst viel Wärmeüberschuss aus verschiedenen TSs genutzt werden kann und b) keine allzu grossen Leistungsspitzen nötig sind. Da die TSs erst beim Blick auf die EROP bekannt sind, ist das Rescheduling in diesem Fall iterativ (Stromtabelle – TSs – Stromtabelle). Wie schon in Abschnitt 15.3 beschrieben sollen  $t_{start}$  und  $t_{stop}$  so gewählt werden, dass möglichst keine zusätzlichen TSs entstehen.

In der Praxis bedeutet diese Art der Energiemodellierung, dass das Brauwasser zwischengespeichert werden muss. Da dies kurzzeitig problemlos für die Wasserqualität ist und grosse Mengen an Wärme zurückgewonnen werden können, wird die Speicherung in den meisten Brauereien wirtschaftlich eingesetzt.

#### 15.4.2 Transformation zeitlich variabler Ströme zu zeitlich konstanten Strömen

Verschiedentlich werden Heiz- oder Kühlstritte in Batch-Produktionen direkt in einem Behälter oder Reaktor durchgeführt, weil beim Schritt vom Labor in die Produktion keine Prozessänderungen vorgenommen wurden oder einfach darum, weil ein Behälter ein sehr vielseitiges Equipment und ein externer HEX auf den ersten Blick nicht notwendig ist. Sofern aber der Heiz-/Kühlstritt im Behälter keinen bestimmten erwünschten Effekt auf das Produkt hat, gilt folgender Grundsatz:

#### Grundsatz Wärmeübertragung in Batch-Prozessen

Die Wärmeübertragung in Batch-Prozessen soll wenn immer möglich **während dem Produkttransfer** (Füllen, Leeren) erfolgen.

Dadurch lässt sich der Prozess beschleunigen und das treibende Temperaturgefälle besser ausnützen.

Durch die Wärmeübertragung während dem Produkttransfer können zeitlich variable Ströme zu zeitlich konstanten Strömen transformiert werden. Zeitlich konstante Ströme sind für die Wärmeübertragung besser geeignet.

In Abb. 15-2 z.B. ist ein zeitlich variabler Cold Stream dargestellt. Er muss diskretisiert werden und kann nicht vollständig mit dem Hot Stream von  $T_3$  nach  $T_4$  erwärmt werden. Erfolgt die Wärmeübertragung während dem Produkttransfer wie in Abb. 15-6 dargestellt, kann der Cold Stream als zeitlich konstant betrachtet werden (während dem gesamten Prozessschritt muss immer eine Heizleistung von  $T_1$  auf  $T_2$  erbracht werden). In der Folge ist eine Erwärmung mit dem Hot Stream gemäss Abb. 15-2 (b) möglich.

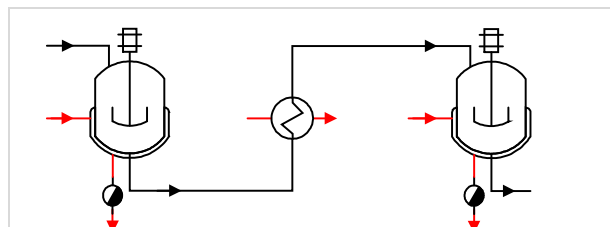
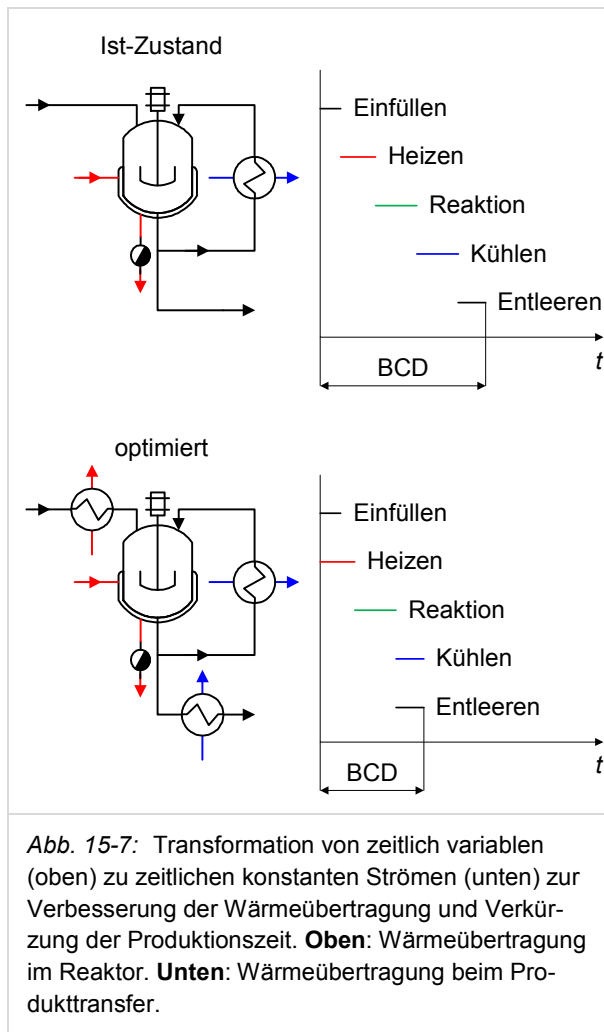


Abb. 15-6: Wärmeübertragung während dem Produkttransfer: Transformation eines zeitlich variablen Stroms (siehe Abb. 15-2) in einen zeitlich konstanten Strom.

Durch Wärmeübertragung während dem Produkttransfer wird zudem die Nutzungsdauer des Behälters verringert. Falls der Behälter im gesamten Batch-Prozess ein Bottleneck verursacht, können dadurch die Batch Processing Duration BPD und die Batch Cycle Duration BCD verkürzt und in der Folge die Produktionskapazität gesteigert werden (siehe Abb. 15-7).



Gemäss Abb. 14-1 bzw. Tab. 14-1 wird die Würze (Strom C8) im Würze-Vorwärmer auf 93°C erwärmt. Die Würze könnte aber auch näher an die Siedetemperatur in der Würzepfanne (100°C) erwärmt werden – die 93°C ergeben sich lediglich durch die limitierte Wärmeübertragungsfläche des Würze-Vorwärmers. Durch ein Vorwärmen auf knapp 100°C könnte die Heizzeit in der Würzepfanne reduziert werden. Da die Würzepfanne einen Flaschenhals verursacht, wird damit in der Folge die BCD reduziert und die Produktionskapazität gesteigert.

## 15.5 Beispiel Energiemodellierung

Nachfolgend wird die Stromtabelle für den Prozess gemäss Abb. 14-4 anhand der Prozessbeschreibung Schritt für Schritt erarbeitet. Die Start- und Stopzeiten werden entweder vom bestehenden Prozessablauf übernommen oder in Absprache mit dem Anlagenbetreiber angepasst.

1. Die Rohstoffe (Feed) werden mit 10°C in den Reaktor R1 gefüllt.
2. Die Rohstoffe werden im gerührten Reaktor R1 über eine Mantelheizung auf eine Temperatur von 60°C geheizt, bei welcher sie reagieren. Sie könnten beim Produkttransfer von 10°C auf 60°C vorgewärmt werden, bevor sie in den Reaktor R1 gelangen (Strom C1).
3. Die Reaktion in R1 ist exotherm und die Temperatur steigt auf 115°C.
4. Das Produkt wird mit 115°C in die Destillationskolonne D1 gefüllt.
5. Der theoretische  $c_p$ -Wert von 705.90 kJ/kg K entspricht der Verdampfungsenthalpie des Stroms C2.
6. Das Destillat wird auf 111°C kondensiert (dargestellt als Strom H1 mit einem theoretischen  $c_p$ -Wert, welcher der Verdampfungsenthalpie des Destillats entspricht), von 110°C auf 50°C unterkühlt (Strom H2) und sammelt sich im Auffangbehälter AB1 an.
7. Das Produkt aus AB1 (Feed A, 50°C) und andere Materialien (Feed B mit 15°C, Feed C mit 65°C) werden in den Reaktor R2 gefüllt. Feed B und C könnten theoretisch beim Produkttransfer auf 78°C (Strom C3) resp. 100°C (Strom C4) vorgewärmt werden, wobei sich in R2 eine Mischtemperatur in R2 von 74°C ergeben würde.
8. Die Mischung in R2 wird auf eine Temperatur von 95°C geheizt (Strom C5), ab welcher eine stark exotherme Reaktion beginnt.
9. Das Lösemittel verdampft bei 135°C, wird im Rücklaufkondensator kondensiert und läuft nach R2 zurück (Strom H3).

Name	Strom	$T_{in}$ [°C]	$T_{out}$ [°C]	$m$ [kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	$c_p$ [kJ/kg K]	$\alpha$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$t_{start}$ [h]	$t_{stop}$ [h]
Feed Vorwärmung	C1	10	60	11000	6.1111	4.00	500	0.00	0.50
Destillation in C1	C2	115	116	10000	1.2820	705.90	2000	3.08	5.25
Kondensation Destillat	H1	111	110	4500	0.5769	699.98	4000	3.08	5.25
Unterkühlung Destillat	H2	110	50	3000	0.3846	2.00	1000	3.08	5.25
Feed B Vorwärmung	C3	15	78	13518	7.5100	2.99	800	5.58	6.08
Feed C Vorwärmung	C4	65	100	2500	5.1000	2.75	500	5.68	5.98
Erwärmung in R2	C5	74	95	19018	18.3533	1.69	500	6.08	6.33
Kondensation Rücklauf	H3	135	134	5000	0.9259	991.08	2000	6.33	7.83
Produktkühlung	H4	140	75	19018	6.8825	2.45	1000	7.83	8.50
Produkt-Zwischenerw.	C6	72	88	19018	15.2940	2.45	500	8.60	8.90
Produktkühlung 2	H5	85	35	17120	6.1943	2.45	200	9.00	9.67

Tab. 15-1: Stromtabelle der Batch-Produktion gemäss Abb. 14-4, nach Optimierung der Prozessabläufe.

10. Die Reaktion ist beendet und das Produkt in R2 wird über eine Mantelkühlung von 140°C auf 75°C aktiv gekühlt und kühlt während einer kurzen Ruhezeit um weitere 3 K aus. Die Kühlung könnte auch in einem externen HEX erfolgen (Strom H4).
11. Das Produkt wird in R2 erneut von 72°C auf 88°C zwischenerwärmt und kühlt im Reaktor während einer kurzen Ruhezeit um 3 K aus. Die Zwischenerwärmung könnte auch ausserhalb des Reaktors erfolgen (Strom C6).
12. Ein Teil des Produkts (Produkt 1) wird direkt mit 85°C abgeleert und in einem anderen Prozessschritt weiterbehandelt.
13. Der Rest des Produkts (Produkt 2) wird im Reaktor von 85°C auf 35°C gekühlt. Die Kühlung könnte auch in einem externen HEX erfolgen (Strom H5).

## 16 Energy Targeting von Batch-Prozessen

### 16.1 Einleitung

Das Energy Targeting bezweckt die Suche, Analyse und Vorselektion von „vielversprechenden“ Varianten der Wärmeübertragung. Durch Vergleichen von berechneten Energie-Zielwerten wird entschieden, ob eine Variante (im Supertargeting) vertieft werden soll. Die Energie-Zielwerte im Energy Targeting basieren auf geschätzten  $\Delta T_{min}$ -Werten.

Die Wirtschaftlichkeit der Varianten kann bereits im Energy Targeting sehr grob evaluiert werden, indem das geschätzte Einsparpotenzial (aus den Energie-Zielwerten) einem Soll-Payback und den resultierenden maximalen Investitionskosten gegenübergestellt wird: Bei einem berechneten Einsparpotenzial von z.B. 5'000 kWh/a bzw. ca. 500 CHF/a (bei Energiekosten von 0.1 CHF/kWh) stehen bei einem Soll-Payback von 3 Jahren nur 1'500 CHF als Investition für eine wirtschaftliche Umsetzung der Massnahme zur Verfügung – eine u.U. unrealistische Vorgabe.

### 16.2 Grundsatzentscheid Speicherung

Bei der Optimierung von Batch-Prozessen wird grundsätzlich zwischen **direkter Wärmeübertragung** und **indirekter Wärmeübertragung mit Speicherung** unterschieden. Die direkte Wärmeübertragung wird in diesem Kapitel behandelt und beschreibt wie bei den kontinuierlichen Prozessen die unmittelbare Wärmeübertragung zwischen zwei Strömen. Sie wird je TS untersucht. Die indirekte Wärmeübertragung mit Speicherung wird mittels ISSP auf Basis von Strömen analysiert und wird in Kapitel 17 erläutert.

Die Entscheidung, ob für die Optimierung eines Batch-Prozesses direkte Wärmeübertragung überhaupt in Frage kommt, muss so früh als möglich getroffen werden.

Folgende Kriterien sprechen für eine ausschliesslich indirekte Wärmeübertragung mit Speicherung:

1. Die Beibehaltung von Flexibilität hat oberste Priorität und kann durch die „Verknüpfung“ von verschiedenen Strömen mittels direkter Wärmeübertragung nicht gewährleistet werden.
2. Technische und praktische Rahmenbedingungen (z.B. Regelaufwand, Schwierigkeiten beim Anfahren/Abstellen, Leistungsschwankungen etc.) schränken die direkte Wärmeübertragung zu stark ein.
3. Der Zeitplan ist variabel mit signifikanten Änderungen in der Grössenordnung von TSS<sup>21</sup>.
4. Das direkte Wärmeübertragungspotenzial ist, auch nach Ausschöpfen der Rescheduling-Potenziale, zu gering und das Potential mittels Speicherung ist deutlich grösser.

Die ersten drei Kriterien können ohne Blick auf das Energy Targeting abgeklärt werden. Zur Überprüfung der vierten Bedingung sollen das Time Slice Model und das Time Average Model beigezogen werden.

### 16.3 Analyseperiode

Die direkte Wärmeübertragung in Batch-Prozessen wird innerhalb einer sich wiederholenden Zeitperiode betrachtet. Falls sich die Batches zeitlich überlappen, ist dies i.d.R. die sogenannte EROP (siehe Abschnitt 14.3.2), d.h. die sich zyklisch wiederholende Betriebsperiode ohne Startup und Shutdown. Ohne zeitliche Überlappung wird ein einzelner Batch (mit  $N$  Wiederholungen im Jahr) betrachtet. Durch die Betrachtung des zyklischen Betriebs ist sichergestellt, dass die platzierten HEXs eine vergleichsweise hohe Betriebszeit haben, da sie mehrmals pro Jahr identisch genutzt werden können.

Falls die Anzahl sich überlappender Batches gar kein Erreichen der EROP erlaubt, dann sollte der

<sup>21</sup> Das Time Slice Model kann in diesem Fall verwendet werden, um den Einfluss von Variationen des Zeitplans auf das direkte Wärmeübertragungspotenzial abzuschätzen. Unter Umständen existieren einzelne Ströme mit einem signifikanten (direkten) Wärmeübertragungspotenzial und verhältnismässig geringer zeitlicher Variation (z.B. Verdampfer/Kondensator). Diese Ströme können mittels direkter Wärmeübertragung optimiert werden, sofern sie im Hinblick auf die gesamte Anlage nicht Wärme durch den Pinch übertragen (siehe Abschnitt 16.4.2 (TAM)).

gesamte Produktionszyklus inkl. Startup und Shutdown betrachtet werden. In der Folge wird die Anzahl TSs meist sehr hoch und die Wärmeübertragung teuer (viele HEXs mit kurzen Betriebszeiten). In diesem Fall ist es besonders wichtig, das Problem mit geeigneten Kriterien zu vereinfachen und sich auf die wichtigsten TSs zu konzentrieren.

## 16.4 Methoden und Hilfsmittel

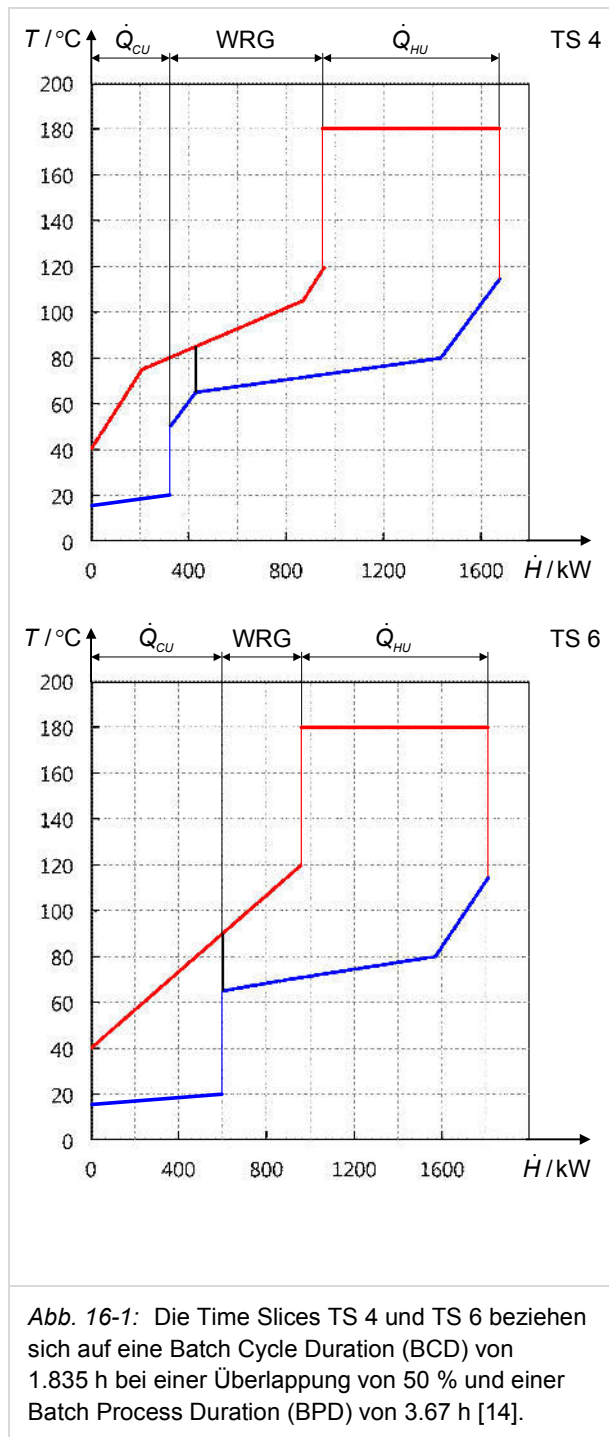
### 16.4.1 Time Slice Model (TSM)

Die wichtigste Methode zum Energy Targeting von direkter Wärmeübertragung in Batch-Prozessen ist das Time Slice Model (TSM). Es zerlegt die sich zyklisch wiederholende Betriebsperiode in TSs und ist darum nur für Batch-Prozesse anwendbar, die einen ausreichend stabilen Zeitplan haben (siehe z.B. Abb. 14-5).

TSs haben, genau wie ein OC bei kontinuierlichen Prozessen, ihre eigenen CCs (in kW) und ihr eigenes  $\Delta T_{min}$ . In Anbetracht der Ähnlichkeiten zwischen TSs und OCs können die in Kapitel 5 und 13 vorgestellten Methoden und Hilfsmittel für die direkte Wärmeübertragung auch für die Analyse von Batch-Prozessen verwendet werden. Ein TS wird sozusagen als OC mit geringer Dauer betrachtet.

Aus energetischer Sicht ist die direkte Wärmeübertragung dann vielversprechend, wenn es viele TSs mit Hot und Cold Streams gibt, deren Temperaturprofil für eine direkte Wärmeübertragung geeignet ist (d.h. wenn die Ströme gut „synchronisiert“ sind). Die „Synchronisierung“ kann bis zu einem gewissen Grad über Rescheduling oder die Transformation von zeitlich variablen zu zeitlich konstanten Strömen verbessert werden (siehe Abschnitt 15.4).

Abbildung 16-1 zeigt zwei beispielhafte TSs, welche aus dem im Kapitel 14 eingeführten Fallbeispiel gemäss Abbildung 14-4 resultieren.



Der  $\Delta T_{min}$ -Wert je TS wird im Energy Targeting grob geschätzt. Da in verschiedenen TSs HEX-Fläche wiederverwendet werden kann (analog zu der Wiederverwendung von HEX-Fläche in OCs, Kapitel 13) ist eine realistische Abschätzung des Werts zu diesem Zeitpunkt aber schwierig.

Abhilfe schafft das sogenannte MOC Supertargeting (siehe Kapitel 18), in welchem die  $\Delta T_{min}$ -Werte

je TS unter Berücksichtigung der wiederverwendbaren HEX-Fläche kostenoptimiert werden können.

Das MOC Supertargeting benötigt viel Rechenzeit, welche überproportional mit der Anzahl TSs steigt. Zudem steigt mit vielen TSs auch die Komplexität des HEN Design. Aus diesem Grund ist es angebracht, das TSM im Energy Targeting zu vereinfachen.

### Vereinfachung des TSM

Ziel der Vereinfachung des TSM ist eine Konzentration auf TSs mit hohem Potenzial für *direkte* Wärmeübertragung.

Ist eine der folgenden Bedingungen erfüllt, können TSs von einer direkten Wärmeübertragung ausgeschlossen werden:

1. Ein TS enthält nur Hot oder nur Cold Streams
2. Das Wärmeübertragungspotenzial innerhalb eines TS ist sehr gering (in kWh/TS bzw. kWh/a)
3. Der TS ist zu kurz (z.B. nur wenige Sekunden oder Minuten)
4. Die Hot CC in einem TS ist kälter als die Cold CC

In der Regel kann alleine durch obige Vereinfachungen die Anzahl der TSs, welche für eine direkte Wärmeübertragung weiter betrachtet werden sollen, halbiert werden. Die ausgeschlossenen Ströme können für die Analyse von Speichersystemen weiterverwendet werden.

#### 16.4.2 Time Average Model (TAM)

Das Time Average Model TAM ist der einfachste Ansatz zur Analyse der maximalen, idealen Wärmeübertragung innerhalb eines Batch-Prozesses. Die Energie-Zielwerte des TAM werden primär genutzt, um sie denjenigen des TSM gegenüberzustellen: Je grösser der Unterschied, umso eher lohnt sich eine detaillierte Analyse der indirekten Wärmeübertragung mit Speicherung.

**Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** stellt die TAM CCs für die Zeitdauer eines

Batches dar. Grundlage ist der in Kapitel 14 eingeführte Batch-Prozess gemäss Abb. 14.4 und die im Kapitel 15 erarbeitete Stromtabelle gemäss Tab. 15.1.

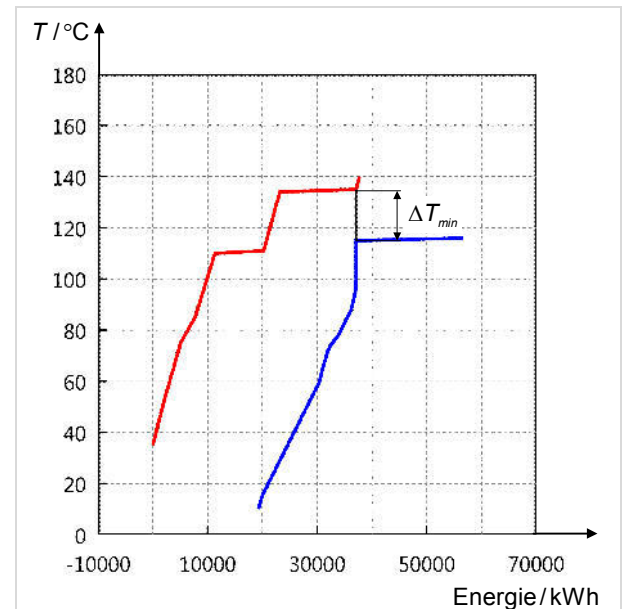


Abb. 16-2: CCs gemäss Time Average Model TAM mit einem  $\Delta T_{min}$  von 20 K.

Das TAM betrachtet die sich zyklisch wiederholende Periode eines Batch-Prozesses (SROP) und stellt die Energie (kWh) anstelle der Leistung (kW) der vorkommenden Ströme dar. Damit «tut es so», als ob sämtliche Ströme zeitgleich auftreten würden, was abgesehen von Strömen im gleichen TS natürlich nicht der Fall ist. Die Energie-Zielwerte des TAM können theoretisch mittels indirekter Wärmeübertragung und Speicherung erreicht werden. Das TAM liefert keine Flächen- oder Kostenziele und berücksichtigt zudem die technische Machbarkeit nicht.

