

## Energieeffiziente Kühlsysteme



Beispiele für effiziente industrielle Kühlung





# ENERGIEEFFIZIENTE KÜHLSYSTEME

Beispiele für effiziente industrielle Kühlung

Endbericht

Helmut Berger  
Thomas Eisenhut



REPORT  
REP-0376

Wien, 2012

**Projektleitung**

Thomas Eisenhut, Allplan Gmbh  
Michael Gössl, Umweltbundesamt

**Autoren**

Helmut Berger Allplan Gmbh  
Thomas Eisenhut, Allplan Gmbh

**Übersetzung**

Vorname, Nachname, Institution (falls nicht Umweltbundesamt)

**Lektorat**

Maria Deweis

**Satz/Layout**

Manuela Kaitna

**Umschlagphoto**

© Thomas Eisenhut, Allplan Gmbh

Diese Publikation wurde durch das BMLFUW mitfinanziert.

Weitere Informationen zu Umweltbundesamt-Publikationen unter: <http://www.umweltbundesamt.at/>

**Impressum**

Medieninhaber und Herausgeber: Umweltbundesamt GmbH  
Spittelauer Lände 5, 1090 Wien/Österreich

Eigenvervielfältigung

*Gedruckt auf CO<sub>2</sub>-neutralem 100 % Recyclingpapier*

© Umweltbundesamt GmbH, Wien, 2012  
Alle Rechte vorbehalten  
ISBN 978-3-99004-179-6

# INHALT

	<b>ZUSAMMENFASSUNG</b> .....	5
<b>1</b>	<b>EINLEITUNG</b> .....	6
<b>2</b>	<b>TECHNOLOGIEBESCHREIBUNG</b> .....	7
<b>2.1</b>	<b>Beschreibung und Einsatzgebiete der verschiedenen Kühlsysteme</b> .....	8
<b>2.2</b>	<b>Energieverbrauch</b> .....	12
<b>3</b>	<b>FALLBEISPIELE</b> .....	18
<b>3.1</b>	<b>Fallbeispiel Papierfabrik Smurfit Kappa Nettingsdorf</b> .....	18
3.1.1	Darstellung der Ist-Situation .....	19
3.1.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	23
3.1.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	26
<b>3.2</b>	<b>Fallbeispiel Geberit</b> .....	27
3.2.1	Darstellung der Ist-Situation .....	27
3.2.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	32
3.2.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	35
<b>3.3</b>	<b>Fallbeispiel Papier verarbeitender Betrieb</b> .....	36
3.3.1	Darstellung der Ist-Situation .....	36
3.3.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	39
3.3.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	41
<b>3.4</b>	<b>Fallbeispiel Standort der chemischen Industrie</b> .....	41
3.4.1	Darstellung der Ist-Situation .....	42
3.4.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	44
3.4.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	45
<b>3.5</b>	<b>Fallbeispiel Papierfabrik Hamburger Pitten</b> .....	45
3.5.1	Darstellung der Ist-Situation .....	45
3.5.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	47
3.5.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	48
<b>3.6</b>	<b>Fallbeispiel Brau Union</b> .....	48
3.6.1	Darstellung der Ist-Situation .....	48
3.6.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	50
3.6.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	50
<b>3.7</b>	<b>Fallbeispiel Kirchdorfer Zement</b> .....	50
3.7.1	Darstellung der Ist-Situation .....	50
3.7.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	52
3.7.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	52
<b>3.8</b>	<b>Fallbeispiel Holzindustrie</b> .....	53
3.8.1	Darstellung der Ist-Situation .....	53
3.8.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	55
3.8.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	56

<b>3.9</b>	<b>Fallbeispiel Opel Austria</b> .....	56
3.9.1	Darstellung der Ist-Situation.....	56
3.9.2	Maßnahmen zur Optimierung .....	59
3.9.3	Umweltauswirkungen und Behördenauflagen .....	59
<b>4</b>	<b>LITERATURVERZEICHNIS</b> .....	60

## ZUSAMMENFASSUNG

Kühlsysteme werden in vielen unterschiedlichen Branchen der Industrie eingesetzt. Der häufigste Anwendungsfall ist die Abfuhr von Prozesswärme, die im Produktionsprozess anfällt. Dabei ist es notwendig, in Abhängigkeit von den Anforderungen des Herstellungsprozesses, die richtige Menge an Kühlleistung auf einem angepassten Temperaturniveau zur Verfügung zu stellen. Vor dem Einsatz eines Kühlsystems sollte immer geprüft werden, ob eine klassische Kühlung tatsächlich notwendig ist oder ob die anfallende Energiemenge, zumindest teilweise, anderweitig verwendet werden kann.