Das TAM wendet für jeden involvierten Strom dasselbe „globale“  $\Delta T_{min}$  an, welches in erster Näherung etwa doppelt so gross gewählt werden kann wie bei entsprechender direkter Wärmeübertragung<sup>22</sup>. Das Vorgehen eines „globalen“  $\Delta T_{min}$  ist für die Erstellung der CCs eines kontinuierlichen Prozesses vertretbar, da alle Ströme gleichzeitig existieren. Für Batch-Prozesse ist es aber intuitiv verständlich, dass ein Strom mit z.B. sehr kurzer Dauer in einem SROP geringere Bedeutung haben sollte

<sup>22</sup> Das Energieziel des TAM kann nur mittels Energiespeicherung erreicht werden. Es ist darum ein  $\Delta T$  von den Hot

Streams zum Speicher und vom Speicher zu den Cold streams notwendig.

als ein Strom, welcher während der gesamten Batchdauer existiert.

Trotz aller Limitierungen sind die Energieziele des TAM ein erster nützlicher Hinweis auf die Bedeutung der direkten oder indirekten Wärmeübertragung mit Speicherung. Die Form der TAM CCs erlaubt zudem bei einer Sanierung die Identifizierung von direkten HEXs, welche (evtl. innerhalb eines TS gut platziert sind, jedoch) im Hinblick auf den gesamten Batch-Prozess Wärme durch den Pinch übertragen. Des Weiteren geben die TAM CCs Hinweise auf das Potenzial durch Rescheduling, aber auch auf mögliche Betriebstemperaturen von ZKs und Speichern sowie auf energetisch günstige Prozessänderungen.

#### 16.4.3 Vergleich TSM und TAM

Nachfolgende Abbildung zeigt beispielhaft das theoretische Energieziel gemäss TAM (grün, rechts) sowie die direkten Wärmerückgewinnungspotentiale je TS (blau).

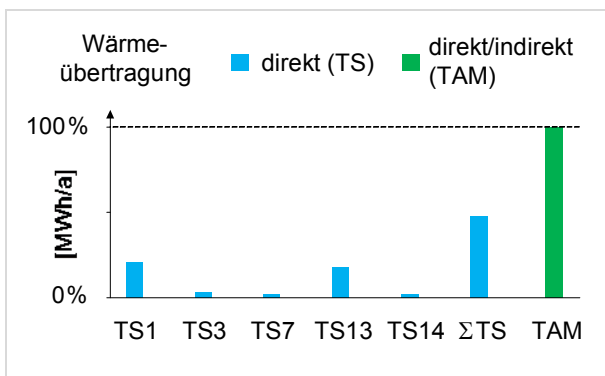


Abb. 16-3: Vergleich des Wärmeübertragungspotenzials auf Basis des TSM und TAM.

Von den insgesamt 14 TSs ist direkte Wärmerückgewinnung nur in 5 TSs überhaupt möglich. Das Potential in den TSs 3, 7 und 14 ist vernachlässigbar. Eine direkte Wärmerückgewinnung sollte sich demnach auf die beiden TSs 1 und 13 konzentrieren. Ist diese technisch und wirtschaftlich machbar, kann damit rund die Hälfte des theoretischen Wärmerückgewinnungspotentials erschlossen werden. Für die andere Hälfte wäre mangels Gleichzeitigkeit Energiespeicherung notwendig.

Offensichtlich hängen die in Abbildung 16-3 beschriebenen Energieziele von bestimmten  $\Delta T_{min}$ -Werten ab, welche im Energy Targeting für TSM und TAM vernünftig und v.a. auch konsistent geschätzt werden müssen, um vergleichbar zu sein.

Als erste Näherung werden Erfahrungswerte verwendet, welche aber evtl. im Supertargeting bestätigt werden sollten. Vor allem bei Reversed Utilities (d.h. wenn z.B. ein Cold Stream vollständig „unter einen Hot Stream passt“), soll der Effekt von unterschiedlichen  $\Delta T_{min}$ -Werten auf das direkte und indirekte Wärmeübertragungspotenzial überprüft werden.

Der Vergleich zwischen den Energiezielwerten von TSM und TAM gibt einen guten Anhaltspunkt über die Bedeutung von direkter Wärmerückgewinnung oder von Energiespeicherung. Zusammen mit praktischen Überlegungen zu Kosten, Komplexität und technischen Herausforderungen (Kontrolle, Regelungstechnik, Platz für Speicher etc.) kann darauf aufbauend die vielversprechendste Optimierungsstrategie festgelegt werden.

#### 16.4.4 Pinch Temperature Diagram

Die Ströme oder TSs, welche für eine direkte Wärmeübertragung ausgeschlossen wurden, können für die Analyse des indirekten Wärmeübertragungspotenzials weiterverwendet werden.

Zudem kann auch in TSs, in welchen direkte Wärmeübertragung möglich ist, Wärmeüberschuss (Source) oder Wärmedefizit (Sink) „übrig bleiben“. Diese können ebenfalls für die anschließende Analyse der indirekten Wärmeübertragung (mit Speicherung) weiterverwendet werden.

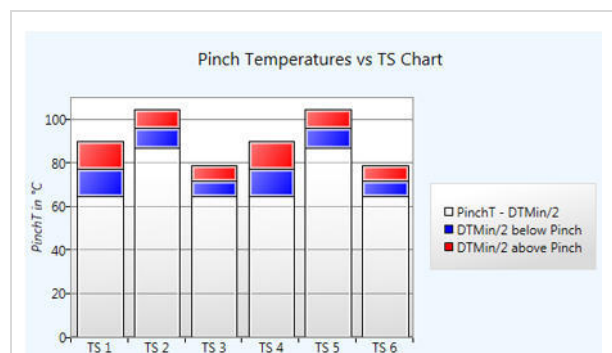


Abb. 16-4: Pinch-Temperature Diagram zur qualitativen Analyse der Eignung von Time Slices für indirekte Wärmeübertragung.

Das Pinch Temperature Diagram (siehe **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.**) bietet eine qualitative Information über die Eignung eines TS für indirekte Wärmeübertragung: TSs mit hoher Temperatur (wie z.B. TS2) sind eher als Sources geeignet, TSs mit tiefer Temperatur (wie



z.B. TS6) eher als Sinks. Die Betrachtung je TS hängt dabei offensichtlich vom gewählten  $\Delta T_{min}$  je TS ab.

#### 16.4.5 Utility Time Graph

Der Utility Time Graph stellt die benötigte Utility-Leistung (Hot und Cold) in Abhängigkeit der Zeit dar (für die ausgewählten  $\Delta T_{min}$  je TS).

Die Darstellung basiert auf TSs und wird vor allem für die Analyse und Reduktion von Utility-Spitzenlasten verwendet, z.B. wenn ein Utility-Spitzenbedarf (in kW) die Produktion verzögert, die Effizienz der Utility-Erzeugung reduziert oder einen Ausbau der Utility-Erzeugung erfordert (z.B. weiterer Heizkessel).

Wird z.B. eine Hot Utility-Spitzenlast gemäss **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** in TS4 identifiziert, dann kann zielgerichtet untersucht werden, ob in TS4 auftretende Hot Streams verfrüht, verzögert oder verlängert werden können (Rescheduling), oder ob z.B. die Spitzenlast durch eine (gesteigerte) WRG reduziert werden kann.

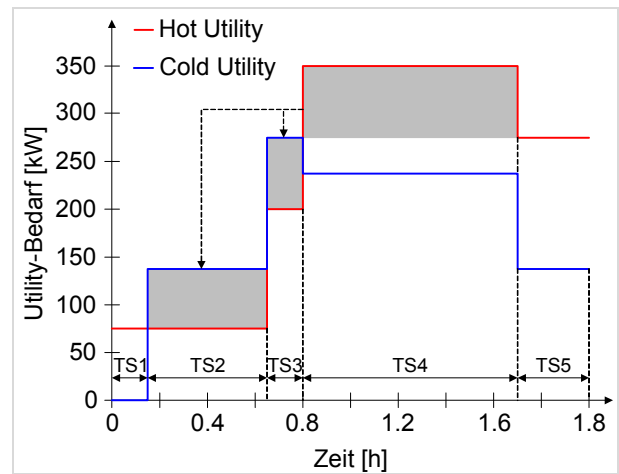


Abb. 16-5: Utility Time Graph.

Anmerkung: Obwohl eine Utility-Spitzenlast in einigen Fällen auch durch z.B. gesteigerte WRG reduziert werden kann, macht der Utility Time Graph keine Aussage über das Wärmeübertragungspotenzial in den verschiedenen Time Slices.

## 17 Identifikation und Dimensionierung von Speichersystemen

### 17.1 Einleitung

In sehr vielen Unternehmen ist der Zeitplan der verschiedenen (Batch-)Prozesse sehr variabel oder der Anspruch an zeitliche Flexibilität so hoch, dass eine indirekte Wärmeübertragung mit Speicherung die einzig mögliche Optimierungsstrategie ist<sup>23</sup>.

Die Investitionskosten der indirekten Wärmeübertragung mit Speicherung sind im Vergleich zur direkten Wärmeübertragung höher. Sind folgende Randbedingungen erfüllt, können dennoch annehmbare Paybackzeiten von 2 bis 7 Jahren erreicht werden:

- Das Energiespeichersystem kann mit einer grossen Anzahl von Lade- und Entladezyklen betrieben werden (tieferes Speichervolumen pro rückgewonnener Energie).
- Ein signifikantes Einsparpotenzial kann (zusätzlich zu der direkten Wärmeübertragung) erschlossen werden, welches die tendenziell hohen Investitionskosten rechtfertigt.
- Der Temperaturbereich der Wärmerückgewinnung liegt im Bereich von wasserbasierten Speichern (geringere Investitionskosten).

Die in diesem Kapitel vorgestellte Methode des „**Indirect Source and Sink Profile**“ ISSP ist eine geänderte Form des TAM, welche eine Auslegung von ZKs und Speichern ermöglicht. Es eignet sich hervorragend zur raschen Identifikation, Dimensionierung und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Energiespeichersystemen in industriellen Unternehmen.

Die Analyse basiert auf sämtlichen Wärmequellen (Sources) und Wärmesenken (Sinks) in einer Anlage. Eine umfassende Messung derer Temperaturen, Leistungen und zeitliches Auftreten liegt meist nicht vor und eine detaillierte Messkampagne ist oft auch nicht kosten-/nutzengerecht. Eine aussagekräftige Wirtschaftlichkeitsbetrachtung inkl. Konzeptentwurf von Speichern und HEN Schema ist aber auf Basis der vorhandenen Grundlagen und

Schätzungen dennoch möglich. Messungen können bei Bedarf nachgeholt werden, wenn der Konzeptentwurf im Detailengineering vertieft wird.

Voraussetzung der Anwendung des ISSP ist eine sich (mehr oder weniger) wiederholende Zeitperiode. Das kann ein sich wiederholender Batch-Prozess (SRQP) oder auch ein „repräsentativer Tag“ oder gar eine „repräsentative Woche“ sein.

Mit der Methode des ISSP werden primär Zwischenkreisläufe mit **Wärmerückgewinnungsspeichern** zur Nutzung von Wärmequellen (Abwärme, Kühlbedarf) und Wärmesenken (Heizbedarf) untersucht. Folgende Fragen werden beantwortet:

- Ist eine wirtschaftliche Energiespeicherung möglich?
- Welche Wärmequellen und Wärmesenken sollen berücksichtigt werden?
- Wie gross ist das Wärmerückgewinnungspotential?
- Auf welchen Temperaturniveaus soll die Speicherung erfolgen und wie gross sind die resultierenden Speichervolumina?
- Welche Wärmeübertrager sind nötig und wie werden sie in das Speicherkonzept eingebunden?
- Wie hoch sind Kosten und Payback der Energiespeicherung?

Das mittels ISSP erarbeitete Speicherkonzept zielt dabei auf Speicher mit ungefähr konstanten Temperaturen (und, im Falle von Schichtspeichern, variablen Schichtdicken). Speicher mit beliebig variablen Temperaturen können nicht mittels ISSP untersucht werden. Sie benötigen ein ausgeklügeltes Speicherkonzept und Regelsystem, um arbiträre Betriebszustände zu vermeiden, bei welchen letztendlich weder Wärme geladen noch entladen werden kann.

Speicher, welche v.a. der Pufferung von Utility dienen (z.B. Heisswasserspeicher im Zusammenhang

<sup>23</sup> Nichtsdestotrotz können vorgängig z.B. Einzelprozesse oder Ströme, welche immer gleichzeitig stattfinden, mittels direkter Wärmeübertragung optimiert werden.

mit Blockheizkraftwerken), können grundsätzlich auch mit der Methode des ISSP betrachtet werden. Sie zielen aber auf verbessertes Teillastverhalten und das Brechen von Spitzenlasten in der Versorgung und erreichen ihre Wirtschaftlichkeit nicht über Wärmerückgewinnung, sondern durch Minderinvestitionen oder Betriebssicherheit in der Energieversorgung.

Nicht im Fokus steht die saisonale Energiespeicherung, welche v.a. für HLK-Anwendungen an Bedeutung gewinnt. Diese ist erstens mit Paybackzeiten von i.d.R. deutlich über 10 Jahren für die Industrie (heute noch) zu teuer. Zweitens sind sowohl Wärmequelle (Solarwärme, Umgebungswärme etc.) und Wärmesenke (Heiz- und Brauchwarmwasserbedarf) sehr gut vorhersagbar und eine Jahressimulation ist zielführender als eine Analyse mittels ISSP. Die Pinch-Methodik kann z.B. genutzt werden, um möglichst bedarfsgerechte Betriebstemperaturen der Solarwärme zu bestimmen.

## 17.2 Energiespeicherung

Bevor in Abschnitt 17.3 im Detail auf die ISSP eingegangen wird, werden nachfolgend die wichtigsten Arten und Grundsätze der Energiespeicherung beschrieben. Es werden nur Energiespeicher mit pumpbaren Energieträgermedien betrachtet.

Es kann zwischen zwei physikalischen Prinzipien unterschieden werden:

- **Latentwärmespeicher** mit sogenannten fest/flüssig Latentwärmematerialien bzw. Phase Change Materials PCMs (z.B. Paraffine, Wasser) oder flüssig/gasförmig PCMs (z.B. Wasser), siehe Abschnitt 17.2.1
- **Sensible Wärmespeicher** mit flüssigen oder festen Materialien, siehe Abschnitt 17.2.2

### 17.2.1 Latentwärmespeicher

Latentwärmespeicher werden primär eingesetzt für die Speicherung von Wärme-/Kälteenergie innerhalb eines engen und konstanten Temperaturbereichs (von wenigen K) und/oder bei einem Bedarf nach hoher Energiespeicherdichte.

Nachfolgend sind beispielhaft drei Varianten der Latentwärmespeicher dargestellt.

Der Eiswasserspeicher in Abbildung 17-1 a) ist der bekannteste Vertreter der fest/flüssig PCM-Speicher. Wasser ist dabei gleichzeitig Energiespeicher und Energieträgermedium. Es wird im Eiswasserspeicher mittels Wasser-Glykollmischung oder Kältemittel (Wärmesenke) gefroren, wobei im Speicher immer auch flüssiges Wasser mit 0 °C verbleibt. Dieses wird extern zirkuliert, über einen abzukühlenden Strom (Wärmequelle) erwärmt und im Eiswasserspeicher wieder gekühlt. Dank der Ausnutzung des Phasenübergangs ist die Energiespeicherdichte in kWh/m<sup>3</sup> eines Eiswasserspeichers rund 40 mal höher als diejenige eines Kaltwasserspeichers mit einer Temperaturspreizung von 2 K (zwischen  $T_1$  und  $T_3$ ).

Abbildung b) zeigt einen Energiespeicher mit sogenannten Phase Change Dispersionen (PCD): Fein im Wasser verteilte Latentwärmematerialien wie z.B. Paraffine, welche beim Schmelzen Wärme aufnehmen und beim Erstarren Wärme abgeben. Die Energiespeicherung funktioniert wie bei einem konventionellen Wasserspeicher, hat durch die Latentwärmematerialien aber eine höhere Energiespeicherdichte bei einer bestimmten Phasenübergangstemperatur.

Abbildung c) zeigt einen Speicher mit „PCM-Akkus“ (ähnlich „Eis-Akkus“ im Tiefkühler), welche mit einem fest/flüssig PCM gefüllt sind. Im Gegensatz zu b) können dabei Energiespeicher und Lade-/Entladeleistung nicht unabhängig voneinander dimensioniert werden. Dadurch wird insbesondere das Erstarren des PCM mit hoher Leistung häufig zur Herausforderung.

In Abbildung 17-1 sind jeweils rechts beispielhaft die Temperatur-Enthalpieprofile von Wärmequelle, Wärmesenke und Zwischenkreisläufen dargestellt. Bei a) und b) entspricht die Temperatur im Zwischenkreislauf annähernd der Temperatur der Phasenänderung. Bei Variante c) ist zusätzliches treibendes Temperaturgefälle zwischen externem Zwischenkreislauf und Phasenänderungstemperatur des PCM notwendig.

Anwendungsschwierigkeiten und Forschungsschwerpunkte bei PCMs sind u.a. Unterkühlung, Wärmeleitfähigkeit des Speichermaterials, Volumenänderung bei Phasenwechsel sowie Korrosion.

Der bekannteste Vertreter der flüssig/gasförmig PCMs ist der Ruths-Dampfspeicher. Ein wärmeiso-

lierter Stahlbehälter ist zu 90-95% mit Wasser gefüllt und wird mit Frisch- oder Abdampf erhitzt, wodurch Druck und Temperatur steigen. Wird Wasserdampf entnommen, sinkt der Druck und es kommt automatisch zu Nachverdampfung, bis sich Druck und Temperatur wieder im Gleichgewicht befinden. Zwischen z.B. 12 bar(a) (bzw. ca. 188 °C) und 5 bar(a) (bzw. ca. 152 °C) können pro m<sup>3</sup> Heisswasser knapp 60 kg Dampf erzeugt werden. Die Energiespeicherdichte von Dampfspeichern ist etwa gleich gross wie diejenige von Wasserspeichern (es wird faktisch ja auch Heisswasser unter Druck gespeichert).

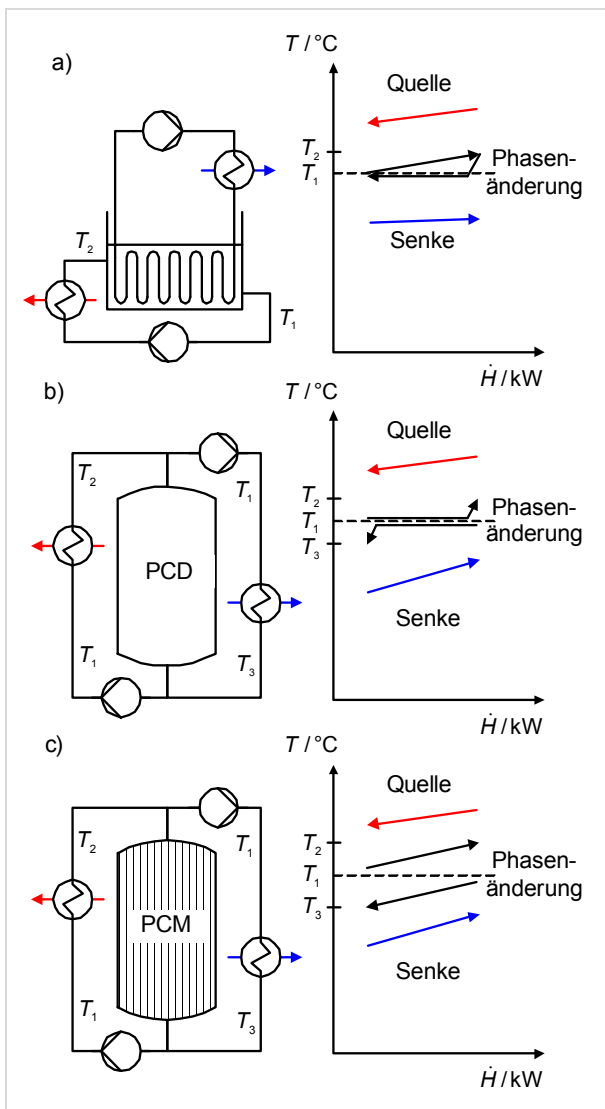


Abb. 17-1: Vereinfachte Darstellung von Latentwärmespeichern mit ZKs. a) Eiswasserspeicher b) Speicher mit „Phase Change Dispersion“ c) Speicher mit „PCM-Akkus“

## 17.2.2 Sensible Wärmespeicher

Die sensible Wärmespeicherung ist die am weitesten verbreitete Art der Wärmespeicherung. Bei gleichbleibendem Volumen ist die Wärmekapazität von sensiblen Wärmespeichern proportional zur Temperaturdifferenz zwischen der heissen und kalten Seite des Speichers.

Nachfolgend werden nur sensible Wärmespeicher mit flüssigem Energiespeichermedium betrachtet, welches gleichzeitig auch als Energieträgermedium dient.

Sensible Wärmespeicher sind geeignet für Wärmespeicherung innerhalb einer grösseren Temperaturdifferenz (z.B. 10 K und mehr).

Es gibt zwei Hauptarten der sensiblen Wärmespeicherung:

- Geschlossene Speicher mit oder ohne Schichtung
- Gegen Atmosphäre offene Speicher mit fixer Temperatur und variabler Masse (sogenannte FTVM-Speicher)

### Geschlossene Speicher

Zum besseren Verständnis der Eigenheiten von verschiedenen Speichervarianten wird nachfolgend ein beispielhaftes Wärmerückgewinnungsszenario besprochen (Abbildung 17-2). In allen Varianten sei ein Druckluftkompressor die Wärmequelle und ein aufzuheizender Produktstrom von 20 auf 45°C die Wärmesenke. Der Druckluftkompressor kann 100 % seiner Abwärme auf 60 °C an den Rückkühlkreislauf abgeben, sofern die Vorlauftemperatur zum Kompressor maximal 35 °C betrage. Bei höheren Temperaturen erfolgt automatisch eine zusätzliche Luftrückkühlung. Die Temperatur zum Startzeitpunkt der Ladung (Wärmeeintrag) sei in allen Speichern uniform 30 °C, der Speicher sei damit vollständig entladen. Es finde zuerst eine „halbe“ Speicherladung statt (links), anschliessend eine „viertel“ Entladung (Mitte) und danach erneut eine „viertel“ Speicherladung (rechts). „Halb“ bzw. „viertel“ heisst dabei, dass die Zeit/Energie/Leistung theoretisch für 50% bzw. 25% einer vollständigen Ladung/Entladung des Speichers reicht. Die Farben in den Speichern entsprechen den Temperaturen nach der jeweiligen Ladung/Entladung.

Die Reihenfolge der Varianten entspricht dem Wärmerückgewinnungs- bzw. Wärmespeicherpotential bei gegebenem Speichervolumen.

In den Varianten 1), 2) und 3a) sind Druckluft-Rückkühlung und WRG-Speicher hydraulisch voneinander getrennt, die Varianten eignen sich damit

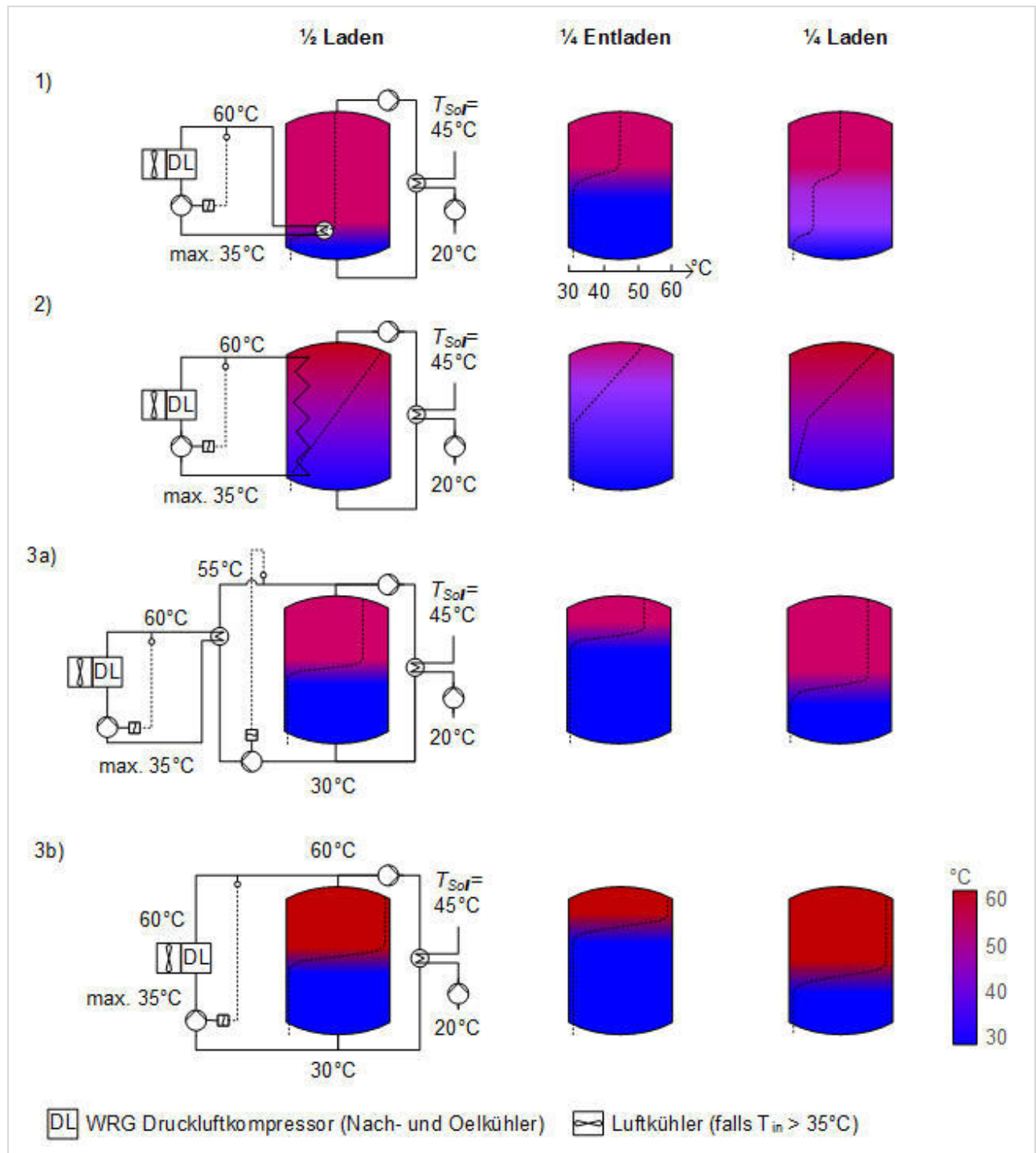


Abb. 17-2: Darstellung von verschiedene Speichervarianten zur Nutzung von Druckluft-Abwärme für die Erwärmung eines Produktstroms. Links: Temperaturprofile im Speicher nach einer „halben“ Ladung. Mitte: Temperaturprofile im Speicher nach einer darauffolgenden „viertel“ Entladung. Rechts: Temperaturprofile im Speicher nach einer darauffolgenden „viertel“ Ladung.

u.a. für eine Brauchwarmwassererwärmung, welche in 3b) nur mit einem Sicherheitswärmetauscher mit Sperrmedium möglich wäre.

Bei **Variante 1)** wird der gesamte Speicher mittels Rohrbündelwärmeübertrager im unteren Bereich des Speichers geladen. Durch das Aufsteigen des warmen Wassers im Speicher kommt es rasch zu einer **vollständigen Durchmischung („Rührspeicher“)**, was exergetisch und in der Folge auch energetisch ungünstig ist. Im Beispiel in Abbildung 1) hat der Speicher nach etwa halber Ladung eine uniforme Temperatur von ca. 45 °C. Dies hat zwei entscheidende Nachteile: Zum einen wird damit ein Teil der Druckluft-Abwärme über den Rückkühler abgeführt und die WRG-Leistung sinkt<sup>24</sup>. Zum anderen steht die gespeicherte Abwärme auf lediglich ca. 45°C zur Verfügung. Damit kann die Wärmesenke nicht auf Solltemperatur von 45°C erwärmt werden und das Wärmerückgewinnungspotential wird reduziert. Je nach Lade- und Entladerhythmus stellen sich im Speicher unterschiedliche Temperaturen ein (siehe Abbildung 1) rechts), welche eine konstante Erwärmung des Produktstroms erschweren.

In **Variante 2)** wird der Speicher mittels innenliegendem Wärmeübertrager (über die gesamte Speicherhöhe) geladen. Damit wird zwar im oberen Speicherbereich eine hohe Ladetemperatur erreicht, diese reduziert sich aber nach unten kontinuierlich und es resultiert ein linearer Temperaturverlauf. Die Produkterwärmung von 20 auf 45°C ist damit zu Beginn der Speicherentladung möglich, die Vorlauftemperatur aus dem Speicher reduziert sich dann aber kontinuierlich und fällt nach kurzer Zeit unter 45°C, womit eine vollständige Produkterwärmung nicht mehr gewährleistet ist.

Durch die direkte Kopplung von Wärmeübertrager und Speicher gemäss den Varianten 1) und 2) wird zudem das Speichersystem und dessen Regelung unflexibel, was vor allem bei ständig wechselnden Anforderungen in der Industrie ein Nachteil ist.

Wichtiger Grundsatz für effiziente und flexible Energiespeicher: keine Wärmeübertrager im Speicher!

Die **Varianten 3a) und 3b)** beschreiben einen **Schichtspeicher**, wobei die Wärmeübertragung mittels **externem Wärmeübertrager in einem Zwischenkreis (ZK)** erfolgt. Der externe Wärmeübertrager kann im Gegenstrom gefahren werden und ermöglicht so eine maximale Ausnutzung des treibenden Temperaturgefälles. Damit kann bei der Speicherladung nach 3) eine konstante und hohe Vorlauftemperatur in den Speicher gewährleistet werden. Gleichzeitig wird im unteren Bereich des Speichers die Temperatur von 30°C gehalten. Aufgrund der Temperaturunterschiede entsteht ein geschichteter Speicher mit Thermokline. Dies hat im Anschauungsbeispiel zwei entscheidende Vorteile: Zum einen kann der Druckluftkompressor konstant mit tiefstmöglicher Temperatur rückgekühlt werden (effiziente Rückkühlung) und die Rückkühlung kann auch dann noch erfolgen, wenn der Schichtspeicher schon fast geladen ist (maximaler Energieeintrag in den Speicher). Zum anderen steht die gesamte Abwärme jeweils auf maximalem Temperaturniveau zur Verfügung und die 45°C Produkttemperatur im Beispiel können zu jeder Zeit erreicht werden.

Vorteile Schichtspeicher und externe Wärmeübertrager im Vergleich zu Speichern mit innenliegenden Wärmeübertragern:

- Maximale Ausnutzung der verfügbaren Temperaturgradienten
- Höhere Leistungen bei gleicher Wärmeübertragerfläche erreichbar
- Höhere Energiespeicherkapazität
- Höheres Wärmerückgewinnungspotential
- Konstante Betriebstemperaturen bei beliebigem Ladezustand
- Gleichzeitige Nutzung von beliebig vielen Wärmequellen und –senken möglich
- Flexibilität bei ändernden Anforderungen an den Speicher

Nachteilig ist der höhere Regelaufwand in den ZKs. Voraussetzung für einen funktionierenden Betrieb

<sup>24</sup> Wäre anstelle des Druckluftkompressors z.T. eine Kältemaschine die Abwärmequelle, könnte eine höhere

Rückkühltemperatur gar deren Effizienz beeinträchtigen (höhere Kondensationstemperatur wäre nötig).

ist eine gute Schichtung im Speicher, worauf in Abschnitt 17.2.3 eingegangen wird.

In der Software PinCH 3.0 ist aufgrund obiger Vorteile eine Analyse von Schichtspeichern gemäss 3a) oder 3b) möglich.

Die nachfolgende Abbildung 17-3 zeigt einen Schichtspeicher analog zu Variante 3b), diesmal mit mehreren Wärmequellen und Wärmesenken. Wichtiges Detail: Da die Wärmequellen und Wärmesenken in der Regel nicht gleichzeitig auftreten, können sie NICHT in Serie geschaltet werden. Sie werden parallel an den Speicher angeschlossen und es muss jeder Strom, welcher zum Laden/Entladen des Speichers beiträgt, den ZK von  $T_{low}$  auf  $T_{high}$  erwärmen oder von  $T_{high}$  auf  $T_{low}$  kühlen können<sup>25</sup>. Diese Voraussetzung ist für das weitere Verständnis der Platzierung von Speichern wichtig!

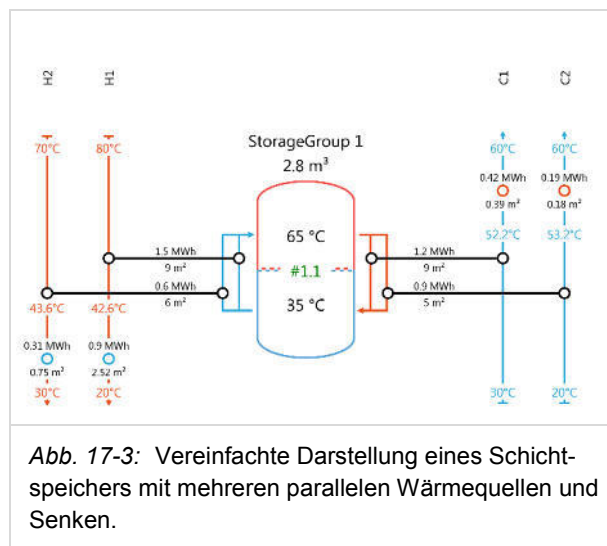


Abb. 17-3: Vereinfachte Darstellung eines Schichtspeichers mit mehreren parallelen Wärmequellen und Senken.

### FTVM-Speicher

Gegen Atmosphäre offene Speicher sind vor allem für Rückkühlanwendungen bekannt: Warmes Kühlwasser wird in einem Becken mit  $T_{high}$  gespeichert, anschliessend über einen Kühlturm gekühlt und in ein zweites Becken mit  $T_{low}$  geleitet, wo es wieder für die verschiedenen Kühlanforderungen zur Verfügung steht.

Offene Speicher können auch als klassische Wärmerückgewinnungsspeicher genutzt werden: So

wird z.B. in Brauereien das Wasser mit  $T_{low}$  wie in Abbildung 17-4 dargestellt zur Kühlung von Wärmequellen und das Wasser mit  $T_{high}$  zur Erwärmung von Wärmesenken verwendet. Durch die Ungleichzeitigkeit von Laden und Entladen ist der Füllstand in den Becken variabel. Man spricht darum auch von Speichern mit **fixer Temperatur und variabler Masse oder FTVM-Speichern**.

FTVM-Speicher benötigen im Vergleich zu Schichtspeichern ein grösseres Speichervolumen, sie lassen sich aber einfacher betreiben und sind für sehr grosse Umwälzmengen und/oder kleine Temperaturhübe geeignet. Da sie unter atmosphärischen Bedingungen betrieben werden, sind Speichertemperaturen über 100 °C zumindest mit Wasser nicht möglich.

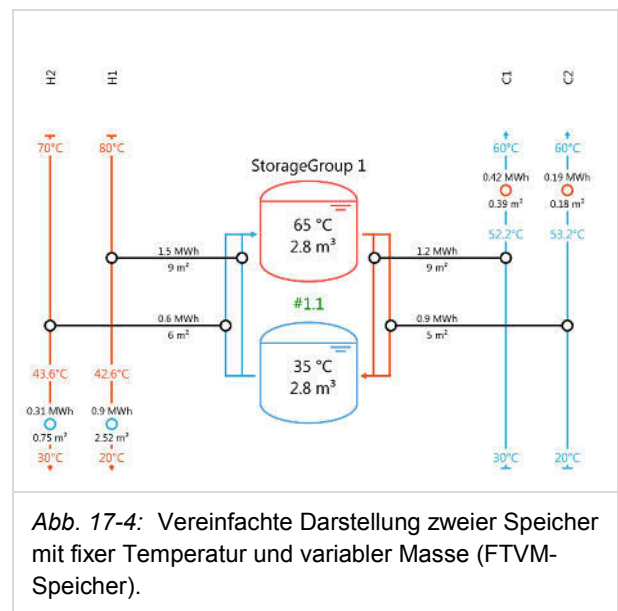


Abb. 17-4: Vereinfachte Darstellung zweier Speicher mit fixer Temperatur und variabler Masse (FTVM-Speicher).

Für weiterführende Details sei an dieser Stelle auf [12] verwiesen.

### 17.2.3 Laden/Entladen von Schichtspeichern bei variablen Bedingungen

Wie in obigem Abschnitt erläutert, wird für einen effizienten Energiespeicher in der Industrie ein Schichtspeicher mit möglichst exakter Schichtung angestrebt. Die Eintrittstemperaturen in die jeweiligen Speicherschichten sollen dabei soweit möglich

<sup>25</sup> Es gibt einige Ausnahmen, der ZK kann z.B. durch Nachwärmen oder Nachkühlen auf Solltemperatur gebracht werden.

konstant gehalten werden. Dies sollte in erster Priorität regeltechnisch über die ZKs und Wärmeübertrager erfolgen (z.B. mit drehzahlgeregelten Pumpen und Beimischgruppen).

Es ist jedoch nicht immer möglich, variable Betriebsbedingungen regeltechnisch auszugleichen. Verschiedene Hilfsmittel unterstützen eine temperaturgerechte Ladung/Entladung möglichst ohne Durchmischung. Sie sind in der folgenden Abbildung 17-5 beispielhaft erläutert und werden in der Regel nicht alle gemeinsam eingesetzt.

① Ladelanze für automatisches stufenloses Einschichten, falls die Soll-Eintrittstemperatur in den Tank beim Laden nicht immer konstant gehalten werden kann.

② Ladelanze zum automatischen stufenlosen Einschichten in den Speicher, falls die Rücklauftemperatur in den Speicher nach der Entladung nicht immer konstant gehalten werden kann.

③ Automatische stufenlose Einschichtung in den Speicher durch z.B. Schichtkegel. Es existieren verschiedene Umsetzungsarten dieser automatischen Einschichtung.

④ Einschichtung über Stellventile (Ein/Aus) in Abhängigkeit der Eintrittstemperatur und den Temperaturen im Schichtspeicher.

Die Hilfsmittel ①, ②, ③ und ④ können auch ohne variable Temperaturen notwendig sein, wenn der Speicher z.B. mehrere Schichten hat und diese sich während dem Laden/Entladen stark nach oben oder unten bewegen.

⑤ Direkte Verbindung von Wärmequelle und Wärmesenke, um den „Umweg“ über den Speicher und ungewollte Mischeffekte zu vermeiden.

⑥ Entladung über Mischventile, welche in Abhängigkeit der Temperaturen im Speicher die Solltemperatur mischen. Merke: Mischen bedeutet Exergieverlust.

⑦ Einströmdämpfer/Prallplatte zur Vermeidung der Durchmischung und in der Folge zum Erhalt der Temperatur-Schichtung.

⑧ Wärmesiphons, Konvektionssperren oder Konvektionsbremsen bei den Speicheranschlüssen zur (teilweisen) Verhinderung von rohrinterner Gegenstromzirkulation bei abgeschalteten Lade- und Entladepumpen. Damit wird verhindert, dass vorgängig

in den Leitungen erkaltetes Wasser in den Speicher strömt und dort «nach unten fällt» (Wasserfall).

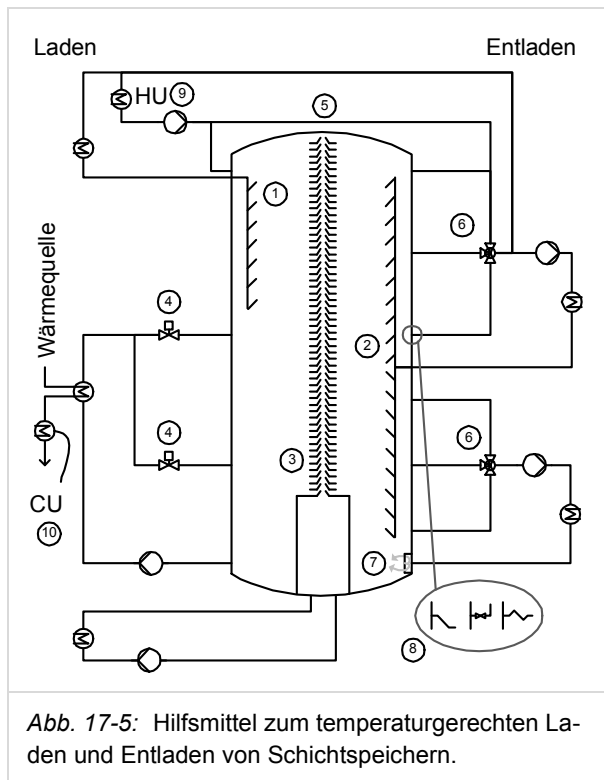
Z.T. kommen auch horizontale Trennschichten im Speicher zum Einsatz, um eine hydraulische Trennwirkung zwischen den verschiedenen Schichten zu erreichen.

Sollten die Bedingungen im Speicher trotz allen Massnahmen nicht konstant gehalten werden können, gibt es zusätzlich die Möglichkeit der sogenannten Utility-Kompensation zum Ausgleichen von Wärmeüberschuss oder –defizit. Am weitesten verbreitet sind:

- Hot Utility (HU) im oberen Speicherbereich (siehe ⑨) bzw. Cold Utility (CU) im unteren Bereich
- Utility-Kompensation auf den Strömen selber mittels HU oder CU Wärmeübertragern nach dem ZK-Wärmeübertrager (siehe ⑩)

In der Industrie sind oft deutlich höhere Lade- und Entladeleistungen nötig als in der Gebäudetechnik. Dadurch erhöht sich der umzuwälzende Massenfluss und auch die Gefahr einer Durchmischung des Speichers – trotz Verwendung von Hilfsmitteln zur Schichtung. Möglichst konstante Eintrittstemperaturen in den Speicher sind darum wichtig und die Zwischenkreisläufe und deren Anschlüsse an den Speicher müssen sorgfältig durchdacht werden (Zweischichtspeicher sind z.B. einfacher zu handhaben als Mehrschichtspeicher). Die Methode des ISSP liefert die Grundlagen dafür.





### 17.3 Indirect Source and Sink Profile (ISSP)

#### 17.3.1 Einleitung

Das Indirect Source and Sink Profile ISSP ist eine Gesamtsicht sämtlicher Wärmequellen (Sources) und Wärmesenken (Sinks) innerhalb einer sich wiederholenden Zeitperiode.

Die sich wiederholende Zeitperiode kann ein einzelner Batch, ein SROP oder auch ein „repräsentativer Tag“ oder eine „repräsentative Woche“ sein<sup>26</sup>.

Das ISSP wird wie das TAM (siehe Abschnitt 16.4.2) direkt aus den Strömen und deren Zeitplan hergeleitet und in Energie (kWh) anstelle von Leistung (kW) dargestellt. Im Gegensatz zum TAM hat beim ISSP jeder einzelne Strom ein eigenes  $\Delta T_{mins}$ . Mittels  $\Delta T_{mins}$  wird die Relevanz eines Stroms  $s$  für indirekte Wärmeübertragung gewichtet: Je grösser der  $\Delta T_{mins}$ -Wert je Strom, umso stärker bewegt sich ein Hot Stream an das untere Ende des Source Profile und ein Cold Stream an das obere Ende des Sink Profile. Das  $\Delta T_{mins}$  berechnet sich aus der

Dauer  $d_s$  des Stroms und aus dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_s$  (siehe Anhang X): Je geringer  $d_s$  und  $\alpha_s$ , umso grösser  $\Delta T_{mins}$ .

Normalerweise gibt es mehrere Ströme mit unterschiedlichen Leistungen und Temperaturen, welche für Energiespeicherung in Frage kommen. Dadurch kann ein Speichersystem entweder nicht mit lediglich 2 Temperaturniveaus umgesetzt werden und es sind mehrere Zwischenkreisläufe (ZKs) notwendig. Oder es sind gezielte Vereinfachungen des Speichersystems nötig, ohne dabei signifikant Einsparpotential zu verlieren. In beiden Fällen ist ein systematisches Vorgehen erforderlich, um folgende Fragen zu beantworten:

- Welche Ströme sollen berücksichtigt werden? Wie gross ist ihr Energiebeitrag zu jedem der ZKs und welche Wärmeübertrager sind dafür notwendig?
- Welches Speichermedium ist sinnvoll?
- Wieviele Speicher bzw. wieviele Temperaturniveaus in den Speichern sind notwendig? Wie kann das System am besten vereinfacht werden?
- Welche Speichertypen sind anwendbar und welches Speichervolumen ist notwendig?
- Wie hoch sind die Investitionskosten und wie gross ist die mögliche Energieeinsparung?

Obige Fragen können mit der Methodik des ISSP beantwortet werden. Unter Einhaltung verschiedener Richtlinien können im ISSP direkt Zwischenkreisläufe ZKs definiert werden, welche wiederum eine Auswahl und Dimensionierung von geeigneten Speichern erlauben. Sind die Energieinhalte und Temperaturniveaus der ZKs und Speicher definiert, ist auch der Beitrag eines jeden Stroms in den ZK bekannt – und in der Folge das Speichervolumen und alle erforderlichen Wärmeübertrager. Dadurch entfällt ein eigentliches HEN Design und das ISSP wird zu einem hervorragenden Werkzeug zur ra-

<sup>26</sup> In der Software PinCH wird in diesem Fall ein „Makro-Batch-Prozess“ definiert: Alle auftretenden Sources und

Sinks innerhalb der sich wiederholenden Zeitperiode werden mit einzelnen  $t_{start}$  und  $t_{stop}$  definiert.

schen Analyse, Dimensionierung und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Energiespeichern in einem.

### 17.3.2 Vom ISSP zum Speichersystem

In Abbildung 17-6 links ist das ISSP für den einfachen Fall von einer Wärmequelle (H1 von 80 auf 20 °C) und einer Wärmesenke (C1 von 30 auf 60 °C) dargestellt. Das Source Profile (bzw. Strom H1) beschreibt ein Abwärmepotential von 2'400 kWh pro sich wiederholender Zeitperiode (z.B. ein Tag), das Sink Profile (bzw. Strom C1) einen Wärmebedarf von 1'610 kWh. Das Leistungsprofil der Ströme über die betrachtete Zeitperiode ist aus dem ISSP nicht ersichtlich, wurde aber in der Stromtabelle definiert und ist, zumindest als grobe Abschätzung, bekannt.

Beide Ströme seien um ein  $\Delta T_{mins}$  von 5 K verschoben (siehe graue Pfeile in Abbildung 17-6 links). Die schwarze durchgezogene Linie zwischen Source Profile und Sink Profile beschreibt einen beispielhaften ZK, welcher 1'000 kWh von H1 aufnimmt, in den Speicher überträgt und 1'000 kWh an C1 abgibt. Rechts ist der resultierende Schichtspeicher dargestellt.

Die Temperaturen in den involvierten Wärmeübertragern ergeben sich aus der Überlappung des Sink Profile und des Source Profile (siehe Abbildung 17-6, links). Zusammen mit dem über die Stromtabelle

bekanntem Leistungsprofil der beiden Ströme können direkt die Wärmeübertragerflächen berechnet werden. Zudem kann bestimmt werden, zu welchem Zeitpunkt der Speicher mit wieviel Energie geladen oder entladen wird. Bei bekannter Temperaturdifferenz zwischen der heißen und der kalten Seite des Speichers ist somit auch das Speichervolumen berechenbar.

### 17.3.3 Interpretation des ISSP

Abb. 17-7 (a) zeigt das ISSP für die Stromtabelle aus Tab mit einem minimalen  $\Delta T_{mins}$  von 3K und einem Exponent  $\gamma$  von 0.5. Die Stromtabelle und die resultierenden stromspezifischen  $\Delta T_{mins}$ -Werte sind in Anhang B dargestellt.

Source und Sink Profile überlappen sich in Abb. 17-7 (a) maximal und berühren sich bei 118°C. Es resultiert ein maximales Wärmeübertragungspotenzial von 3'343 kWh pro sich wiederholender Zeitperiode (in diesem Fall ein Batch). Da zur Darstellung des ISSP sämtliche Ströme um  $\Delta T_{mins}$  verschoben wurden, ist eine Wärmeübertragung auch bei einer Berührung des Source Profile und des Sink Profile noch immer gewährleistet (wenn auch nicht unbedingt wirtschaftlich optimal).

In Abbildung 17-7 (b), (c) und (d) ist die gleiche ISSP mit einer reduzierten Überlappung von 2'500 kWh/Batch dargestellt.