Die Wahl des richtigen Kühlsystems ist von einer Vielzahl von Einflussfaktoren abhängig. Neben den grundlegenden technischen Einflussgrößen, wie Temperatur und Leistung des Kühlsystems, hängt die Wahl des Systems von den lokal verfügbaren Ressourcen ab. In weiterer Folge der Projektierung wird aus den bleibenden Optionen das System gewählt, welches in Vereinbarung mit den zulässigen Einflüssen auf die Umwelt am wirtschaftlichsten zu betreiben ist.

Wenn eine ausreichende Menge an Frischwasser (Oberflächen- oder Brunnenwasser) zur Verfügung steht und gemäß dem Anlagenbescheid eine Nutzung möglich ist, wird in den meisten Fällen eine Durchlaufkühlung gewählt, da diese einen flexiblen Temperaturbereich und einen vergleichsweise niedrigeren Energieeinsatz im laufenden Betrieb ermöglicht. Hemmnisse für den Einsatz dieses Kühlsystems bestehen insbesondere durch begrenzte Wasserentnahmemengen, Einleit- bzw. Versickerungstemperaturen sowie Restwassermengen.

### ***Durchlaufkühlsysteme***

Ist der Einsatz von Durchlaufkühlsystemen nicht möglich, wird aus den verschiedenen Varianten von Umlaufkühlsystemen gewählt, die aber im Vergleich zu Durchlaufkühlsystemen einen höheren spezifischen Energieverbrauch aufweisen. Die unterschiedlichen Varianten unterscheiden sich hauptsächlich durch eine offene oder geschlossene Bauweise und durch den Einsatz von Sprühwasser zur Verbesserung der Kühlleistung. Bei offenen Systemen kommt es systembedingt zur Schwadenbildung über den Kühltürmen, die in Abhängigkeit vom Aufstellungsort zu Problemen führen können. Die Möglichkeit zur Vermeidung der Föhnchenbildung bietet nur ein geschlossenes Trockenkühlsystem, das allerdings die Nachteile eines hohen spezifischen Energieverbrauches und einer hohen minimalen erreichbaren Prozesstemperatur hat. Durch den Einsatz von Hybridsystemen besteht aber auch die Möglichkeit, die Schwadenbildung, zumindest zeitlich eingeschränkt, zu vermeiden.

### ***Umlaufkühlsysteme***

Die untersuchten Fallbeispiele haben gezeigt, dass neben der Wahl des Kühlsystems die elektrischen Verbraucher in Form von Pumpen und Ventilatoren den größten Einfluss auf den Energieverbrauch des Kühlsystems haben. Durch das bedarfsgerechte Zu- oder Wegschalten von Anlagenteilen kann der Energieverbrauch reduziert werden. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, durch die Drehzahlregelung von Kühlwasserpumpen den Energieverbrauch auf das notwendige Minimum zu reduzieren. Das in den Fallbeispielen erhobene Einsparpotenzial dieser Optimierungsvariante bewegt sich in Bereichen von 15–30 % des Energieeinsatzes, die Umsetzung dieser Maßnahmen kann attraktive Amortisationszeiten von unter 3 Jahren erreichen. Ebenso besteht die Möglichkeit, Kühlturmventilatoren in Abhängigkeit von den erforderlichen Temperaturen drehzahl geregelt zu betreiben. Das Einsparpotenzial bewegt sich in der Größenordnung von rund 15–20 %, allerdings ist mit typischen Amortisationszeiten von über 3 Jahren zu rechnen.

### ***Energieverbrauch und Einsparpotenzial***

# 1 EINLEITUNG

In der Studie werden energieeffiziente Kühltechnologien, die in der Industrie eingesetzt werden, beschrieben. Dabei werden in Fallbeispielen Einsatzmöglichkeiten und die Energieeffizienz der unterschiedlichen technischen Varianten bewertet und weitere Optimierungspotenziale dargestellt. Diese Potenziale werden wirtschaftlich bewertet und es werden Faktoren, die den Einsatz fördern, bzw. mögliche Hemmnisse bei der Einführung aufgezeigt.