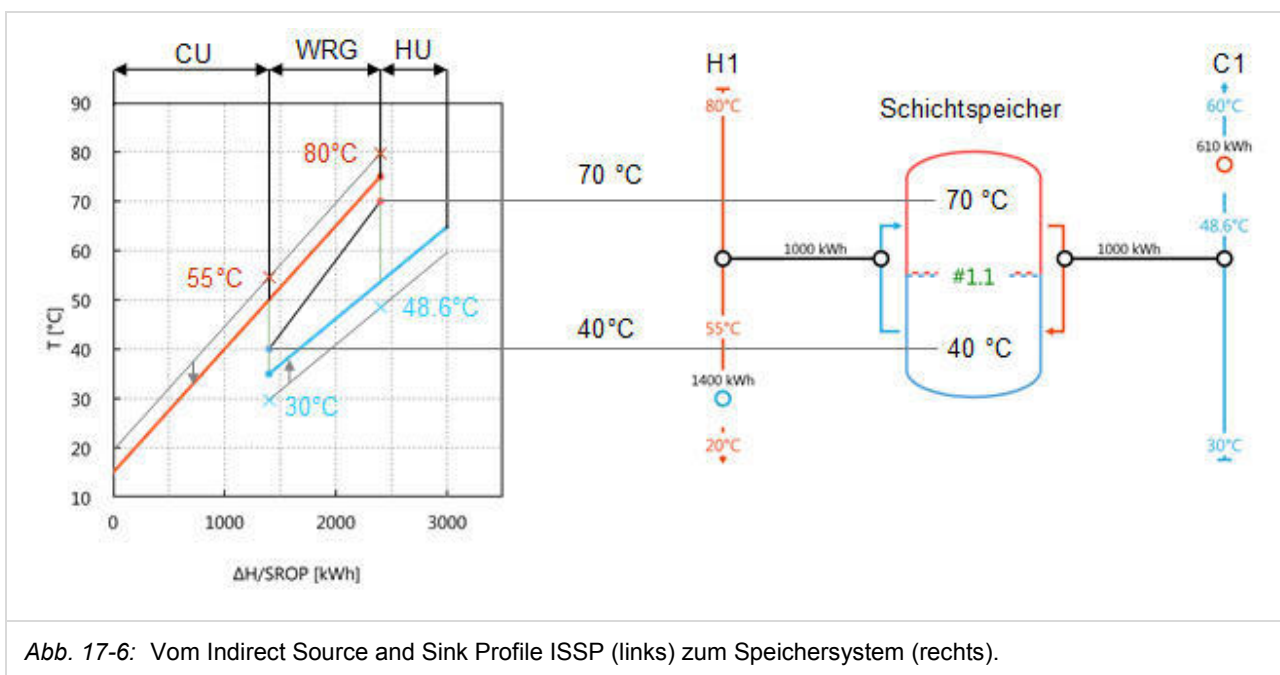


Abb. 17-6: Vom Indirect Source and Sink Profile ISSP (links) zum Speichersystem (rechts).

Die schwarzen durchgezogenen Linien in (b) beschreiben eine beispielhafte Platzierung von ZKs (nummeriert von 1.1 bis 1.3). Platzierung heisst: Definition der Temperaturen und der Energiemenge (ablesbar auf der x-Achse). Die Energiebilanz jedes ZK ist in der betrachteten Zeitperiode des ISSP geschlossen, d.h. Lade- und Entladeenergie entsprechen sich. In ZK1.1 z.B. werden 1'100 kWh Wärme vom Source Profile auf den ZK und 1'100 kWh Wärme vom ZK auf das Sink Profile übertragen.

Die grünen Geraden und Flächen in (b) sind Bereiche, innerhalb derer  $T_{low}$ ,  $T_{high}$  und Energieinhalt der ZKs unabhängig voneinander variiert werden können, wobei immer ein machbares Speichersystem mit einer minimalen Anzahl ZKs gewährleistet ist (nummeriert von (0) bis (3))<sup>27</sup>. Sie werden nachfolgend ZK-Bereiche genannt.

Die gelben Geraden und Flächen stellen Erweiterungen der grünen ZK-Bereiche dar, welche bei geeigneter Platzierung der Speicher zusätzlich erschlossen werden können.

Die Verweise auf Hot Streams auf dem Source Profile und Cold Streams auf dem Sink Profile in (b) beschreiben die Anfangstemperaturen  $T_{in}^*$  der involvierten Ströme ( $T_{in}$  verschoben um  $\Delta T_{mins}$ ), welche für die Entstehung und Limitierung der ZK-Bereiche verantwortlich sind<sup>28</sup>. Strom H1 z.B. ist für die Entstehung von ZK-Bereich (1) verantwortlich, der Strom C2 für den ZK-Bereich (2).

Die farbigen Punkte am Anfang und Ende der ZKs stehen für die verschiedenen Temperaturniveaus des Speichersystems. Die Temperaturen sind auf der y-Achse ablesbar (Realtemperatur, nicht verschobene Temperatur).

Die horizontal dargestellten Ströme über/unter dem Source/Sink Profile (H1-H5, C1-C6) sind Hilfestellungen zum Verständnis des ISSP. Sie beschreiben, vertikal auf das Source oder Sink Profile übertragen, die Anfangs- und Endtemperaturen der involvierten Ströme (ablesbar auf der y-Achse). Vertikal auf die ZKs übertragen kann direkt aus dem ISSP abgelesen werden, welcher Strom zu welchem ZK beiträgt: Strom H4 z.B. trägt in Abbildung

(a) zum Laden aller ZKs bei, Strom H2 zum Laden von ZK 1.2 und ZK1.1.

### 17.3.4 Platzierung von ZKs und Speichern

#### Hydraulisch verbundene ZKs

Die Platzierung der ZKs wird nachfolgend am Beispiel der ISSP in Abbildung 17-7 (b) erklärt. Die verschiedenen ZKs seien hydraulisch verbunden, d.h.  $T_{high}$  von ZK1.n und  $T_{high}$  von ZK1.n+1 sind identisch. Dadurch kann das Speichervolumen reduziert werden, indem die Speicher auf gemeinsamen Temperaturen „doppelt“ genutzt werden können (siehe auch Abschnitt 17.5.2).

**ZK1.1,  $T_{low}$**  Die vertikale grüne Gerade (0) beschreibt den Temperaturbereich, innerhalb dessen  $T_{low}$  von ZK1.1 gewählt werden kann. Die für den ZK abgelesenen Temperaturen aus dem ISSP entsprechen den realen Temperaturen und  $T_{low}$  von ZK1.1 kann somit zwischen 25°C und 107°C definiert werden. ZK-Bereich (0) ist oben durch das Source Profile und unten durch Strom C3 begrenzt.

**ZK1.1,  $T_{high}$**  Der Energieinhalt des Speichersystems für ZK1.1 und  $T_{high}$  können innerhalb des grünen ZK-Bereichs (1) frei gewählt werden. Im Beispiel entspricht der Energieinhalt 1'100 kWh/Batch. Er kann auf der x-Achse abgelesen werden.

ZK-Bereich (1) wird „links“ (Energieinhalt) und „oben“ (Temperatur) durch den Strom H1 festgelegt, welcher auf 108°C (verschobener Temperatur) startet. Im Gegensatz zu kontinuierlichen Prozessen ist es nicht möglich, ZK1.1 in Serie z.B. durch Strom H1 und anschliessend H4 erwärmen zu lassen, da die Ströme nicht gleichzeitig auftreten. Würde  $T_{high}$  von ZK1.1 über 108°C gewählt, könnte ZK1.1 von Strom H1 nicht ausreichend erwärmt werden und die geforderte Speichertemperatur würde nicht erreicht. Es ist hingegen möglich, für das Laden von ZK1.1 sowohl Strom H1, als auch Strom H4 zu nutzen – solange dies *parallel* und nicht *in Serie* geschieht und *jeweils beide Ströme* den ZK1.1 von  $T_{low}$  auf  $T_{high}$  erwärmen können. Ba-

<sup>27</sup> Einzige Einschränkung: Der Energieinhalt jedes ZK muss grösser gleich Null sein.

<sup>28</sup> Nicht alle Anfangstemperaturen der Ströme sind relevant. Je nach „Knicks“ in den CCs können einzelne Anfangstemperaturen für die Berechnung der Temperatur-

Energiebereiche der ZKs vernachlässigt werden. Details sind in [9] beschrieben.

sierend auf diesen Überlegungen kann der ZK-Bereich (1) definiert werden, innerhalb dessen  $T_{high}$  von ZK1.1 platziert werden kann.

Der grüne ZK-Bereich (1) ist „rechts“ (Energieinhalt) durch den Strom C4 beschränkt, welcher bei einer verschobenen Temperatur von 80°C startet. Der

Strom C4 kann nicht zum Entladen von ZK1.1 beitragen, da er den ZK nicht auf die definierte Temperatur  $T_{low}$  von 30°C abkühlen kann. Bei geeigneter Platzierung von  $T_{low}$  von ZK1.1 ist es aber dennoch möglich, in den „gelben“ ZK-Bereich (1) zu gelangen. Dies ist in Abbildung (c) dargestellt:  $T_{low}$  von ZK1.1 liegt über den verschobenen Starttemperaturen von C4, C6 und C5 und der Energieinhalt von

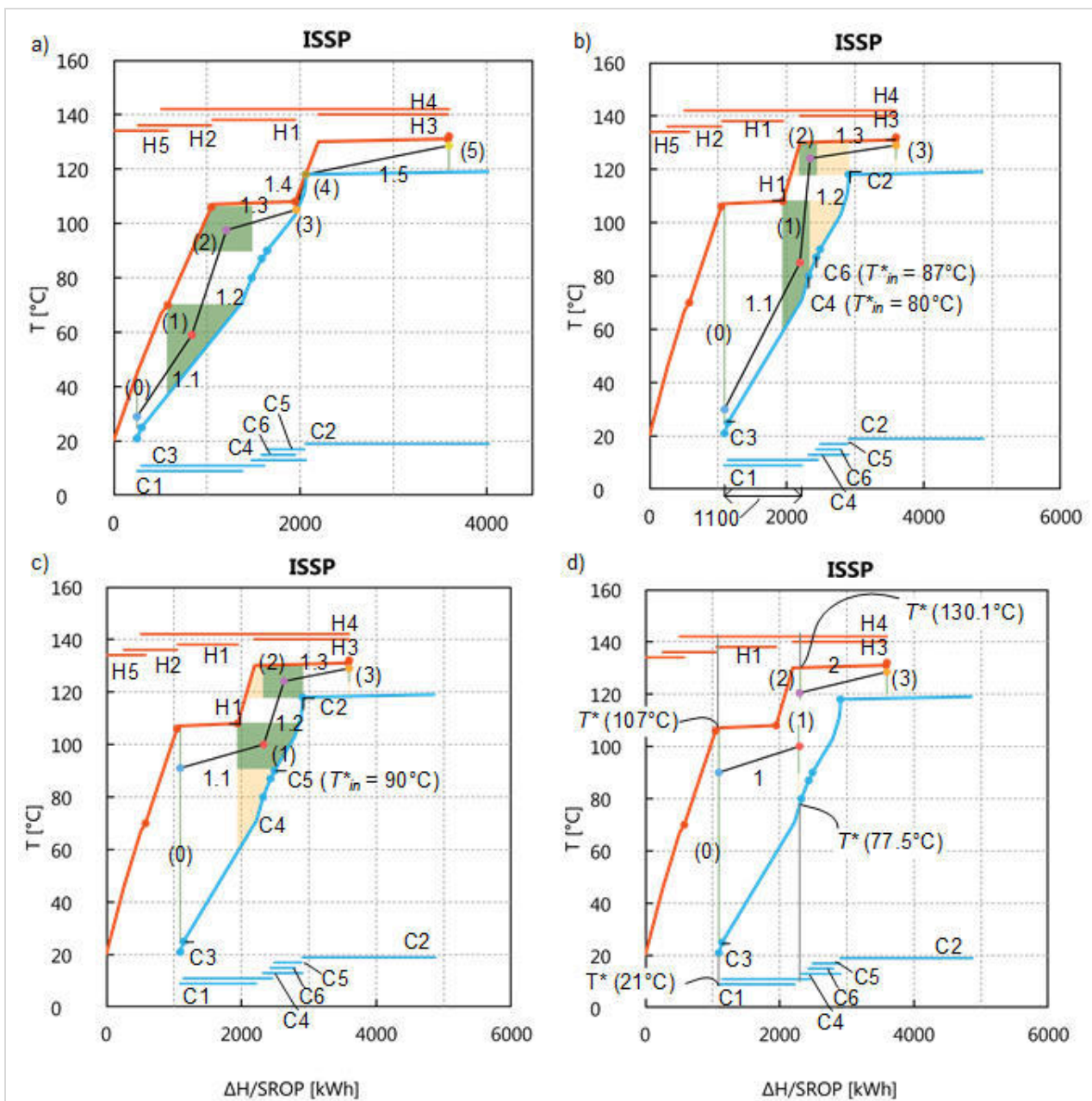


Abb. 17-7: Indirect Source and Sink Profile (ISSP) des Batch-Prozesses gemäss Tab. (a) Maximale Überlappung des Source und des Sink Profile (3'340 kWh/Batch), resultierend in 5 ZKs. (b), (c) und (d): Überlappung des Source Profile und des Sink Profile um 2'500 kWh/Batch. (b) und (c): Beispielhafte Platzierung von 3 hydraulisch verbundenen ZKs. (d) Beispielhafte Platzierung von 2 hydraulisch getrennten ZKs. X-Achse: kWh/Batch.

ZK1.1 kann in der Folge „nach rechts“ erweitert werden.

**ZK1.2,  $T_{low}$**  Die untere Speichertemperatur  $T_{low}$  von ZK1.2 entspricht  $T_{high}$  von ZK1.1, falls die ZKs hydraulisch verbunden sind.

**ZK1.2,  $T_{high}$**  Die obere Speichertemperatur  $T_{high}$  von ZK1.2 soll innerhalb des grünen ZK-Bereichs (2) gewählt werden.

Der grüne ZK-Bereich (2) in b) ist „oben“ (Temperatur) durch das Source Profile, „unten“ (Temperatur) durch den Strom C2 und „rechts“ (Energieinhalt) durch den Strom C6 limitiert. Die Limitierung durch C2 ist zwingend: Egal, wie ZK1.2 platziert wird, Strom C2 mit einer verschobenen Starttemperatur von 118°C wird ZK1.2 nicht auf dessen  $T_{low}$  kühlen können. Die Limitierung durch C6 kann überwunden werden, indem  $T_{low}$  von ZK1.2 erhöht wird. In Abbildung (c) wurde  $T_{low}$  von ZK1.2 über 90°C gewählt (d.h. über der verschobenen Starttemperatur von den Strömen C5 und C6) und in der Folge erweitert sich der grüne ZK-Bereich (2) nach „rechts“.

**ZK1.3,  $T_{low}$**  Die untere Speichertemperatur  $T_{low}$  von ZK1.3 entspricht  $T_{high}$  von ZK1.2, falls die ZKs hydraulisch verbunden sind.

**ZK1.3,  $T_{high}$**  Die obere Speichertemperatur  $T_{high}$  von ZK1.3 kann auf der grünen Geraden des ZK-Bereichs (3) platziert werden. Die grüne Gerade ist „unten“ durch  $T_{low}$  von ZK1.3 und oben durch Strom H3 beschränkt. Die gelbe Gerade des ZK-Bereichs (3) führt bis zum Sink Profile.  $T_{high}$  von ZK1.3 kann darauf platziert werden, wenn  $T_{low}$  von ZK1.3 reduziert wird.

### Verbundene/getrennte ZKs

In Abbildung 17-7 c) sind drei miteinander verbundene ZKs dargestellt, welche im Falle eines Schichtspeichers vier Schichten entsprechen. Bei Mehrschichtspeichern kann es zu ungewollter Mischung kommen und es sind u.U. flexible Lade-/Entladehöhen notwendig. Die praktische Umsetzbarkeit des Speichersystems kann erhöht werden, wenn die ZKs voneinander getrennt werden. So könnten gemäss Abbildung c) auch drei getrennte Schichtspeicher mit jeweils nur einem ZK eingesetzt werden. Die hydraulische Trennung von ZKs erhöht das notwendige Speichervolumen, ermöglicht aber zusätzliche Freiheitsgrade bei der Definition von Speichertemperaturen, Energieträgermedien und Speichertypen.

In der Software PinCH 3.0 können hydraulisch getrennte ZKs definiert werden. Abbildung (d) resultiert aus Abbildung (c). Innerhalb der vordefinierten Energieinhalte je ZK können  $T_{low}$  und  $T_{high}$  je ZK unabhängig voneinander angepasst werden. Abbildung d) stellt dabei einen Spezialfall dar: da die beiden ZK-Bereiche (1) und (2) gemäss Abbildung c) vertikal übereinanderliegen, kann bei einer hydraulischen Trennung der ZKs (in d)) auf einen ZK verzichtet werden.

### 17.3.5 HEN Schema

Das HEN-Schema in Abbildung 17-8 resultiert direkt aus dem ISSP gemäss Abbildung 17-7 (d). Es wurden für beide ZKs Schichtspeicher gewählt. Sind die Energieinhalte und Temperaturniveaus der ZKs und Speicher definiert, ist auch der Beitrag eines jeden Stroms in den ZK bekannt, was nachfolgend am Beispiel von ZK1.1 gezeigt wird.

Das Source Profile, welches vertikal über ZK1.1 liegt, startet bei einer Temperatur von 130.1°C und endet bei einer Temperatur von 107°C (siehe Abbildung 17-7 d)). Es tragen ein Teil von Strom H4, ein kleiner „Rest“ von Strom H3 und annähernd der gesamte Strom H1 zum Laden von ZK1.1 bei (siehe vertikale graue Linien über ZK1.1 in Abbildung d)). Da es sich bei den Temperaturen auf Source und Sink Profile um verschobene Temperaturen handelt, müssen die involvierten Ströme um ihr  $\Delta T_{mins}$  korrigiert werden, um die realen Bedingungen in den Wärmeübertragern zu ermitteln. Strom H1 z.B.

( $\Delta T_{mins}$  von 8 K) trägt darum mit einer Abkühlung von  $130.1+8=138.1$  auf  $107+8=115^\circ\text{C}$  zur Ladung von ZK1.1 bei. Strom H3 ( $\Delta T_{mins}$  von 4 K) trägt mit einer Abkühlung von  $130.1+4=134.1^\circ\text{C}$  auf seine Endtemperatur von  $134^\circ\text{C}$  zur Ladung von ZK1.1 bei.

Das Sink Profile, welches vertikal unter ZK1 liegt, startet bei einer (verschobenen) Temperatur von  $21^\circ\text{C}$  und endet bei  $77.5^\circ\text{C}$ . Strom C1 liegt vollständig in ZK1.1, Strom C3 ( $\Delta T_{mins}$  von 10 K) wird von seiner Starttemperatur von  $15^\circ\text{C}$  bis auf  $77.5-10=67.5^\circ\text{C}$  durch ZK1.1 erwärmt.

Sämtliche oben beschriebenen Schritte werden in der Software PinCH3.0 unterstützt/automatisiert und bei erstellter Stromtabelle ist innert weniger Minuten ein erstes HEN Schema erarbeitbar. Dieses kann nun (ebenfalls innerhalb der Software PinCH 3.0) verbessert werden!

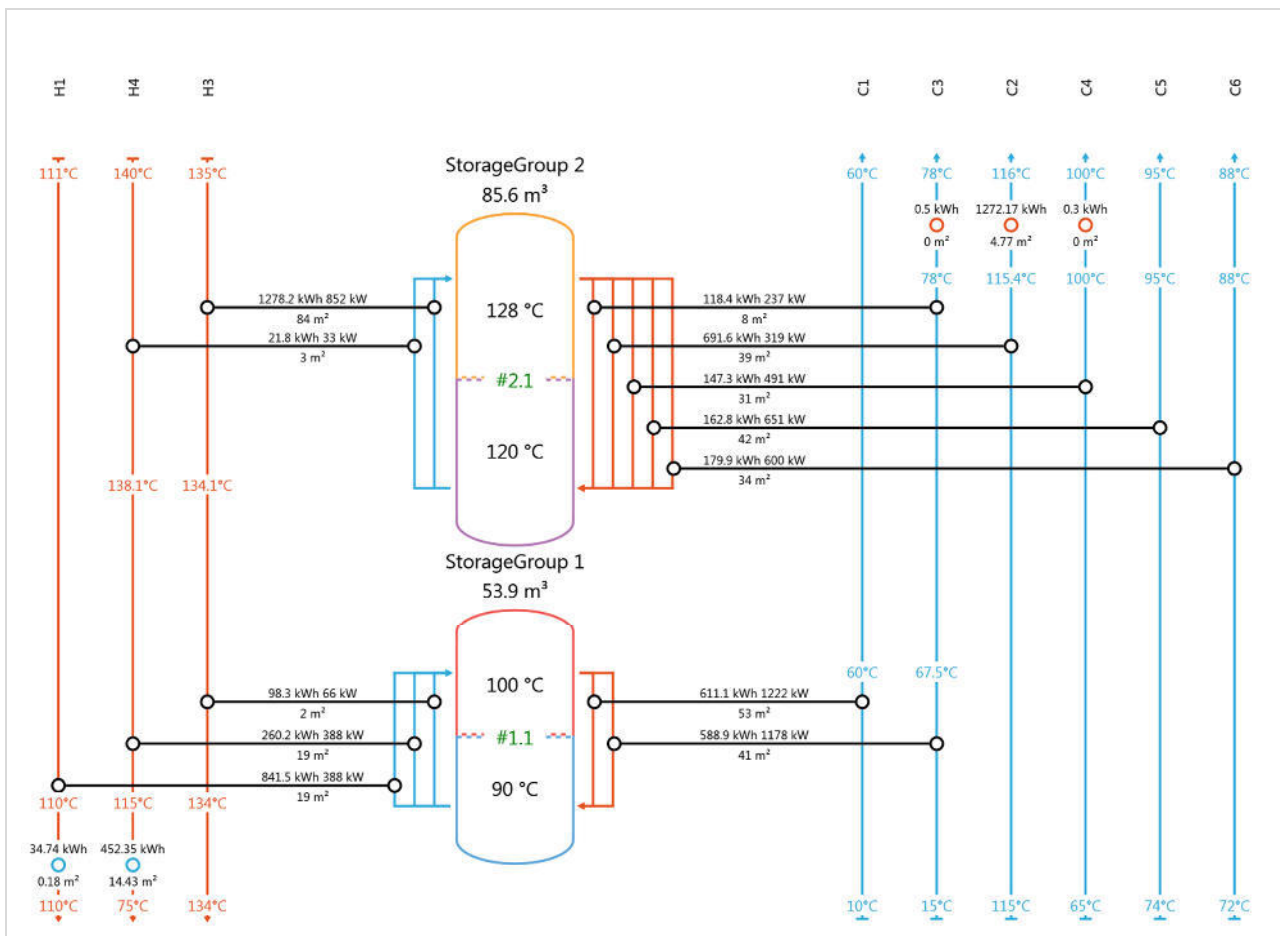


Abb. 17-8: HEN-Schema, welches aus der ZK-Platzierung gemäss Abbildung 17-7 (d) resultiert.

## 17.4 Verbesserung der Machbarkeit und Wirtschaftlichkeit

Nachfolgend werden verschiedene Strategien zur Verbesserung der Machbarkeit und Wirtschaftlichkeit des Speichersystems (nach ISSP) vorgestellt. Sie sollen im Idealfall in Serie verfolgt werden, es können aber auch Iterationen sinnvoll sein. Aufgrund der vielen Freiheitsgrade ist eine Optimierung im Sinne eines Supertargeting schwierig. Unter Berücksichtigung von betrieblichen Rahmenbedingungen (z.B. Distanzen, Platzverhältnisse) und den technischen Limitierungen (z.B. Medien, Fouling) ist eine zielgerichtete Erarbeitung von machbaren und wirtschaftlichen Speichersystemen aber sehr wohl möglich.

### 17.4.1 Geringere Überlappung ISSP

Im Beispiel gemäss Abb. 17-7 (a) sind 5 ZKs nötig, um bei maximaler Überlappung des Sink Profiles und des Source Profiles eine maximale Wärmeübertragung von 3'343 kWh pro Batch zu erreichen. Die Realisierung von 5 ZKs ist aus Gründen der technischen Komplexität und der Wirtschaftlichkeit i.d.R. nicht sinnvoll.

Eine Reduktion der Anzahl ZKs kann u.a. durch eine **geringere Überlappung des Sink und Source Profiles**, d.h. durch eine geringere Wärmeübertragung erreicht werden. Die Abbildungen 17-7 (b), (c) und (d) zeigen eine reduzierte Überlappung von Sinks und Sources von 2'500 kWh/Batch.

Abb. 17-9 zeigt die minimale Anzahl ZKs vs. Wärmeübertragungspotenzial für das ISSP in Abb. 17-7. Sie stellt auf einen Blick den energetischen Nutzen von zusätzlichen ZKs dar.

Aus der Abbildung kann z.B. abgelesen werden, dass mit einem ZK eine maximale Wärmeübertragung bis 1'700 kWh möglich ist. Der zusätzliche Nutzen eines zweiten ZK ist relativ gering – wenn, dann sollte eher in drei ZKs investiert werden.

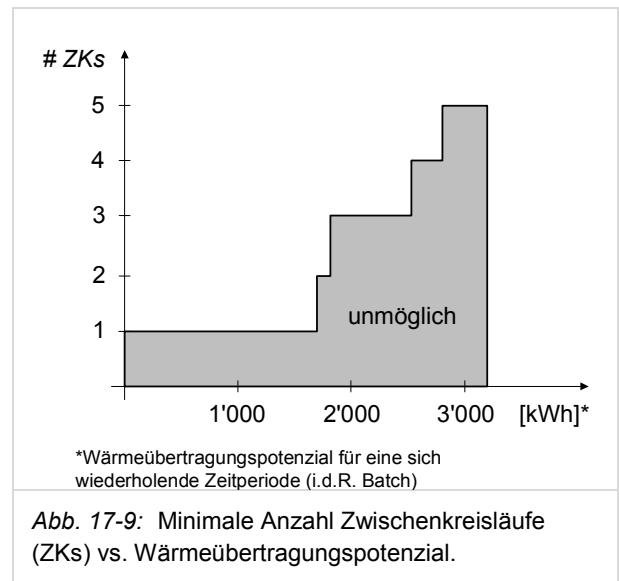


Abb. 17-9: Minimale Anzahl Zwischenkreisläufe (ZKs) vs. Wärmeübertragungspotenzial.

### 17.4.2 Korrektur der $\Delta T_{mins}$ -Werte

An dieser Stelle wird noch einmal das minimale  $\Delta T_{mins}$  von 3 K aufgegriffen, welches als Basiswert der Berechnung der  $\Delta T_{mins}$ -Werte aller Ströme festgelegt wurde. Es ist sehr wahrscheinlich, dass trotz einem minimalen  $\Delta T_{min}$  von 3 K in keinem HEX ein  $\Delta T_{min}$  von 3 K umgesetzt werden muss. Dies hat zwei Gründe: Erstens erreichen nur die „vielversprechendsten Ströme“ den tiefsten  $\Delta T_{mins}$ -Wert (siehe H1 und C1 in Stromtabelle Tab. B-1 im Anhang B), alle anderen Ströme werden um ein höheres  $\Delta T_{mins}$  verschoben. Zweitens gibt es in der Regel ein zusätzliches Temperaturgefälle zwischen dem Source Profile und den ZKs sowie zwischen den ZKs und dem Sink Profile, welches bei der Wärmeübertragung zur Verfügung steht. Der stromspezifische  $\Delta T_{mins}$ -Wert im Wärmeübertrager wird nur dann erreicht, wenn  $T_{low}$  oder  $T_{high}$  eines ZK direkt auf einem Source/Sink Profile oder auf der Horizontalen eines ZK-Bereichs platziert werden.

Es wird darum empfohlen, als Startwert einen eher tiefen minimalen Wert für  $\Delta T_{mins}$  zu verwenden und diesen allenfalls nach Analyse des ISSP (mit einer bestimmten Anzahl ZKs) und des HEN Schema anzupassen.

Der automatisch berechnete  $\Delta T_{mins}$ -Wert ist dabei als erste Näherung zu verstehen. Er kann, um z.B. Distanz oder Fouling im Wärmeübertrager zu berücksichtigen, nach eigenem Ermessen angepasst werden.

Bei Strömen mit voraussichtlich leicht variablen Temperaturen und Leistungen ist es sinnvoll, ausreichend treibendes Temperaturgefälle zu den ZKs zu haben, damit die ZK-Temperaturen bei allen Lastfällen eingehalten werden können.

#### 17.4.3 Entfernen von (limitierenden) Strömen

Ziel ist es, diejenigen Ströme zu entfernen, welche für einen zusätzlichen ZK verantwortlich sind und/oder nur wenig Energie zum Laden/Entladen des ZKs beitragen. Durch das „Entfernen“ von Strömen ergibt sich ein aktualisiertes ISSP.

In Abb. 17-7 (a) ist z.B.  $T_{in}^*$  des Hot Stream H5 auf dem Source Profile für einen zusätzlichen ZK und die Bildung des ZK-Bereichs (1) verantwortlich. Wird er entfernt, sinkt das maximale Wärmeübertragungspotential auf 3'087 kWh pro Batch, dafür ist das Speichersystem mit 4 ZKs machbar.

In Abb. 17-7 (d) bzw. im HEN-Schema in Abb. 17-8 ist zu sehen, dass die Ströme C4, C6 und C5 verhältnismässig kleine Wärmesenken in ZK2 sind. Auch wenn sie entfernt werden, ist noch immer eine Überlappung von 2'500 kWh/Batch mit 2 ZKs möglich.

#### 17.4.4 Verschieben von (limitierenden) Strömen

Um die Anzahl der ZKs (oder die Anzahl der HEXs) zu reduzieren, ist anstelle des „Entfernens“ von Strömen mit einem grossen Energieinhalt auch ein „Verschieben“ möglich. Strom H4 z.B. trägt gemäss dem HEN Schema in Abb. 17-8 nur gering zum Laden von ZK2.1 bei (Abkühlung von 140 auf 138.1°C mit lediglich 22 kWh/Batch). Würde sein  $\Delta T_{mins}$  von -8 K auf z.B. -10 K erhöht, würde sich H4 im Source Profile „nach unten“ bewegen und nur noch in ZK1.1 Wärme übertragen.

#### 17.4.5 Reduktion der Anzahl Wärmeübertrager

Ein Hot Stream, welcher im Source Profile vertikal über  $ZK_n$  und  $ZK_{n+1}$  liegt, wird im resultierenden Speicherkonzept mit einem ersten HEX Wärme in  $ZK_{n+1}$  und mit einem zweiten HEX Wärme in  $ZK_n$  übertragen. Die Anzahl HEXs kann demnach reduziert werden, indem die Wärmerückgewinnung je ZK ( $\Delta H$ , ablesbar auf x-Achse) innerhalb der machbaren ZK-Bereiche so gross gewählt wird, dass  $T_{low}$  bzw.  $T_{high}$  der ZKs auf der gleichen Vertikalen liegen wie das  $T_{in}^*$  oder  $T_{out}^*$  von möglichst vielen Strömen.

In Abbildung 17-7 (d) wäre es z.B. sinnvoll, den Energieinhalt von ZK1.1 soweit zu reduzieren (bzw. denjenigen von ZK2.1 soweit zu erhöhen), dass Strom H3 ausschliesslich zum Laden von ZK2.1 beiträgt.

#### 17.4.6 Reduktion Speichervolumen/HEX-Flächen

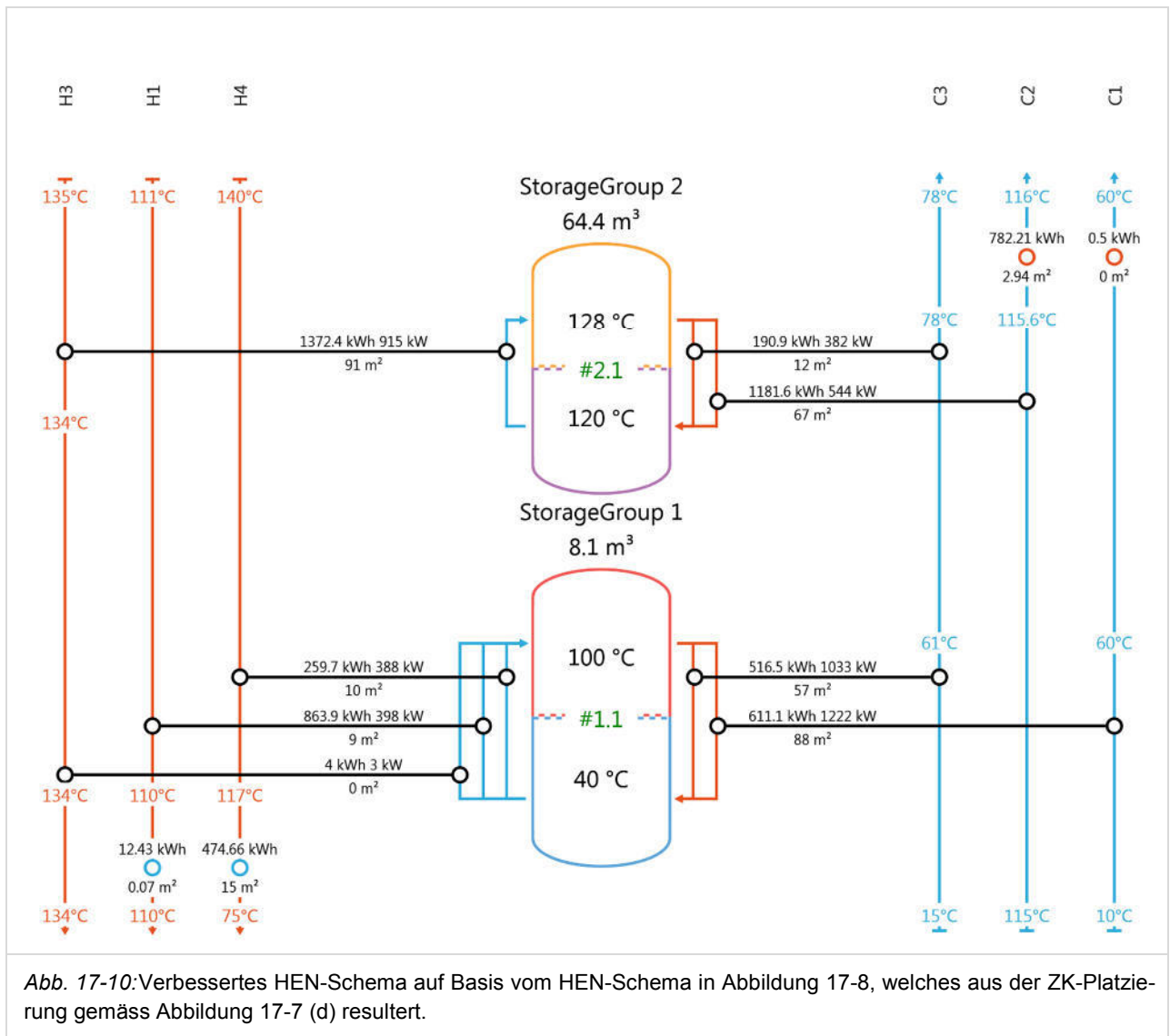
Je grösser die Spreizung zwischen den verschiedenen Temperaturniveaus oder den verschiedenen Speichern, umso geringer wird das notwendige Speichervolumen (bei sensiblen Speichern). Umgekehrt kann durch eine hohe Temperaturspreizung das treibende Temperaturgefälle zwischen Sink Profile und ZK bzw. zwischen ZK und Source Profile reduziert werden (wodurch die HEX-Kosten steigen). Dieser Zielkonflikt kann mittels folgender Zielhierarchie analysiert und allenfalls gelöst werden:

1. Vergleich der gesamten HEX-Kosten und der gesamten Speicherkosten:
  - Sind die HEX-Kosten dominant: Identifikation der ZKs mit den höchsten HEX-Kosten und Erhöhung des treibenden Temperaturgefälles zwischen Source Profile und ZK bzw. zwischen ZK und Sink Profile (durch Anpassung von  $T_{high}, T_{low}$  und des Energieinhalts der ZKs).
  - Sind die Speicherkosten dominant: Identifikation der ZKs, welche die höchsten Speichervolumina benötigen und Erhöhung der Temperaturspreizung im ZK (durch Anpassung von  $T_{high}, T_{low}$  und des Energieinhalts der ZKs).
2. Analyse des Speichervolumens vs. Wärmerückgewinnung und allenfalls Reduktion des Speichervolumens (Details dazu siehe Abschnitt 17.5.3)

Die Anpassung der Temperaturniveaus soll von „unten nach oben“ gemacht werden. Je nach Temperatur und Energieinhalt je ZK kann der „nächst höhere“ ZK-Bereich sich verändern.

In Abbildung 17-10 ist ein beispielhaftes HEN-Schema dargestellt, welches dank verschiedener Vereinfachungen und Verbesserungen auf Basis von obigem Fallbeispiel erstellt wurde. Die Wärmerückgewinnung pro sich wiederholender Zeitperiode beträgt wie im HEN-Schema nach Abbildung 17-8 2'500 kWh. Die Anzahl Wärmeübertrager konnte





von ursprünglich 12 auf 8 reduziert werden. Dieses HEN-Schema ist als Konzeptentwurf des Speichersystems zu verstehen. Es kann nun anhand verschiedener Richtlinien weiter verbessert werden.

#### 17.4.7 Vereinfachungen im HEN Schema

Nachfolgend werden verschiedene Ansätze zur weiteren Vereinfachung und Erhöhung der Praktikabilität des HEN-Schema beschrieben. Sie sollen ausserhalb der Software PinCH 3.0 gemacht werden und durchaus auch die Rahmenbedingungen vor Ort (Distanzen, Druckverluste, Regelung, Variabilitäten der Ströme, Anfahren, Abstellen etc.) berücksichtigen.

Achtung: Die meisten Veränderungen im HEN-Schema haben eine direkte Auswirkung auf das

Lade- und Entladeprofil des Speichers sowie auf dessen Energiebilanz!

#### Entfernen von Wärmeübertragern

Wärmeübertrager wie z.B. derjenige zwischen Strom H3 und ZK1.1 (siehe Abbildung 17-10), welche für eine vernachlässigbare Wärmerückgewinnung verantwortlich sind, können „entfernt“ werden.

#### Zusammenfassen von Wärmeübertragern

Bei einer Vereinfachung des HEN Schema ist die Schliessung der Energiebilanz je Temperaturniveau zentral. Dafür gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten und es ist z.B. auch die Kompensation mittels HU oder CU (auf den ZKs oder in den Speichern) denkbar.

Um die Wärmerückgewinnung nicht zu reduzieren, sollte in erster Priorität eine Schliessung der Energiebilanz mittels Sources und Sinks angestrebt werden. Dies ist mittels folgendem Grundsatz immer möglich:

Beim „Verschieben“ von HEXs im HEN Schema gilt:

- HEXs auf Sources wenn möglich „nach oben“
- HEXs auf Sinks wenn möglich „nach unten“

Dazu ein Beispiel:

Der HEX zwischen Strom H3 und ZK1.1 überträgt lediglich 98 kWh/Batch (siehe Abb. 17-8). Die Temperatur von Strom H3 reicht theoretisch aus, um die gesamte Wärme von H3 in den oberen ZK2 zu übertragen, wo bereits ein HEX platziert ist. Dadurch wird das Speichersystem um einen HEX reduziert, es kommt in ZK2.1 aber zu einem Wärmeüberschuss und in ZK1 zu einem Wärmedefizit von je 98 kWh/Batch, welche kompensiert werden müssen.

Zur Kompensation bietet sich z.B. Strom C3 an, indem dieser mittels ZK1.1 nur auf 59.1 °C erwärmt wird (-98 kWh) und anschliessend in ZK2.1 von 59.1 auf 78 °C erwärmt wird (+98 kWh). Alternativ wäre es auch möglich, 98 kWh einer anderen Source von ZK2.1 „hinunter“ in ZK1.1 zu verschieben. Dies ist im Beispiel nach Abbildung 17-8 nicht anwendbar, da Strom H4 lediglich 22 kWh in ZK2.1 überträgt.

Des Weiteren wäre es möglich, die Source H4 auf 106 °C anstelle von 115 °C abzukühlen, um das Wärmedefizit in ZK1.1 von 98 kWh/Batch zu kompensieren. Eine zusätzliche Erwärmung von C2 um 98 kWh aus ZK2.1 bietet alternativ eine einfache Kompensation des Wärmeüberschusses in ZK2.1 an.

Ein Zusammenfassen von Wärmeübertragern ist auch in folgendem Spezialfall möglich: In einem Schichtspeicher mit 2 hydraulisch verbundenen ZKs (und somit drei Temperaturniveaus) übertrage der Strom H1 Wärme auf ZK1.2 und auf ZK1.1. Sofern der Massenstrom in den zugehörigen ZKs 1.2 und 1.1 (annähernd) identisch ist, wird (annähernd) die

gleiche Wassermenge in das mittlere Temperaturniveau geladen wie entnommen. Die beiden Wärmeübertrager von Strom H1 können daher ohne Auswirkung auf die Energiebilanz je Speicherschicht zu einem Wärmeübertrager zusammengefasst werden. Der Strom H1 wird somit genutzt, um Wärme von  $T_{low}$  von ZK1.1 direkt auf  $T_{high}$  von ZK1.2 zu übertragen (und  $T_{high}$  ZK1.1= $T_{low}$  ZK1.2 wird übersprungen).

Weitere Ansätze zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit oder der Machbarkeit sind:

- Verschieben von Sources und Sinks, welche grundsätzlich gleichzeitig auftreten, in einen ZK. Dadurch kann das notwendige Speichervolumen reduziert werden.
- Bei Speichersystemen mit zwei oder mehr verbundenen ZKs: Serielle Verbindung von HEXs, falls zwei Ströme in jedem Fall gleichzeitig auftreten. Die Machbarkeit muss dabei kritisch hinterfragt werden (siehe [10]).
- In den meisten Fällen ist das Anstreben einer minimalen Anzahl ZKs bei gegebener Wärmerückgewinnung gerechtfertigt, weil die Komplexität des Speichersystems mit steigender Anzahl ZKs überproportional steigt. Spielt die Komplexität des Speichersystems eine geringere Rolle als das Speichervolumen, kann dieses u.U. dank einer höheren Anzahl ZKs reduziert werden (indem die zusätzlichen Freiheitsgrade bei der Bestimmung der Speichertemperaturen ausgenutzt werden).
- Bei genügender Temperaturdifferenz zwischen Wärmequellen und -senken können variable Schichttemperaturen genutzt werden, um das Speichervolumen zu reduzieren, dies allerdings auf Kosten der Komplexität bei der Regelung (mehr dazu ist in [13] erläutert).

## 17.5 Speichervolumen, Lade-/Entladeprofil

### 17.5.1 Ein Zwischenkreislauf

Die minimale Speicherkapazität hängt von der Reihenfolge des Ladens und Entladens des Speichers ab. Diese wiederum hängt von dem Zeitplan der Ströme ab, welche in der Pinch-Analyse in der

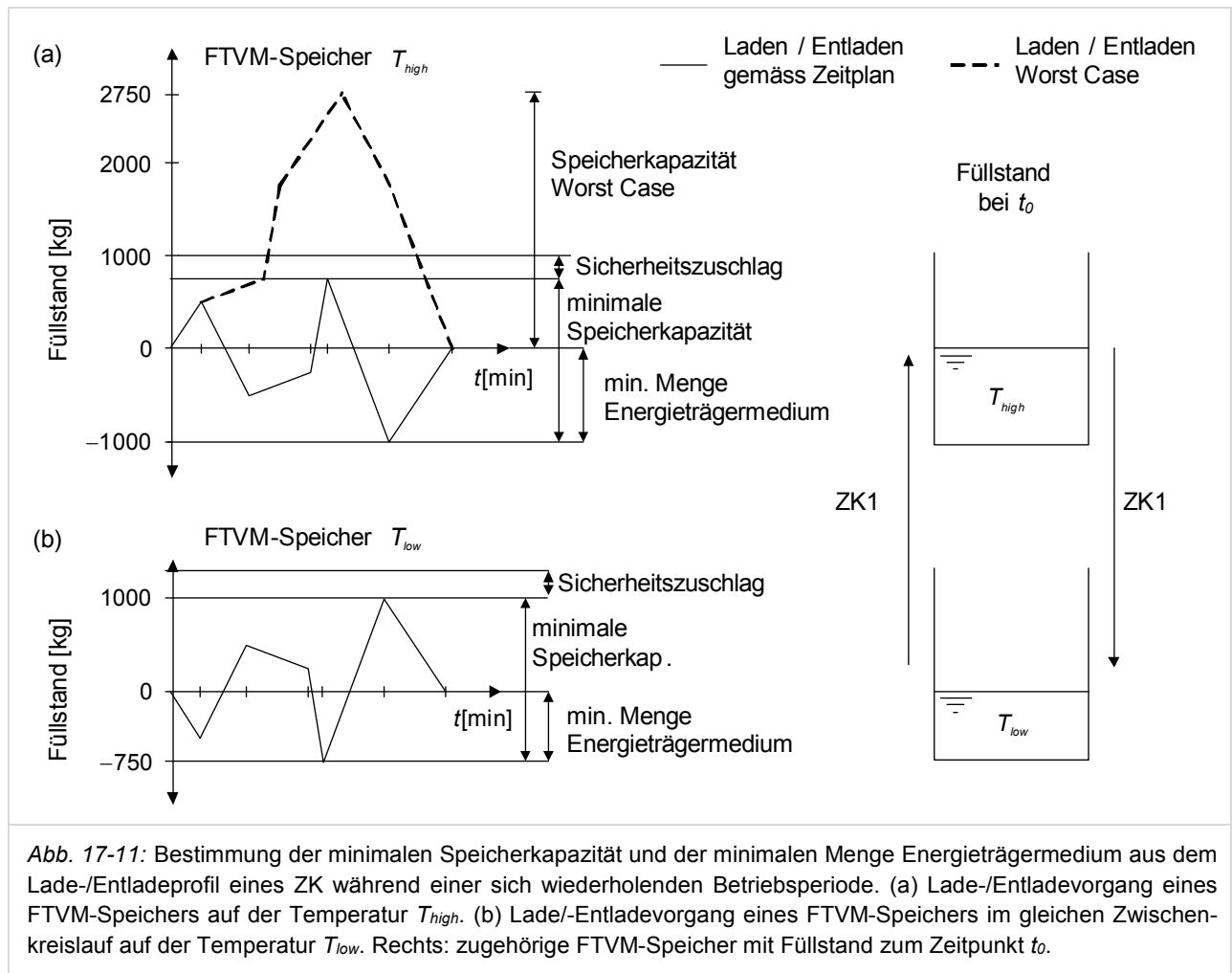


Abb. 17-11: Bestimmung der minimalen Speicherkapazität und der minimalen Menge Energieträgermedium aus dem Lade-/Entladeprofil eines ZK während einer sich wiederholenden Betriebsperiode. (a) Lade-/Entladevorgang eines FTVM-Speichers auf der Temperatur  $T_{high}$ . (b) Lade-/Entladevorgang eines FTVM-Speichers im gleichen Zwischenkreislauf auf der Temperatur  $T_{low}$ . Rechts: zugehörige FTVM-Speicher mit Füllstand zum Zeitpunkt  $t_0$ .

Stromtabelle und mittels Batch Cycle Duration BCD definiert wird.

In Übereinstimmung mit der Methode des ISSP wird angenommen, dass jede ins Speichersystem integrierte Source or Sink über ihre gesamte Existenzzeit Wärme an die ZKs abgibt bzw. von den ZKs aufnimmt. Es kann auch Sinn machen, das Laden/Entladen (und somit das Volumen des Speichers) zu beschränken, wie in Abschnitt 17.5.3 beschrieben wird.

Abb. 17-11 (a) zeigt einen beispielhaften Lade-/Entladevorgang in einem FTVM-Speicher auf dem Temperaturniveau  $T_{high}$ . Unten ist der entsprechende Lade-/Entladevorgang im FTVM-Speicher auf dem Temperaturniveau  $T_{low}$  dargestellt.

Die **Speicherkapazität** von zwei **FTVM-Speichertanks** (für einen ZK) kann durch das nachfolgend beschriebene Vorgehen berechnet werden. Man geht davon aus, dass die Gesamtmasse über einen bestimmten Zeitraum konstant ist, d.h. es

kommt weder zu einem Massenverlust, noch zu einer Nachspeisung.

1. Zu Beginn der betrachteten sich wiederholenden Periode wird die Masse jedes Speichertanks willkürlich als Null angenommen (leerer Tank).
2. Anhand der definierten Temperaturen des ZKs ( $T_{low}$  und  $T_{high}$ ) kann für jeden Lade- und Entladevorgang mit bekannter Dauer und Leistung der nötige Massenstrom berechnet werden, welcher den Speichern entnommen oder zugegeben werden muss. Daraus wird die theoretische Speichermenge je Speicher am Ende jedes Lade-/Entladevorgangs berechnet.
3. Für beide Speicher werden der Maximalwert und der Minimalwert identifiziert. Die **minimal erforderliche Speicherkapazität** entspricht der Differenz zwischen Maximal- und Minimalwert (je 1'750 kg Wasser bzw.

ca. 1.75 m<sup>3</sup> für beide FTVM-Speicher in Abb. 17-11).

4. Die in der Praxis eingesetzte Speicherkapazität soll grösser sein als die in Schritt 3 identifizierte minimale Speicherkapazität, weil a) für einen sicheren Pumpbetrieb ein vollständiges Entleeren oder Überlaufen des Speichers verhindert werden sollen und b) durch Überdimensionierung Variationen im Zeitplan und/oder unerwartete Betriebszustände besser bewältigt werden können. Darum wird i.d.R. ein **Sicherheitsvolumen** zugeschlagen (z.B. 250 kg bzw. 0.25 m<sup>3</sup> in Abb. 17-11).
5. Die „im schlimmsten Fall“ notwendige **Speicherkapazität** ergibt sich aus dem theoretischen Spezialfall, in dem zuerst alle Lade- und anschliessend alle Entladevorgänge aufeinander folgen (2·750 kg bzw. ca. 2.75 m<sup>3</sup> im Beispiel in Abb. 17-11, siehe gestrichelte Linie). Der Faktor der Überdimensionierung muss für den konkreten Fall bestimmt werden und soll u.a. die erwartete Variabilität des Zeitplans berücksichtigen.

Die minimal notwendige **Menge des Energieträgermediums** entspricht für jeden FTVM-Speicher dem tiefsten negativen Wert (d.h. 1'000 kg für den Speicher auf  $T_{high}$  und 750 kg für den Speicher auf  $T_{low}$ , plus Sicherheitszuschlag). Sie kann z.B. bei Thermoöl-Speichern kostenrelevant sein.

Merke: Im Falle von einem Zwischenkreislauf und zwei FTVM-Speichern ist das Lade-/Entladeprofil der beiden Speicher gespiegelt, beide Speicher haben dieselbe Speicherkapazität und die summierte Menge des Energieträgermediums entspricht der minimalen Speicherkapazität eines der zwei Speicher.

Die minimale **Speicherkapazität eines geschichteten Speichers** gemäss Abb. 17-3 wird ebenfalls mittels obigem Vorgehen berechnet. Da nur ein Speicher nötig ist und dieser immer gefüllt ist, betragen sowohl die minimale Speicherkapazität als auch die minimale Menge des Energieträgermediums 1'750 kg. Es kann demnach im Vergleich zu FTVM-Speichern das halbe Gesamtvolumen eingespart werden.

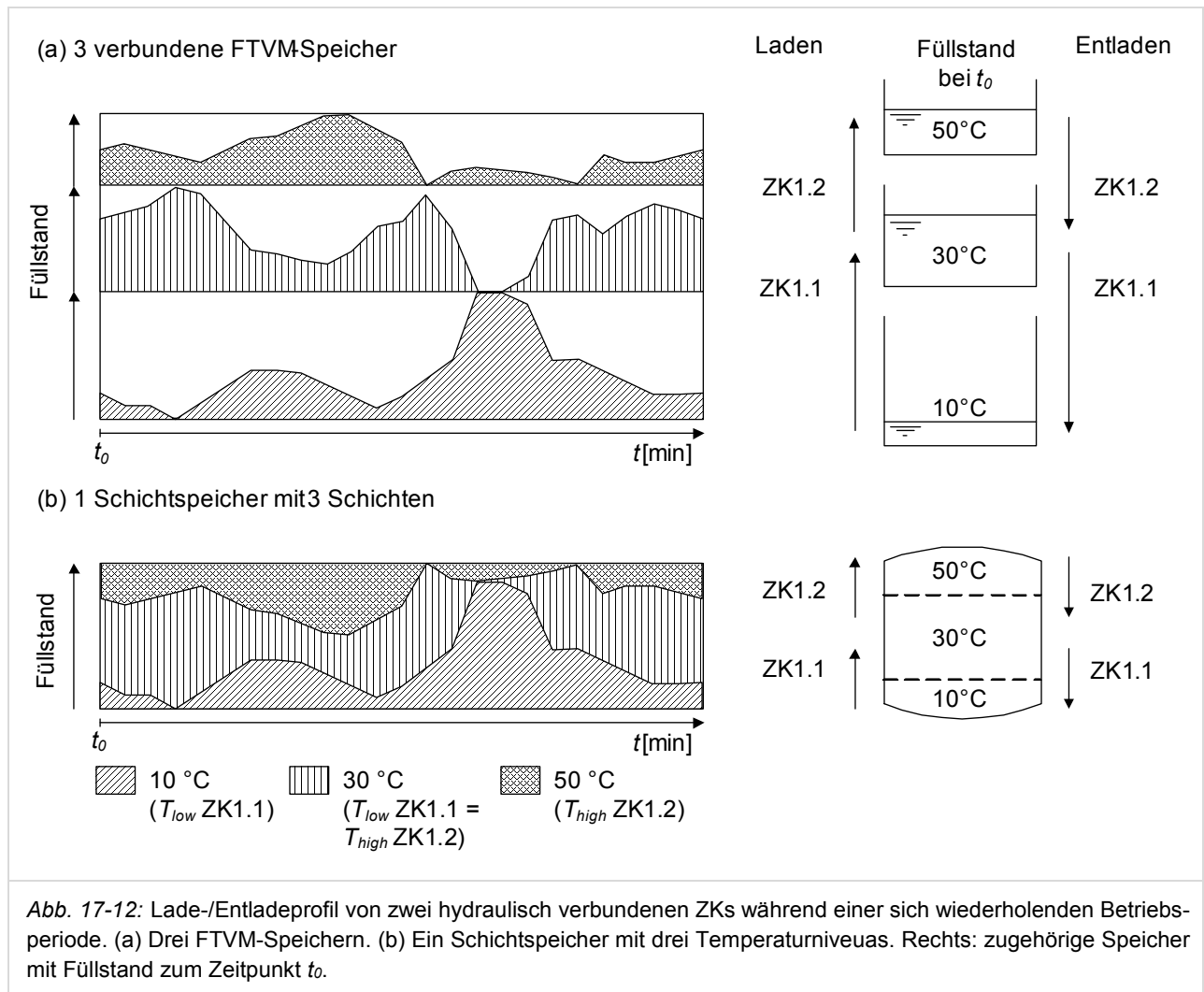
## 17.5.2 Zwei oder mehr verbundene Zwischenkreisläufe

Bei mehreren Zwischenkreisläufen kann das Speichervolumen reduziert werden, indem die ZKs hydraulisch verbunden werden. Voraussetzung dafür ist, dass sich  $T_{high}$  von ZK<sub>n</sub> und  $T_{low}$  von z.B. ZK<sub>n+1</sub> entsprechen (siehe nachfolgende Abbildung).

In einem ersten Schritt erfolgt die Berechnung der minimalen Speicherkapazität und der minimalen Menge Energieträgermedium wie oben beschrieben für jeden ZK einzeln. Für die gemeinsam genutzten Temperaturniveaus wird anschliessend das Lade-/Entladeprofil von ZK<sub>n</sub> und ZK<sub>n+1</sub> „überlagert“, um die minimale Speicherkapazität und die minimale Energieträgermenge zu bestimmen.

In der nachfolgenden Abb. 17-12 sind Lade- und Entladeprofil von zwei verbundenen ZKs dargestellt. Abbildung (a) beschreibt dabei drei FTVM-Speicher mit drei Temperaturniveaus, wobei  $T_{low}$  von ZK1.1 und  $T_{high}$  von ZK1.2 identisch sind und von beiden ZKs gemeinsam genutzt werden. Rechts ist der Füllstand der Becken zum Zeitpunkt  $t_0$  dargestellt.

Abbildung 17-12 (b) zeigt die gleiche Ausgangslage anhand von einem einzigen Schichtspeicher mit drei Temperaturniveaus. Rechts sind die Thermoklinen im Schichtspeicher zum Zeitpunkt  $t_0$  dargestellt. Das notwendige Speichervolumen kann durch den Schichtspeicher deutlich reduziert werden! Allerdings ist auch erkennbar, dass sich die mittlere 30°C-Schicht nicht immer in der Mitte des Speichers befindet. In der Folge muss der Schichtspeicher nach (b) mit mehreren Lade- und Entladeanschlüssen auf unterschiedlicher Höhe ausgestattet sein, welche über Temperaturfühler angesteuert werden. Dies ist recht aufwändig und in der Praxis kann zudem häufig beobachtet werden, dass es bei Schichtspeichern mit mehreren Schichten zu ungewollter Durchmischung kommt. Der Einfachheit halber wird darum häufig für jeden ZK ein separater Schichtspeicher (mit 2 Temperaturniveaus) eingesetzt. Das dadurch erhöhte Speichervolumen wird in Kauf genommen.



### 17.5.3 WRG-Potential vs. Speichervolumen

Die Abbildung 17-13 a) zeigt das Lade- und Entladeprofil eines beliebigen Speicherzyklus für einen Schichtspeicher mit  $10 \text{ m}^3$  Volumen. Der Zyklus ist ausgeglichen, d.h. Lade- und Entladeenergie entsprechen sich (Volumen  $T_{high}(t_{Start}) = \text{Volumen } T_{high}(t_{Ende})$ ). Die durchgezogene Linie beschreibt die Position der Thermokline im Schichtspeicher bei Auslegung des Speichervolumens auf  $10 \text{ m}^3$ , bei welchem die gesamte Wärme in den Speicher eingebracht und entzogen werden kann.

In Abbildung b) zeigt die durchgezogene Linie die kumulierte Einsparung in kWh über einen Speicherzyklus. Die kumulierte Ladeenergie (Einsparung CU) und Entladeenergie (Einsparung HU) entsprechen sich.

Was geschieht mit der Wärmerückgewinnung, falls das Volumen des Schichtspeichers reduziert wird?

In Abbildung a) ist die Thermokline des Schichtspeichers dargestellt, falls der Speicher auf ein Volumen von  $4 \text{ m}^3$  begrenzt wird (siehe gepunktete Linie). Bis zum Zeitpunkt  $t_1$  entspricht das Profil demjenigen des Speichers mit  $10 \text{ m}^3$  Volumen, d.h. durch die Volumenreduktion geht kein WRG-Potential verloren. Ab  $t_1$  ist der  $4 \text{ m}^3$ -Speicher vollständig geladen, zum Zeitpunkt  $t_2$  vollständig entladen. Der Einfluss auf die kumulierte Wärmerückgewinnung ist in Abbildung b) gestrichelt dargestellt. Im Beispiel geht demnach durch eine Reduktion des Speichervolumens um 60 % nur 25 % der Wärmerückgewinnung verloren. Lade- und Entladespitzen (wie zwischen  $t_1$  und  $t_2$ ), welche nur ein Mal oder selten auftreten, können demnach einen grossen Einfluss auf die notwendige Speicherkapazität, aber dennoch einen geringen Einfluss auf das WRG-Potential eines Speichers haben.

In der Praxis heisst die Beschränkung des Volumens auf  $4 \text{ m}^3$  in Abbildung a), dass das Laden des Speichers gesperrt wird, sobald im untersten Bereich des Speichers  $T_{high}$  erreicht wird ( $t_1$ ) bzw. das Entladen des Speichers gesperrt wird, sobald im obersten Bereich des Speichers  $T_{low}$  erreicht wird ( $t_2$ ). Die Sources/Sinks, welche während einer Sperre existieren, werden mittels Utility gekühlt/erwärmt.

Eine einfache Analyse der Abhängigkeit von Speichervolumen und WRG-Potenzial je Speicherzyklus kann anhand der Abbildungen in c) gemacht werden. Die Abbildung links zeigt das WRG-Potenzial in Abhängigkeit des Speichervolumens. Es ist deutlich erkennbar, dass das WRG-Potenzial ab  $4 \text{ m}^3$  Speichervolumen nicht mehr stark ansteigt. Die Abbildung rechts zeigt das spezifische WRG-Potenzial pro  $\text{m}^3$  Speichervolumen. Das wirtschaftlichste Speichervolumen liegt im Beispiel bei  $3 \text{ m}^3$ .

Die Berechnung des WRG-Potentials in Abhängigkeit des Gesamtvolumens des Speichers ist für Schichtspeicher mit einem Zwischenkreislauf (und entsprechend 2 Temperaturniveaus) automatisiert machbar und wird in der Software PinCH 3.0 unterstützt. Ab 2 hydraulisch verbundenen Zwischenkreisläufen ist die Berechnung ohne die zusätzliche Definition von Randbedingungen zur Regelung nicht mehr möglich.

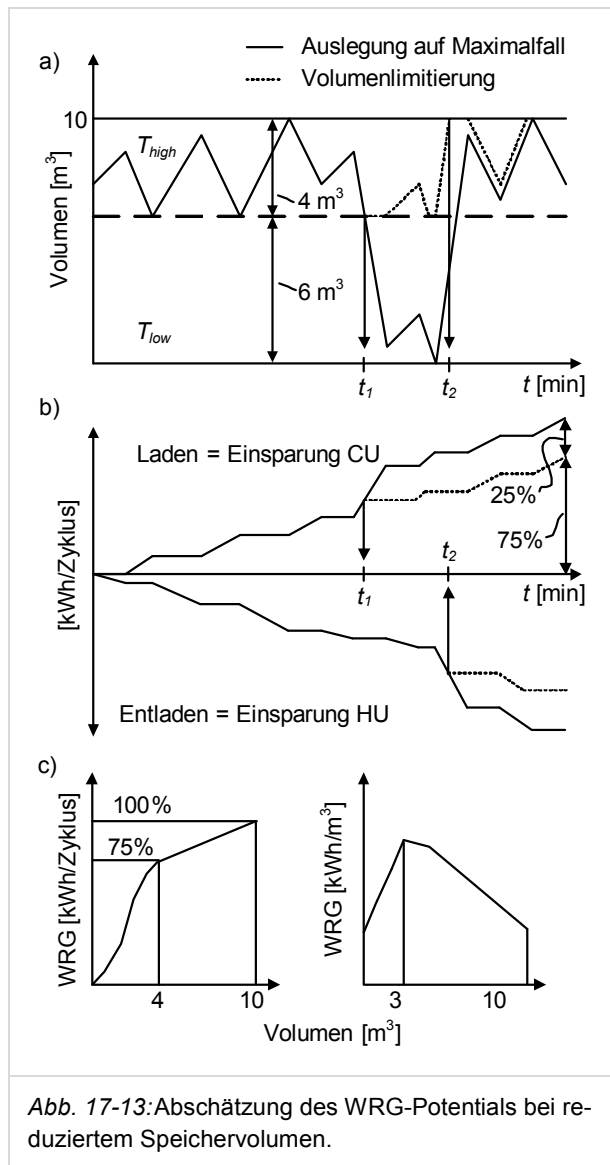


Abb. 17-13: Abschätzung des WRG-Potentials bei reduziertem Speichervolumen.

## 17.6 Spezialfall Warmwasser/Stromtabelle

Warmwasser mit hohen hygienischen und mikrobiologischen Anforderungen (Brauchwarmwasser, Reinigungswasser, Produktwasser etc.) kann zum einen zeitlich flexibel produziert und gespeichert werden, zum anderen ist bei Speicherung bezüglich Legionellenwachstum besondere Vorsicht geboten. Dies macht es für die ISSP-Analyse zum Spezialfall.

In den Abbildung 1a), 1b) und 1c) sind Warmwassererwärmungen dargestellt, wie sie in der Gebäudetechnik häufig eingesetzt werden. 1a) beschreibt den klassischen Warmwasserspeicher mit innenliegendem Wärmeübertrager. Bei 1b) handelt es sich faktisch um einen Durchlauferhitzer mit geringem Speichervolumen (die Rohrschlange). Der in Abbildung 1c) dargestellte sogenannte „Rossnagel“ ist vor allem im Zusammenhang mit Solarwärme gängig. Alle drei Varianten lassen durch die Kopplung von Wärmeübertrager und Speicher nur beschränkte Warmwasserproduktionsleistungen zu und sind bezüglich Speichereffizienz und Ausnutzung der Temperaturdifferenzen schlechter als ein Schichtspeicher mit externen ZKs (siehe auch Ausführungen in Abschnitt 17.2.2).

Effizienter, wenn auch mit höherem Regelaufwand, sind die Umsetzungen nach 2a) mit Durchlauferhitzer (ohne Brauchwarmwasserspeicherung) und 2b) mit Brauchwarmwasserspeicherung.

Bei der Variante 2a) erfolgt die Warmwasserproduktion ad hoc nach Bedarf. Damit können Legionellenprobleme weitgehend vermieden werden, die Wärmeübertragerleistungen (und allenfalls auch die Leistungen der Wasseraufbereitung) müssen aber auf den Maximalbezug ausgelegt werden.

Bei Variante 2b) ist eine kontinuierliche Warmwassererzeugung mit geringerer Leistung möglich. Dies zeigt die Abbildung unten rechts: Ohne Speicherung bestimmt die grösste Steigung zwischen  $t_1$  und  $t_2$  die zu installierende Lade- und somit Wärmeleistung. Mit Speicherung kann eine konstante und deutlich geringere Ladeleistung gefahren werden. Das notwendige Speichervolumen für einen konstanten Nachladebetrieb entspricht dem grössten vertikalen Abstand zwischen Entlade- und Ladelinie. In der Software PinCH 3.0 sind die WRG-Speicher und die Wärmeübertrager in den ZKs berechenbar, das Volumen des Warmwasserspeichers ergibt sich aus Lade- und Entladeprofil und kann

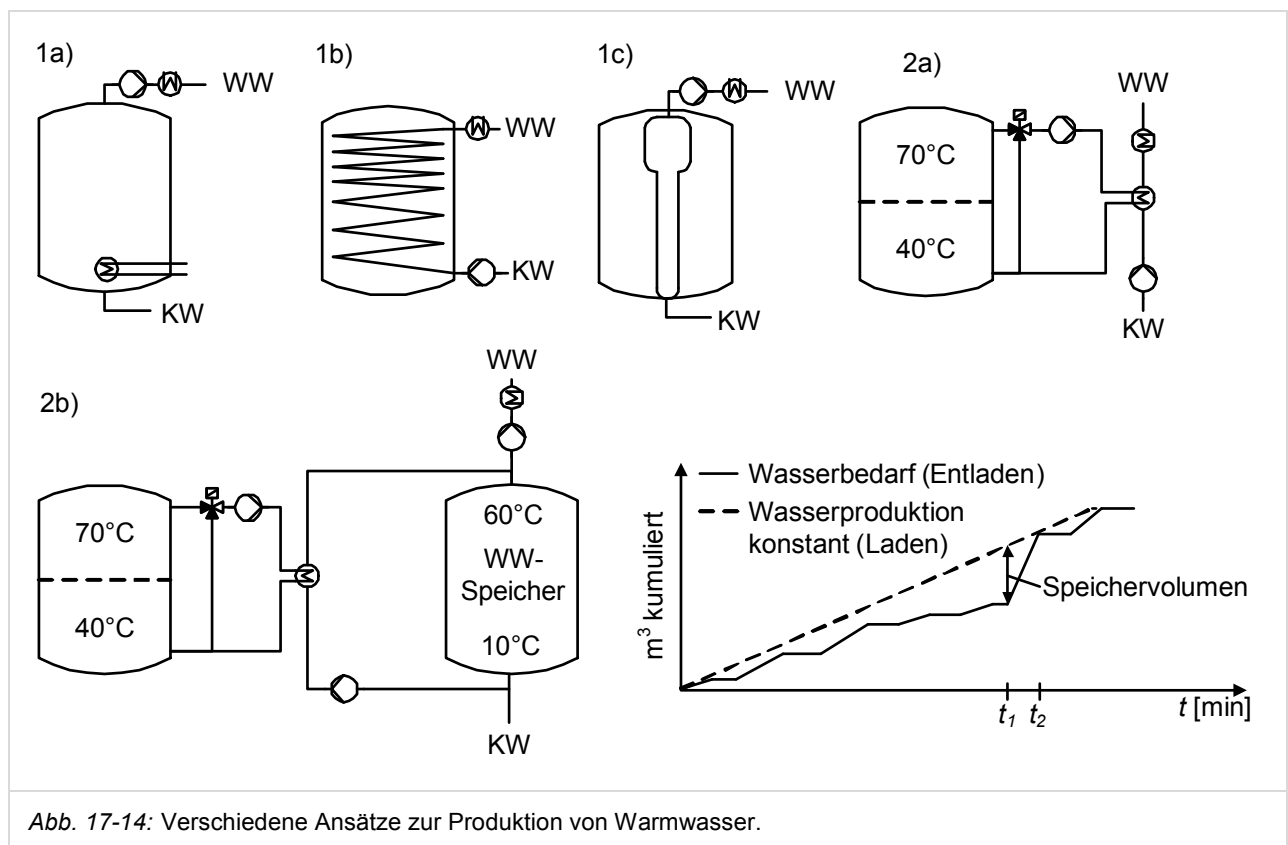


Abb. 17-14: Verschiedene Ansätze zur Produktion von Warmwasser.

Strom	Eq	$T_{in}^*$	$T_{out}^*$	$m$	$\dot{m}$	$c_p$	$\alpha$	$t_{start}$	$t_{stop}$	Energie
		[°C]	[°C]	[kg]	[kg/s]	[kJ/kg K]	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[h]	[h]	[kWh]
BWW1	BWW	10	60	1500	0.2778	4.18	2000	08.00	10.00	87.1
BWW2	BWW	10	60	1500	0.4167	4.18	2000	11.00	12.00	87.1
BWW3	BWW	10	60	7000	0.6481	4.18	2000	13.00	16:00	406.4
BWW4	BWW	10	60	1000	0.1389	4.18	2000	16:00	18:00	58.1
BWW	BWW	10	60	11000	0.3056	4.18	2000	8.00	18.00	638.6

Tab. 17-1: Stromtabelle für die Brauchwarmwassererzeugung mit realem Bedarfsprofil (BWW1 bis BWW4) und für eine gemittelte konstante Erzeugung über die gesamte Betriebszeit (BWW). Eq: Equipment.

einfach in einem Tabellenkalkulationsprogramm wie z.B. Excel berechnet werden.

Der beispielhafte WRG-Schichtspeicher nach 2a) mit 30 K Temperaturunterschied hat eine spezifische Speicherkapazität von 35 kWh/m<sup>3</sup>, der WW-Speicher mit 50 K Temperaturunterschied nach 2b) rund 58 kWh/m<sup>3</sup>. Welche Variante das grössere Speichervolumen benötigt, hängt aber unabhängig von der spezifischen Speicherkapazität vor allem davon ab, wie gut Abwärme und Wärmebedarf „synchronisiert“ sind.

Nachteilig bei Variante 2b) ist die komplexere Regelung (je nach Betriebsbedingung können die Temperaturen nicht immer gehalten werden) und die Notwendigkeit eines Edelstahlspeichers für das Brauchwarmwasser. Bei Speicherung unter 60°C ist zudem je nach Verweilzeit des Wassers im Speicher ein Legionellenschutz notwendig (z.B. Erwärmung auf 60°C ein Mal am Tag). Der Legionellenschutz muss unter Umständen mit Utility gemacht werden, wodurch Wärmerückgewinnungspotential verloren geht.

Tabelle 17-1 zeigt eine beispielhafte Stromtabelle nach 2a) und 2b) unter der Annahme, dass Brauchwarmwasser an einem Tag zwischen 08:00 und 18:00 mit unterschiedlichen Leistungen benötigt wird. Die Ströme BWW1 bis BWW4 beschreiben den tatsächlichen Bedarf von 08:00 bis 18:00 (Variante 2a)). Die zeitliche Diskretisierung kann natürlich beliebig verfeinert werden. Der Strom BWW definiert die Brauchwarmwasserproduktion als konstante Bandlast, sofern ein Warmwasserspeicher mit ausreichendem Volumen möglich/bereits vorhanden ist (Variante 2b)). Wassermenge und Energie beider Varianten entsprechen sich.

In der Software PinCH 3.0 muss den verschiedenen Instanzen der Brauchwarmwassererzeugung (BWW1 bis BWW4) ein gemeinsames sogenanntes Equipment (siehe „Eq“ in Tabelle 17 - 1) zugewiesen werden. Damit erkennt die Software automatisch, dass für alle Brauchwarmwassererwärmungen der gleiche Wärmeübertrager verwendet werden kann.



## 18 MOC Supertargeting und MOC HEN Design

### 18.1 Einleitung

MOC Supertargeting und MOC HEN Design werden für die Optimierung der **direkten Wärmeübertragung** zwischen verschiedenen OCs eingesetzt. Dank der Analogie zwischen OCs von kontinuierlichen Prozessen und TSs von Batch-Prozessen können die Methoden des MOC Supertargeting und des MOC HEN Design auch für die Optimierung der direkten Wärmeübertragung von Batch-Prozessen verwendet werden. Nachfolgend ist vereinfachend nur von MOC und OCs die Rede, es sind aber immer auch Batch-Prozesse und TSs gemeint.

Verglichen mit der „klassischen“ Pinch-Analyse eines einzelnen kontinuierlichen Prozesses, geht es beim MOC Supertargeting/HEN Design zusätzlich um die **Maximierung der Wiederverwendung von HEX-Fläche zwischen verschiedenen OCs**.

Die Wiederverwendung von HEX-Fläche zwischen verschiedenen OCs generiert Verknüpfungen zwischen den OCs insofern, dass sie den individuellen Energie/Kosten-Zielkonflikt (trade-off) beeinflusst. Ziel des MOC Supertargeting ist die Bestimmung des „**Set**“ von  $\Delta T_{min}$ -Werten (**1 je OC**), welches die tiefsten jährlichen Gesamtkosten verursacht<sup>29</sup>.

Die theoretischen Grundlagen und die praktischen Methoden des MOC Supertargeting/HEN Design wurden von P.S. Jones entwickelt. Dieses Kapitel beschränkt sich auf die Beschreibung der wichtigsten Grundlagen, welche für die Anwendung der Methodik nötig sind. Der theoretische Hintergrund wird bewusst ausgelassen. Für mehr Details sei an dieser Stelle auf die Arbeiten von P. Krummenacher [9], P. S. Jones [14] und R. Kislig [15] verwiesen.

### 18.2 Design-Typen

Die Wiederverwendung von HEX-Fläche ist eine beliebig komplexe Optimierungsaufgabe, solange

keine klaren Einschränkungen bezüglich der möglichen „Bewegung“ von HEXs zwischen den verschiedenen OCs gemacht werden. Jones [14] definierte zu diesem Zweck **drei Design-Typen**, entsprechend drei „Einschränkungs-Levels“<sup>30</sup>:

- **Conventional Design:** Der am meisten eingeschränkte Design-Typ. Es sind keine strukturellen HEN-Veränderungen zwischen den OCs möglich. Die HEXs mit wiederverwendbarer Fläche werden in jedem OCs zwischen denselben Strömen und in derselben Reihenfolge platziert. Conventional Design Supertargeting geht davon aus, dass pro Strom nur die Fläche eines HEX wiederverwendet werden kann.
- **Resequenece Design:** Im Gegensatz zum Conventional Design ist es möglich, die Reihenfolge („sequence“) der HEXs mit wiederverwendbarer Fläche zwischen den OCs zu ändern. Pro Strom können damit die Flächen mehrerer HEXs wiederverwendet werden.
- **Repipe Design:** Es gibt keine Einschränkung bezüglich Wiederverwendung von HEXs. Es ist möglich, einen HEX zwischen verschiedenen OCs in beliebiger Reihenfolge und für unterschiedliche Ströme zu nutzen.

<sup>29</sup> Die Verknüpfungen zwischen den OCs (oder TSs), welche durch die Wiederverwendung von HEX-Fläche entstehen, machen die Bestimmung des „Sets“ von  $\Delta T_{min}$ -Werten für  $n$  OCs zu einem  $n$ -dimensionalen Problem.

<sup>30</sup> Die in diesem Kapitel beschriebenen Einschränkungen der Design-Typen sowie die Area Matrixes, welche in späteren Abschnitten erklärt werden, beziehen sich auf

**Ströme**, damit die Erklärungen einfacher zu verstehen und mit der Publikation von Jones [14] konsistent sind. Im Engineering Tool PinCH [4] beziehen sich die Einschränkungen und Area Matrixes auf **Equipments**.

Je weniger Einschränkungen ein Design-Typ hat, umso grösser wird das Potenzial für die Wiederverwendung von HEX-Fläche zwischen OCs und umso grösser werden die Investitionen in Leitungen, Ventile und Regelungstechnik. Das Repipe Design wird in der Praxis kaum genutzt und ist darum in diesem Kapitel nicht weiter beschrieben.

Da die Regeln der Wiederverwendung von HEX-Fläche je Design-Typ unterschiedlich sind, gibt es für jeden Design-Typ eine eigene Methodik für das Supertargeting und das HEN Design. Mehrere OCs können auch **unabhängig voneinander** optimiert werden, ohne Berücksichtigung der Wiederverwendung von HEX-Fläche. Der entsprechende Design-Typ wird **Separate Design** genannt.

### 18.3 Berechnungsgrundlagen

#### 18.3.1 Zwei Berechnungsschritte des MOC Supertargeting

Das Conventional und das Resequenece Supertargeting erfolgt in zwei Schlaufen:

- Äussere Schlaufe: Suche nach dem Set von  $\Delta T_{min}$ -Werten je OC, welches die tiefsten jährlichen Gesamtkosten verursacht.
- Innere Schlaufe: Suche, bei gegebenen  $\Delta T_{min}$ -Werten je OC, nach der maximal wiederverwendbaren HEX-Fläche und somit nach der minimal notwendigen HEX-Fläche über alle OCs.

**Äussere Schlaufe:** Der optimale  $\Delta T_{min}$ -Wert eines einzelnen kontinuierlichen Prozesses wird gesucht, indem die jährlichen Gesamtkosten für verschiedene, schrittweise erhöhte  $\Delta T_{min}$ -Werte berechnet und anschliessend derjenige Wert mit den tiefsten jährlichen Gesamtkosten identifiziert wird. Beim MOC-Supertargeting werden die minimalen jährlichen Gesamtkosten in einem mehrdimensionalen Raum gesucht (mit gleich vielen Dimensionen wie OCs). Die Rechenzeit wird dadurch bereits bei zwei OCs so hoch, dass eine vollständige Überprüfung aller  $\Delta T_{min}$ -Kombinationen zur Identifikation des globalen Optimums nicht mehr sinnvoll ist. Um die Rechenzeit bis zum Erreichen des globalen Optimums zu verkürzen, wurden mathematische Algorithmen wie z.B. die Hooke-Jeeves Pattern Search Method oder GRC erfolgreich angewendet. Diese Methoden minimieren die Anzahl der Iterationen, indem sie die

Richtung zur Überprüfung des nächsten Punktes optimal vorgeben.

**Innere Schlaufe:** Die innere Schlaufe definiert die Maximierung der wiederverwendbaren HEX-Fläche bei gleichbleibenden  $\Delta T_{min}$ -Werten als ein Problem des Linear Programming (LP). Das Problem wird durch einen Solver gelöst, welcher den Simplex Algorithmus anwendet. Die Prinzipien sind in den folgenden Abschnitten erklärt.

#### 18.3.2 Maximierung der wiederverwendbaren HEX-Fläche

Im Falle eines einzelnen kontinuierlichen Prozesses wird das Flächenziel eines HEN  $A_{HEN,Target}$  gemäss der Gleichung A3 im Anhang bestimmt („Bath Formula“), unter Annahme von vertikaler Wärmeübertragung.

Dies ist auch für die Berechnung der HEN Flächen-Targets je OC der Fall, bevor die Wiederverwendung von HEX-Fläche betrachtet wird. Um herauszufinden, welche HEXs und wieviel HEX-Fläche wiederverwendet werden können, wird für jeden OC eine Matrix erstellt, welche als Elemente die Flächen zwischen allen Hot und Cold Streams enthält. Die Matrix eines OC wird **Area Matrix** genannt. Im Falle des Beispiels mit zwei Hot und zwei Cold Streams hat die Area Matrix die Elemente H1/C1, H1/C2, H2/C1 und H2/C2. Das HEN Flächen-Target über alle OCs kann nun berechnet werden. Es ergibt sich aus der Summe der HEN Flächen-Targets aller OCs abzüglich der wiederverwendbaren HEX-Flächen zwischen den OCs (über die Area Matrix und den ausgewählten Design-Typ bestimmbar).

Die Summe der HEX-Flächen *innerhalb eines OC* bleibt unabhängig von den wiederverwendbaren HEX-Flächen gleich gross, da sich am Modell der vertikalen Wärmeübertragung und am  $\Delta T_{min}$  je OC nichts geändert hat. Die *Verteilung* der gesamten Fläche auf die Flächen-Elemente in der Matrix ist aber i.d.R. nicht eindeutig und kann daher im Hinblick auf die weiteren OCs optimiert werden.

Unter der Annahme einer vertikalen Wärmeübertragung kann die wiederverwendbare HEX-Fläche mittels Linear Programming maximiert werden: Die maximale Fläche wird jeweils zwischen den Strömen (bzw. in den Matrix-Elementen) eingesetzt, welche in möglichst vielen OCs vorkommen.

Damit werden gleichzeitig diejenigen Flächen minimiert, welche nur in wenigen OCs vorkommen.

#### 18.4 Workflow MOC Supertargeting/HEN Design

Die Auswahl des Design-Typs, welcher in einer Anlage anwendbar ist, hängt überwiegend von den Prozessparametern ab (z.B. verwendete Medien, Druck, Platzverhältnisse, Distanz usw.). In der Praxis ist eine Klassifizierung in Conventional Design oder Resequenece Design häufig nicht eindeutig und es gibt in einer Anlage Ströme und Prozesse, welche z.B. über das Resequenece Design optimiert werden können und solche, welche stärker eingeschränkt sind. Solche gemischten Designs können nicht über MOC Supertargeting optimiert werden, da die dafür notwendigen mathematischen Modelle, welche effizient (mit kurzer Rechenzeit) mit Hilfe von Linear Programming (LP) gelöst werden können, auf *einen einzigen* Design-Typ angewiesen sind.

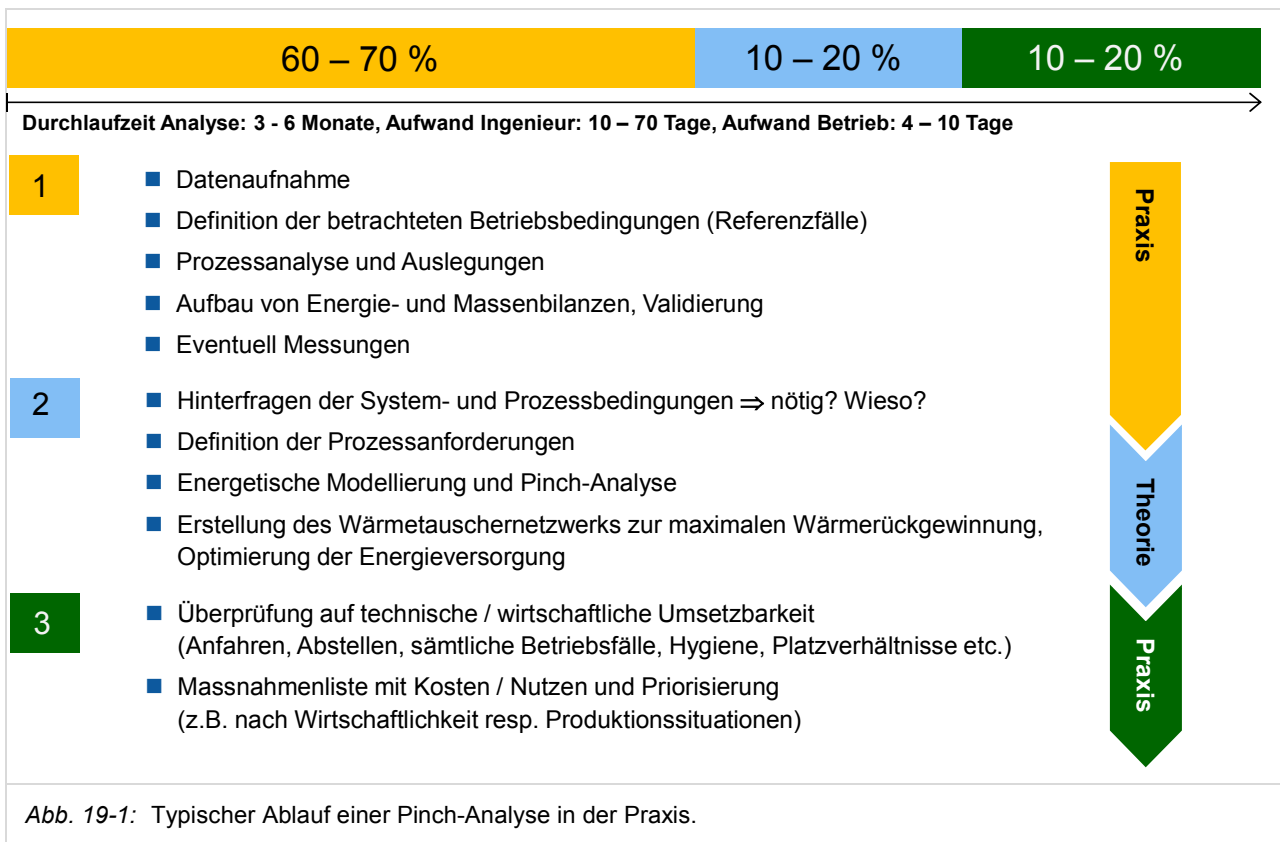
Es wird folgender Workflow für das MOC Supertargeting und das MOC HEN Design empfohlen:

1. **MOC Supertargeting:**  
Durchführung des MOC Supertargeting mit dem Separate Design, dem Conventional Design und, falls es die Rechenzeit erlaubt, mit dem Resequenece Design.
2. **Abschätzung des Potenzials der Wiederverwendung von HEX-Fläche:**  
Vergleichen der  $\Delta T_{min}$ -Werte je OC, der Flächenziele, der minimalen Anzahl HEXs und der jährlichen Gesamtkosten. Die Unterschiede geben einen Hinweis auf das Potenzial der Wiederverwendung von HEX-Fläche.
3. **Auswahl des Design-Typs**
4. **MOC HEN Design, basierend auf den  $\Delta T_{min}$ -Werten des ausgewählten Design-Typs (je OC)**
5. **„Verschmelzen“ aller HENs je OC zu einem Gesamt-HEN**  
Da die Fläche eines HEX nicht in allen OCs (gleich) genutzt wird, werden sämtliche Bypässe und Ventile ergänzt, damit die HEXs die Prozessanforderungen je OC abdecken können.

**Hinweis zu Schritt 2:** Entsprechen z.B. die Zielwerte gemäss Separate Design denjenigen gemäss Conventional Design oder Resequenece Design, hat die Wiederverwendung von HEX-Fläche kein Potenzial. Ansonsten ist es intuitiv verständlich, dass die gesamten HEX-Investitionskosten (bei gleichbleibendem  $\Delta T_{min}$  je OC bzw. gleichbleibender WRG) über alle OCs sinken, je grösser die wiederverwendbare HEX-Fläche ist. Durch die tieferen Investitionskosten lohnt sich tendenziell eine verstärkte WRG und das  $\Delta T_{min,opt}$  je OC wird tendenziell kleiner. Das  $\Delta T_{min,opt}$  wird tendenziell umso kleiner, je geringer die Einschränkungen der Wiederverwendung von HEX-Fläche sind.

**Hinweis zu Schritt 4:** Ist es nicht sicher, ob ein Resequenece Design zu praxistauglichen Resultaten führt, wird empfohlen, das HEN Design konservativ auf Basis der  $\Delta T_{min}$ -Werte des Conventional Design zu starten. Wird festgestellt, dass in verschiedenen OCs/TSSs sehr ähnliche HEN-Strukturen resultieren (und somit auch mehr als ein HEX pro Strom in unterschiedlichen OCs/TSSs wiederverwendet werden könnte), kann das HEN evtl. zusätzlich auf Basis der  $\Delta T_{min}$ -Werte des Resequenece Design erstellt werden.

## 19 Making it happen



Der Ablauf einer Pinch-Analyse kann grob in drei Hauptschritte unterteilt werden (siehe Abb. 19-1):

### Schritt 1:

Der erste Schritt benötigt in der Regel rund 60 bis 70% des Gesamtaufwands. Der Zeitaufwand hängt stark von der verfügbaren Datengrundlage ab. Folgende Unterlagen sollen u.a. untersucht werden:

Warmwasser-, Heisswasser- und Dampf-/Kondensatschemata, Lüftungsschema, Lieferantenofferten, Auslegungsdaten zu den Prozessen, der Energie- und Druckluftversorgung und der HEXs, Verfahrens-Ablaufdiagramme (Qualitätskontrollen), Auszüge aus den Prozessleitsystemen, Energiestatistiken, Rohstoff- und Produktionsstatistiken, Warenbuchhaltung, Literaturangaben etc.

Die Daten sollen systematisch „top-down“ und „bottom-up“ berechnet und validiert werden. Die Leistung bzw. der Verbrauch in einem Prozessschritt kann z.B. über das Produkt, über die Utility oder über die Auslegung des HEX abgeschätzt werden. Je nach Verknüpfung von Prozessen und Energie-

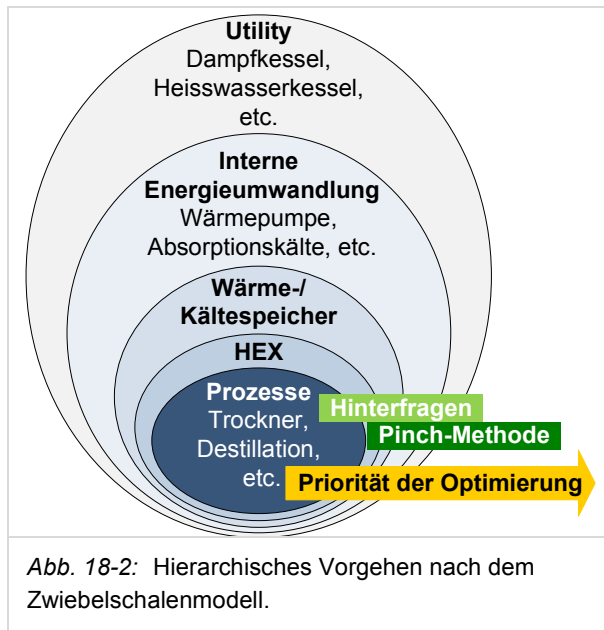
versorgung kann die Systemgrenze für weitere Bilanzierungen und Plausibilitätschecks erweitert werden.

Messungen können für kritische Energieflüsse unablässig sein. Der genaue Messort kann häufig erst nach einer ersten gründlichen Untersuchung der Anlagen definiert werden. Um Zeit und Kosten zu sparen, ist eine punktuelle Nachmessung nach einer ersten Bilanzierungsrunde einer umfassenden Messkampagne vorzuziehen.

Auch wenn noch so viel Zeit aufgewendet wird – eine perfekte Bilanzierung ist nicht erreichbar. Es ist wichtig, den Fokus nicht aus den Augen zu verlieren (korrekte Temperaturen und Massenströme sind das Hauptziel, Jahresbetriebsstunden dürfen weniger genau sein) und ab und zu inne zu halten, um die ermittelten Verbrauchswerte mit dem Gesamtenergieverbrauch in Relation zu stellen.

## Schritt 2:

Für die Planung von neuen und die Optimierung von bestehenden Anlagen ist ein hierarchisches Vorgehen von entscheidender Bedeutung. Dieses kann mit dem Zwiebelschalenmodell veranschaulicht werden (siehe Abb. 18-2).



Im Kern des Zwiebelschalenmodells liegen die Prozesse, welche bei der der Optimierung erste Priorität haben. Sie werden i.d.R. in der Reihenfolge des Produktflusses untersucht und jeweils auf Optimierungspotenzial in sich selbst und in Bezug auf die gesamte Anlage untersucht. Für jeden Prozess hinterfragt man die Prozessbedingungen, d.h. die Temperaturen, Massenströme und den zeitlichen Ablauf.

Das **Hinterfragen der ermittelten Prozessbedingungen** kann entweder direkt zu Betriebsoptimierungen führen oder zumindest die Prozesse so definieren helfen, dass in der späteren Analyse Einsparmassnahmen gefunden werden können. Das Hinterfragen von Prozessbedingungen ist ein essentieller Schritt, welcher Prozessverständnis, Erfahrung und eine enge Zusammenarbeit mit den Anlagenbetreibern und/oder den Herstellern benötigt.

Aus den **Prozessbedingungen** werden die **Prozessanforderungen** erarbeitet. Erst zu diesem

Zeitpunkt beginnt die eigentliche Anlagenoptimierung mit der Pinch-Methode. Erste Priorität hat dabei das HEN für die direkte Wärmeübertragung. Anschliessend werden Wärme- und Kältespeicher in Betracht gezogen. Interne Energieumwandlungen wie z.B. Wärmepumpen oder Absorptionskältemaschinen werden überprüft, wenn die Optimierungspotenziale in den inneren „Zwiebelringen“ ausgeschöpft sind. Erst zum Schluss wird die Energieversorgung (z.B. der Dampfkessel) dimensioniert.

Die Grundidee dieses Vorgehens ist die Konzeption einer den Prozessanforderungen und damit dem Nutzen entsprechenden „massgeschneiderten“ Anlage, die bezüglich der jährlichen Gesamtkosten (Kapital- und Betriebskosten) optimal ist. Die Ingenieurin und der Ingenieur müssen sich bei der Anlagenplanung von innen nach aussen durch alle Schalen des Zwiebelschalenmodells durcharbeiten. Die Pinch-Methode ist ein wichtiges Werkzeug dazu!

## Schritt 3:

In jedem Fall muss nach Erarbeitung der Optimierung jeder HEX oder jede Energieversorgung noch einmal **auf technische und wirtschaftliche Umsetzbarkeit überprüft** werden.

Druck, Druckverlust, Anfahren und Abstellen, unterschiedliche Betriebsfälle (Produkte, Last), Gleichzeitigkeit, Produktionsstillstände, Produktionssicherheit, Hygiene, Fouling, Platzverhältnisse, Statik und Investitionskosten sind nur einige der Punkte, die überprüft werden müssen.

Das theoretische Optimum kann in der Praxis selten erreicht werden. Erweisen sich einige HEXs als unmöglich, wird die nächstbessere Variante überprüft - Iterationen von der Theorie in die Praxis und zurück sind normal. Es kann auch vorkommen, dass aufgrund eines Optimierungsergebnisses die Prozessanforderungen noch einmal überarbeitet werden.

Am Ende soll jede Massnahme oder jedes Massnahmenpaket für sich wirtschaftlich und v.a. umsetzbar sein.

## 20 Notation

### 20.1 Liste der wichtigsten Symbole und Einheiten

#### Lateinische Buchstaben und Indizes

$A$	Annuität	1/a
$A$	Fläche	m <sup>2</sup>
$A_{HEX}$	Fläche eines Wärmeübertragers	m <sup>2</sup>
$A_{HEX,REF}$	Referenzfläche des Wärmeübertragers mit den Kosten $C_{HEX,REF}$	m <sup>2</sup>
$A_{HEN,Target}$	Flächenziel eines Wärmeübertrager-Netzwerks	m <sup>2</sup>
$a$	Fixkostenfaktor eines Wärmeübertragers	CHF
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/(kg K)
$c_v$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	J/(kg K)
$c_{CU}$	Spezifische Betriebskosten Cold Utility	CHF/kWh
$C_{HEN}$	Investitionskosten eines Wärmeübertrager-Netzwerks	CHF
$C_{HEX}$	Investitionskosten eines Wärmeübertragers	CHF
$C_{HEX,REF}$	Referenzkosten des Wärmeübertragers mit der Fläche $A_{HEX,REF}$	CHF
$C_{HU}$	Spezifische Betriebskosten Hot Utility	CHF/kWh
$C_{Mod}$	Modellfaktor für die Berechnung von Wärmeübertrager-Kosten	CHF
$C_{Op}$	Jährliche Betriebskosten (Operating Costs) für Hot/Cold Utility	CHF/a
$C_{tot}$	Jährliche Gesamtkosten	CHF/a
$CP$	Wärmekapazitätsstrom	W/K
$d_i$	Rohrinnendurchmesser	m
$d_a$	Rohraussendurchmesser	m
$d_s$	Dauer des Stroms s	s
$d_{pre}$	Dauer der Vorbereitung eines Equipment	s
$d_{post}$	Dauer der Nachbereitung eines Equipment	s
$d_{shut-down}$	Dauer der Phase des Abfahrens eines Batches	s
$d_{start-up}$	Dauer der Phase des Anfahrens eines Batches	s
$E$	Energie	W
$E$	Exergie	W
$\dot{E}$	Energiestrom	W
$\dot{E}$	Exergiestrom	W
$F_T$	Flächen-Korrekturfaktor für „nicht reine“ Gegenstrom-Wärmeübertrager	-
$ff$	Faktor für Transport und Installation	-
$h$	Spezifische Enthalpie	J/kg
$\Delta h_V$	Spezifische Verdampfungsenthalpie	J/kg
$\dot{H}$	Enthalpiestrom	W
$k$	Wärmedurchgangskoeffizient (in Gebäudetechnik: U-Wert)	W/(m <sup>2</sup> K)
$m$	Masse	kg
$m$	Degressionsexponent	-
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$n$	Amortisationszeit (Pay Off Period)	a
$n$	Stoffmenge	mol
$\dot{n}$	Stoffstrom	mol/s
$N_{HEX,HEN}$	Anzahl Wärmeübertrager in einem beliebigen Wärmeübertrager-Netzwerks	-
$N_{HEX,Target}$	Zielwert der minimalen Anzahl Wärmeübertrager in einem Wärmeübertrager-Netzwerk	-
$Nu$	Nusselt-Zahl	-
$p$	Druck	N/m <sup>2</sup>
$P$	Leistung	W
$Pr$	Prandtl-Zahl	-

$\dot{Q}$	Wärme-/Kältestrom	W
$\dot{Q}_{CU}$	Kältestrom Cold Utility	W
$\dot{Q}_{CU,opt}$	Kältestrom Cold Utility bei optimaler minimaler Temperaturdifferenz	W
$\dot{Q}_{HU}$	Wärmestrom Hot Utility	W
$\dot{Q}_{HU,opt}$	Wärmestrom Hot Utility bei optimaler minimaler Temperaturdifferenz	W
$\dot{q}$	Spezifischer Wärmestrom Strahlung	W/m <sup>2</sup>
$q_{s,n}$	Wärmeinhalt des Stroms $s$ im Enthalpieintervall $n$	W
$R$	Thermischer Widerstand	K/W
$R$	Elektrischer Widerstand	$\Omega$
$R_f$	Spezifischer Verschmutzungswiderstand	m <sup>2</sup> K/W
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$ra$	Aktualitätsfaktor zur Berechnung von Wärmeübertrager-Kosten	-
$s$	Spezifische Entropie	J/(kg K)
$T$	Temperatur	°C
$T^*$	Geshiftete Temperatur (um $\Delta T_{min}$ )	°C
$T_{in}$	Anfangstemperatur oder Eintrittstemperatur	°C
$T_{out}$	Endtemperatur oder Austrittstemperatur	°C
$\Delta T_m$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	K
$\Delta T_{min}$	Minimale Temperaturdifferenz	K
$\Delta T_{min,opt}$	Optimale minimale Temperaturdifferenz (Supertargeting)	K
$U$	Innere Energie	J
$w_i$	Massenanteil des Stoffs $i$ in Bezugsmasse	kg/kg
$x_i$	Stoffmengenanteil der Komponente $i$ in Bezugsmenge (Flüssigphase)	mol/mol
$X_i$	Massenbeladung der Komponente $i$ in Bezugskomponente (Flüssigphase)	kg/kg
$X_i$	Stoffmengenanteil der Komponente $i$ in Bezugskomponente (Flüssigphase)	mol/mol
$y_i$	Stoffmengenanteil der Komponente $i$ in Bezugsmenge (Gasphase)	mol/mol
$Y_i$	Massenbeladung der Komponente $i$ in Bezugskomponente (Gasphase)	kg/kg
$Y_i$	Stoffmengenanteil der Komponente $i$ in Bezugskomponente (Gasphase)	mol/mol
$Z$	Zinssatz des Kapitals	-

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K)
$\alpha$	Anfangszustand eines Prozesses oder einer Zustandsänderung	-
$\delta$	Wanddicke	m
$\varepsilon$	Emissionsverhältnis	-
$\eta$	Wirkungsgrad	-
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma_s$	Strahlungskoeffizient	W/(m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )
$\tau$	Betriebsstunden pro Jahr	h/a
$\nu$	Kinematische Viskosität eines Fluids	m <sup>2</sup> /s
$\omega$	Endzustand eines Prozesses oder einer Zustandsänderung	-

**20.2 Liste der wichtigsten Abkürzungen**

BCCs	Balanced Composite Curves
BCD	Batch Cycle Duration
BGCC	Balanced Grand Composite Curve
BHKW	Blockheizkraftwerk
BPD	Batch Processing Duration
CC	Composite Curve (Hot oder Cold)
CCs	Composite Curves (Hot und Cold)
COP	Coefficient of Performance
CU	Cold Utility
ECU	Energy Conversion Unit
EROP	Equipment-wise Repeat Operation Period
FTVM	Fixe Temperatur, variable Masse
GCC	Grand Composite Curve
HEN	Heat exchanger network
HEX	Heat exchanger
HU	Hot Utility
ISSP	Indirect Source and Sink Profile
KVS	Kreislaufverbundsystem
MER	Maximum Energy Recovery oder Minimum Energy Requirement
MOC	Multiple Operating Case
MVR	Mechanical Vapour Recompression
OC	Operating Case
SROP	Stream-wise Repeat Operation Period
TAM	Time Average Model
TS	Time Slice
TSM	Time Slice Model
TVR	Thermal Vapour Recompression
WRG	Wärmerückgewinnung
WKM	Wärme kraftmaschine
ZK	Zwischenkreislauf



### 20.3 Glossar

**Anlage** Verfahrenstechnische Anlage mit einem oder mehreren Prozessen.

**Balanced Composite Curves (BCCs)** Composite Curves inkl. Cold und Hot Utility.

**Balanced Grand Composite Curve (BGCC)** Grand Composite Curve inkl. Cold und Hot Utility.

**Batch-Prozess** Prozess im Batch-Betrieb, auch Chargen- oder Satzbetrieb genannt, d.h. mit instationären Abläufen.

**Batch Cycle Duration (BCD)** Dauer vom Start eines Batches zum Start des nächsten Batches.

**Batch Processing Duration (BPD)** Gesamtdauer, welche zur Produktion eines einzigen Batches benötigt wird.

**Cold Utility (CU)** System der Prozesskühlung (z.B. Kühlwasser, Kältemittel).

**Composite Curve (CC)** Darstellung der thermischen Prozessanforderungen in einem Temperatur/Enthalpiestrom-Diagramm.

**Driving Force Plot** Darstellung des verfügbaren und von einem Wärmeübertrager genutzten Temperaturgradienten in einem Diagramm mit der Temperatur der Cold Composite Curve auf der x-Achse und dem vertikalen Temperaturgradienten zur Hot Balanced Composite Curve auf der y-Achse.

**Energy Conversion Unit (ECU)** Energieumwandlungssystem. In diesem Handbuch stellvertretend für alle Energieumwandlungssysteme verwendet, welche mit dem Prozess interagieren, d.h. vom Prozess Wärme oder Kälte beziehen.

**Energy Targeting** Energetische Analyse von Prozessen oder Prozessgruppen, welche die Suche und Untersuchung der vielversprechendsten Integrationsvarianten bezweckt. Die vielversprechendsten Varianten werden im Supertargeting gemeinsam mit den Kosten optimiert.

**Equipment** Leitung, Kanal oder Behälter, in dem ein Strom bzw. eine Prozessanforderung vorkommt. In einem Equipment können mehrere Ströme vorkommen, dies aber nie gleichzeitig. Ein Wärmeübertrager beschreibt die Kombination von zwei Equipments.

**Equipment-wise Repeat Operation Period (EROP)** Sich zyklisch wiederholende Betriebsperiode in einem Batch-Prozess, bezogen auf Equipments.

**FTVM-Speicher** Energiespeicher mit Fixer Temperatur und Variabler Masse.

**Grand Composite Curves (GCC)** Darstellung des Netto-Wärme- oder -Kühlbedarfs eines Prozesses innerhalb von geschifteten Temperaturintervallen in einem Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm.

**Heat Exchanger (HEX)** Wärmeübertrager.

**Heat Exchanger Network (HEN)** Wärmeübertrager-Netzwerk mit Prozess-Prozess- und Utility-Prozess-Wärmeübertragern.

**Hot Utility (HU)** System der Prozessheizung (z.B. Dampf, Heisswasser etc.).

**Indirect Source and Sink Profile (ISSP)** Darstellung des Source Profile und des Sink Profile in einem Temperatur/Energie-Diagramm zur Analyse des Potenzials von indirekter Wärmeübertragung. In der Literatur auch als Total Site Profile (für kontinuierliche Prozesse) oder Residual Composite Curves (für Batch-Prozesse) bekannt.

**Kreislaufverbundsystem (KVS)** Rohrsystem mit einem zirkulierenden Wärmeträgermedium, welches durch mindestens einen Wärmeübertrager geladen (von einem Hot Stream) und durch mindestens einen Wärmeübertrager entladen wird (von einem Cold Stream).

**Maximum Energy Recovery (MER)** Maximal mögliche Wärmerückgewinnung in einem Wärmeübertrager-Netzwerk mit einem gegebenen  $\Delta T_{min}$ . Auch bekannt als Minimum Energy Requirement.

**Multiple Operating Case (MOC)** Verschiedene Betriebsfälle (Operating Cases) eines Prozesses oder einer Anlage. Entsteht bei der zeitlichen Überlappung von Prozessen in einer Anlage oder durch verschiedene Betriebsfälle eines Prozesses.

**Operating Case (OC)** Betriebsfall eines Prozesses oder einer Anlage. Definiert durch die gleichzeitige Existenz von einem oder mehreren Prozessen. Ein Operating Case enthält immer dieselben Ströme mit identischen Stromparametern. Er kann zu unterschiedlichen Zeiten im Jahr auftreten.

**Pinch** Ort, an dem sich die Composite Curves am nächsten sind und der ein thermisches Problem in zwei Subsysteme teilt.

**Pinch-Temperatur (auch Pinch-Punkt)** Temperatur  $\Delta T_{min}/2$  unter der Hot Composite Curve bzw.  $\Delta T_{min}/2$  über der Cold Composite Curve am Pinch.

**Pocket** Region in der Grand Composite Curve, in der weder externe Heizung noch Kühlung notwendig ist.

**Prozess (Batch-Betrieb)** Siehe Batch-Prozess.

**Prozess (kontinuierlich)** Besteht im Minimum aus einem Strom und ist ansonsten ein Clustering von Strömen, welche gleichzeitig existieren und untereinander direkt Wärme übertragen können. Ein Prozess kann aus mehreren Verfahrensstufen bestehen und bis hin zu einer gesamten verfahrenstechnischen Anlage beschreiben.

**Retrofit** Sanierung bzw. Energie-Optimierung einer bestehenden Anlage (Im Gegensatz zum Neubau).

**Shifted Composite Curves** Darstellung der thermischen Prozessanforderungen in einem Temperatur-Enthalpiestrom-Diagramm, wobei die Temperaturen als Shifted Temperatures abgebildet werden und sich die Shifted Composite Curves in der Folge am Pinch berühren.

**Shifted Temperatures** Veränderte (verschobene) Stromtemperaturen, um dem Effekt des  $\Delta T_{min}$  gerecht zu werden.

**Shutdown** Abfahren eines Prozesses.

**Sink** Wärmesenke, d.h. Wärmebedarf.

**Sink Profile** Darstellung der Sinks eines Batch-Prozesses in einem Temperatur/Energie-Diagramm. Jeder Strom wird in Abhängigkeit seiner Bedeutung um ein stromspezifisches  $\Delta T_{min,s}$  „geshifted“, d.h. verschoben dargestellt.

**Source** Wärmequelle, d.h. Abwärme oder Kühlbedarf.

**Source Profile** Darstellung der Sources eines Batch-Prozesses in einem Temperatur/Energie-Diagramm. Jeder Strom wird in Abhängigkeit seiner Bedeutung um ein stromspezifisches  $\Delta T_{min,s}$  „geshifted“, d.h. verschoben dargestellt.

**Split Grand Composite Curve (Split GCC)** Spiegelung von zwei Grand Composite Curves. Benutzt, um u.a. das indirekte Wärmeübertragungspotenzial zwischen zwei gleichzeitigen Prozessen zu analysieren.

**Startup** Anfahren eines Prozesses.

**Stream-wise Repeat Operation Period (SROP)** Sich zyklisch wiederholende Betriebsperiode in einem Batch-Prozess, bezogen auf Ströme.

**Stromparameter** Eigenschaften eines Stroms, d.h.  $T_{in}$ ,  $T_{out}$ ,  $\dot{m}$  (kg/h)  $c_p$ -Wert (kJ/kg K) bzw. Phasenübergang (kJ/kg) und  $\alpha$ -Wert (W/(m<sup>2</sup>K)). Ebenfalls ein Stromparameter ist das Equipment.

**Supertargeting** Gleichzeitiges Targeting von Energie und Kosten.

**Target** Ziel, das vor dem Anlagendesign festgelegt wird. Es gibt z.B. die Target Temperature (Zieltemperatur eines Stroms) oder das Energy Target (die Composite Curves mit einem bestimmten  $\Delta T_{min}$ ).

**Targeting** Definition eines Ziels, das vor dem Anlagendesign festgelegt wird.

**Tick-Off Rule** Regel zur Erarbeitung eines MER-HEN mit der minimalen Anzahl Wärmeübertrager.

**Time Average Model (TAM)** Mitteln von Strömen, indem die Wärme-/Kälteleistung durch die betrachtete Zeitperiode (normalerweise EROP) geteilt wird. Die TAM Composite Curves werden in einem Temperatur/Energie-Diagramm dargestellt.

**Time Slice (TS)** Zeitintervall innerhalb einer sich wiederholenden Betriebsperiode eines Batches (normalerweise EROP). Es ist durch die gleichzeitige Existenz von einem oder mehreren Strömen bestimmt, kann aber auch „leer“ (d.h. ohne Ströme) sein. Es kann zu unterschiedlichen Zeiten innerhalb einer EROP auftreten.

**Time Slice Model (TSM)** Aufteilung eines Batch-Prozesses in verschiedene Zeitintervalle (Time Slices) und Berechnung der Energieziele je Time Slice (mittels Composite Curves).

**Utility** System der Prozessheizung oder -kühlung.

**Wärmerückgewinnung (WRG)** Wärmeübertragung zwischen Hot und Cold Composite Curves.

## 21 Literaturverzeichnis

- [1] B. Wellig und D. Olsen, «Energie-Optimierung mit Pinch-Analyse,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2014.
- [2] I. C. Kemp, «Pinch Analysis and Process Integration - A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy, Second Edition,» Elsevier Ltd., Oxford, 2007.
- [3] Prognos AG, Infrac AG, TEP Energy GmbH, «Analyse des schweizerischen Energieverbrauchs 2000 - 2011 nach Verwendungszwecken,» Bundesamt für Energie, Bern, 2012.
- [4] Hochschule Luzern – Technik & Architektur, «Pinch Analyse,» 2012. [Online]. Available: <http://www.pinch-analyse.ch/>.
- [5] F. Al-Juwayhel, H. El-Dessouky und H. Ettouney, «Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps,» Elsevier Ltd., Safat, 1997.
- [6] CanmetEnergy, «Natural Resources Canada,» 2014. [Online]. Available: <http://canmetenergy.nrcan.gc.ca/industrial-processes/industrial-systems-optimization/process-integration/products-services/461>.
- [7] R. Nordman, «New process integration methods for heat-saving retrofit projects in industrial systems,» Chalmers University of Technology, S-Göteborg, 2005.
- [8] N. D. K. Asante und X. X. Zhu, «An automated approach for heat exchanger network retrofit featuring minimal topology modifications,» *Comp. Chem. Eng.*, Nr. 20, pp. 7-12, 1996.
- [9] P. Krummenacher, «Contribution to the heat integration of batch processes (with or without heat storage),» École Polytechnique Fédérale de Lausanne, Lausanne, Switzerland, 2001.
- [10] I. D. Gremouti, «Integration of Batch Processes for Energy Savings and Debottlenecking,» Manchester, UK, 1991.
- [11] J. Klemes, «Design and Operation of Energy Efficient Batch Processes,» Commission of the European Communities, 1994.
- [12] I. Dinçer und M. A. Rosen, «Thermal Energy Storage: Systems and Applications, 2nd edition,» Wiley, Chichester, 2010.
- [13] T. Walmsley, «Integration of industrial solar and gaseous waste heat into heat recovery loops using constant and variable temperature storage,» *Energy*, Nr. 75, pp. 53-67, 2014.
- [14] P. S. Jones, «Targeting and design for heat exchanger networks under multiple base case operation,» UMIST, Manchester, UK, 1991.
- [15] R. Kislig, «Batch Supertargeting Analysis – Conventional Design and Resequencing Design,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2012.
- [16] D. W. Townsend, «Surface Area Targets For Heat Exchanger Networks,» UMIST, Manchester, UK, 1989.
- [17] B. Linnhoff und W. D. Townsend, «Surface Area Targets For Heat Exchanger Networks,» IChemE 11th Annual Res Meeting, Bath, UK, 1984.
- [18] T. Eiholzer, «Indirect Heat Integration in Batch Processes with Variable Schedules,» Hochschule Luzern – Technik & Architektur, Horw, 2014.
- [19] V. R. Dhole und B. Linnhoff, «Total site targets for fuel, co-generation, emission and cooling,» *Comp. Chem. Eng.*, Nr. 17, Supplement 1, pp. 101-109, 1993.

## Anhang A

### Targeting der Anzahl Wärmeübertrager und der HEN-Fläche

#### 1. Targeting der Anzahl Wärmeübertrager

##### Beliebiges HEN

Die Euler'sche Regel sagt für ein beliebiges HEN:

$$N_{HEX, HEN} = N_s + N_{Loops, HEN} - N_{Sub, HEN} \quad (A1)$$

$N_{HEX, HEN}$	[-]	Anzahl HEX in einem HEN
$N_s$	[-]	Anzahl Ströme eines HEN (inkl. Utility)
$N_{Loops, HEN}$	[-]	Anzahl Loops in einem HEN
$N_{Sub, HEN}$	[-]	Anzahl Subsysteme in einem HEN

##### MER HEN gemäss CCs

In einem MER HEN, welches die Energieziele gemäss den CCs erreichen soll, darf keine Wärme über dem Pinch unter den Pinch transferiert werden. Die zwei Teilsysteme über und unter dem Pinch können demnach als einzelne HEN betrachtet werden.

Sofern in den zwei Teilsystemen nicht ein weiterer Pinch vorhanden ist, beträgt die Anzahl Subsysteme  $N_{Sub, HEN}$  sowohl für das Teilsystem unter- wie auch oberhalb des Pinch gleich 1.

Die sogenannten Loops sind im Abschnitt 7.4.1 beschrieben. Normalerweise wird versucht, ein HEN ohne Loops zu entwerfen, um die Anzahl HEX zu minimieren. Die Anzahl Loops  $N_{Loops, HEN}$  kann demnach auf 0 gesetzt werden.

In der Folge lässt sich der Zielwert  $N_{HEX, Target}$  der minimalen Anzahl HEX in einem HEN als Summe der beiden Teilsysteme berechnen.

$$N_{HEX, Target} = (N_{s, above} - 1) + (N_{s, below} - 1) \quad (A2)$$

$N_{s, above}$	[-]	Anzahl Ströme oberhalb des Pinch (inkl. Utility)
$N_{s, below}$	[-]	Anzahl Ströme unterhalb des Pinch (inkl. Utility)

#### 2. Targeting der HEN-Fläche

Die Berechnung der Fläche eines einzelnen HEX ist in Gleichung 4.29 und 4.31 in Kapitel 4 beschrieben. Die Berechnung der Fläche des gesamten HEN baut darauf auf.

Eine einfache Formel zur Vorhersage der HEN-Fläche direkt aus den CCs wurde von [16] und [17] entwickelt. Sie basiert auf der Annahme „vertikaler“ Wärmeübertragung und damit auf optimaler Ausnutzung des Temperaturgradienten. Die CCs werden zuerst in vertikale Enthalpieintervalle geteilt (siehe auch Abb. 8-1) und anschliessend wird der Flächenbeitrag jedes Stroms innerhalb eines Enthalpieintervalls addiert.

$$A_{HEN, Target} = \sum_n \frac{1}{\Delta T_{m,n}} \cdot \sum_s \frac{\dot{q}_{s,n}}{\alpha_s} \quad (A3)$$

$A_{HEN, Target}$	[m <sup>2</sup> ]	HEN Flächen-Target
$\Delta T_{m,n}$	[K]	Logarithmischer mittl. Temperaturgradient im Enthalpieintervall $n$
$\dot{q}_{s,n}$	[W]	Wärmestrom des (Hot oder Cold) Stream $s$ im Enthalpieintervall $n$
$\alpha_s$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Wärmeübergangskoeffizient des Stroms $s$

Die ideale vertikale Wärmeübertragung führt häufig zu HENs mit vielen Splits (Spaghetti-Design) und somit vielen Wärmeübertragern. Es lässt sich also nicht immer ein HEN finden, dessen Anzahl HEX und dessen Fläche gleichzeitig minimal sind.

Dennoch ist für die meisten praktischen Fälle eine Abschätzung des HEN-Flächen-Targets nach Gleichung A3 ausreichend genau. Für weitere Details sei an dieser Stelle auf [14] verwiesen.

## Anhang B

### Stromspezifisches $\Delta T_{mins}$

Wie in Abschnitt 15.4.2 erwähnt, ist das strombasierte TAM durch ein einziges „globales“  $\Delta T_{min}$  für alle Ströme limitiert. Es vermag daher kaum eine realistische und wirtschaftliche Ausgangslage für die Platzierung von ZKs abzubilden, da sich die Dauer von Strömen in Batches oftmals um einen Faktor 10 unterscheiden kann. Es ist intuitiv verständlich, dass Ströme mit einer sehr kurzen Dauer und sehr niedrigen  $\alpha$ -Werten tendenziell mit einem höheren  $\Delta T_{min}$ -Wert in die Wärmeübertragung eingebunden werden sollten als solche, welche mit hohen  $\alpha$ -Werten während dem gesamten Batch-Prozess existieren.

Die Limitierung des TAM bezüglich des  $\Delta T_{mins}$  kann im ISSP durch ein stromspezifisches  $\Delta T_{mins}$  überwunden werden. Das  $\Delta T_{mins}$  gewichtet die Relevanz des Stroms  $s$  für indirekte Wärmeübertragung: Je grösser die Temperaturverschiebung (der  $\Delta T_{mins}$ -Wert je Strom), umso stärker bewegt sich ein Hot Stream an das untere Ende des Source Profile und ein Cold Stream an das obere Ende des Sink Profile.

Eine einfache Berechnung des  $\Delta T_{mins}$ -Werts per Strom kann gemäss nachfolgender Gleichung durchgeführt werden.

$$PF = \frac{\Delta T_{min\ best}}{\left( \min \left( \frac{1}{k_{sk}} \cdot \frac{1}{d_s} \right) \right)^y}$$

$$\Delta T_{min\ s} = PF \cdot \left( \frac{1}{k_{sk}} \cdot \frac{1}{d_s} \right)^y \quad (A4)$$

$PF$	[-]	Proportionalitätsfaktor, berechnet aus Parametern von „bestem“ Strom
$\Delta T_{min\ best}$	[K]	Temperaturverschiebung des „besten“ Stroms (z.B. 3 K)
$k_{sk}$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Wärmedurchgangskoeffizient zwischen Strom $s$ und ZK $k$
$d_s$	[h/a]	Dauer des Stroms $s$ innerhalb eines sich wiederholenden Zyklus (SROP) pro Jahr
$y$	[-]	Bandbreitenexponent (z.B. 0.5). Je tiefer $y$ , umso geringer die Bandbreite der $\Delta T_{mins}$ -Werte
$\Delta T_{min\ s}$	[K]	Temperaturverschiebung des Stroms $s$

Der Wärmedurchgangskoeffizient  $k_{sk}$  wird wie folgt aus den  $\alpha$ -Werten des Stroms und des ZK bestimmt.

$$k_{sk} = \frac{1}{\left( \frac{1}{\alpha_s} + \frac{1}{\alpha_k} \right)} \quad (A5)$$

$\alpha_s$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Wärmeübergangskoeffizient Strom $s$
$\alpha_k$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	Wärmeübergangskoeffizient ZK $k$

Als Randbedingung für die Gesamtheit aller  $\Delta T_{mins}$ -Werte muss zum einen ein minimaler  $\Delta T_{min\ best}$ -Wert für den „vielversprechendsten“ Strom mit dem grössten  $\alpha$ -Wert und der längsten Dauer definiert werden (z.B. 3 K). Zum anderen wird der Exponent  $y$  definiert (Werte zwischen 0.0 bis 0.9 sind realistisch) [18]. Er bestimmt die Bandbreite der  $\Delta T_{mins}$ -Werte. Alternativ kann auch direkt die Bandbreite auf z.B. 15 K festgelegt (und daraus der Exponent berechnet) werden.

Tab zeigt die Stromtabelle mit verschobenen Temperaturen des Batch-Prozesses gemäss asdf und der zugehörigen „Original-Stromtabelle“ in asdf. Die  $\Delta T_{mins}$ -Werte wurden gemäss Gleichung 16.1 mit einem minimalen  $\Delta T_{min\ best}$  von 3 K und einem Bandbreitenexponent  $y$  von 0.5 berechnet.

Der  $\Delta T_{mins}$ -Wert ist als erste Näherung zu verstehen. Er kann, um z.B. Distanz oder Fouling im Wärmeübertrager zu berücksichtigen, nach eigenem Ermessen angepasst werden.

Strom	$T_{in}$	$T_{out}$	$m$	$\dot{m}$	$c_p$	$\alpha$	$t_{start}$	$t_{stop}$	Energie	$\Delta T_{mins}$
	[°C]	[°C]	[kg]	[kg/s]	[kJ/kg K]	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[h]	[h]	[kWh]	[K]
C1	10	60	11000	6.1111	4.00	500	0.00	0.50	611	+11
C2	115	116	10000	1.2820	705.90	2000	3.08	5.25	1964	+3
H1	111	110	4500	0.5769	699.98	4000	3.08	5.25	876	-3
H2	110	50	3000	0.3846	2.00	1000	3.08	5.25	100	-4
C3	15	78	13518	7.5100	2.99	800	5.58	6.08	707	+10
C4	65	100	2500	5.1000	2.75	500	5.68	5.98	147	+15
C5	74	95	19018	18.3533	1.69	500	6.08	6.33	163	+16
H3	135	134	5000	0.9259	991.08	2000	6.33	7.83	1376	-4
H4	140	75	19018	6.8825	2.45	1000	7.83	8.50	734	-8
C6	72	88	19018	15.2940	2.45	500	8.60	8.90	180	+15
H5	85	35	17120	6.1943	2.45	200	9.00	9.67	508	-15

Tab. B-1: Stromtabelle des Batch-Prozesses gemäss Abbildung 14-4 und Stromtabelle in Tabelle 15-1. Berechnung der  $\Delta T_{mins}$  -Werte mit  $\Delta T_{min\ best}$  von 3 K und Bandbreitenexponent  $\gamma$  von 0.5.