## ***untersuchte Kühlsysteme***

Folgende Kühlsysteme werden unter anderem betrachtet:

- Kühlsysteme mit Einmaldurchlauf (direkt/indirekt, mit bzw. ohne Kühlturm),
- offene Umlaufkühlsysteme  
(Nasskühltürme mit Naturzug/mit mechanisch erzeugtem Luftzug),
- Kühlsysteme mit geschlossenem Kreislauf  
(Nasskühlsysteme/Kühlsysteme mit Luftzug),
- kombinierte Nass-Trocken(Hybrid)-Kühlsysteme  
(offen/mit geschlossenem Kreislauf).

## ***Inhalt der Fallbeispiele***

Zu den genannten Technologien werden zwei ausführliche und sieben kurze Fallbeispiele mit folgenden Inhalten beschrieben:

- kurze Beschreibung der Technologie (Kühlprinzip, -kapazität, -temperaturen, ...), ggf. auch Verweis auf Beschreibung der Technologie im BREF „Industrielle Kühlsysteme“. Die Verfahrensbeschreibung wird durch Abbildungen und Flussdiagramme ergänzt.
- Angabe von Faktoren, die den Einsatz der Technologien fördern oder behindern (z. B. technischer Aufwand/technische Restriktionen, Investitionskosten, Amortisationszeit und Energiepreis).
- Maßnahmen zur Optimierung des Kühlsystems.

Zusätzlich werden die wesentlichen Auswirkungen auf die Umwelt angegeben.

## ***Umweltkriterien***

Zu den Umweltauswirkungen zählen u. a.

- Energieverbrauch,
- Kühlwasserverbrauch,
- Emissionen aus der Kühlwasserbehandlung,
- Verwendung von Luft und Emissionen an die Luft,
- Schallemissionen,
- Risiken,
- Abfälle.

## 2 TECHNOLOGIEBESCHREIBUNG

In diesem Kapitel werden die technischen Grundlagen sowie die in den Fallbeispielen verwendeten Technologien überblicksweise beschrieben.

Der spezifische Energieverbrauch von Kühlsystemen setzt sich definitionsgemäß aus dem direkten sowie dem indirekten Verbrauch zusammen. Der sogenannte direkte Energieverbrauch ist die Summe der Leistungen aller Aggregate, die im Kühlsystem verwendet werden. Dieser wird ins Verhältnis zur abgeführten Wärmeleistung gesetzt und in  $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$  angegeben. Der spezifisch indirekte Verbrauch entspricht dem Energieverbrauch des zu kühlenden Prozesses und bewertet die Rückwirkung des Kühlsystems auf den Prozess.

**direkter und  
indirekter  
Energieverbrauch**

Entsprechend den Anforderungen des zu kühlenden Prozesses und den zur Verfügung stehenden Ressourcen kann aus unterschiedlichen Kühlsystemen gewählt werden. Die Wahl des Kühlsystems hat einen maßgeblichen Einfluss auf den Energie- und Wasserverbrauch des Kühlsystems. Zum Beispiel schwankt der Wasserverbrauch zwischen  $0,5 \text{ m}^3/\text{h}/\text{MW}_{\text{th}}$  bei einem Hybridkühlturm und bis zu  $86 \text{ m}^3/\text{h}/\text{MW}_{\text{th}}$  bei einem offenen Durchlaufsystem (BREF 2001).

Tabelle 1: Einflussfaktoren für den Einsatz der Kühlsysteme. (Quelle: Fa. Allplan)

	Offenes Durchlaufsystem – (in)direkt	Offenes Umlaufkühlsystem – (in)direkt	Geschlossenes Nasskühlsystem	Geschlossenes Trockenluftkühlsystem	Hybridkühlung
Temperaturbereich	+	o	-	-	-
Verfügbarkeit von Fluss- oder Oberflächenwasser	+	o	o	o	o
Energieverbrauch	+	o	-	-	-
Investitionskosten	+	o	o	o	-
Betriebskosten	+	-	-	-	-
Platzbedarf	+	-	-	-	-
Wasserverbrauch	-	+	+	+	+
Lärm	+	-	-	-	-
Schwadenbildung	+	-	-	+	-
Umweltauswirkungen und Behördenauflagen	-	+	+	+	+

+ ... wichtig/Vorteil; o ... ohne Auswirkung/mittelmäßig; - ... unwichtig/Nachteil

Die Auswahl des passenden Kühlsystems ist in erster Linie abhängig von den erforderlichen Temperaturen, der Kühlleistung und von den lokalen verfügbaren Ressourcen. Im Falle eines positiven Wasserrechtsbescheides wird die Wahl aufgrund der Wirtschaftlichkeit des Systems in den meisten Fällen auf ein Durchlaufsystem fallen. Viele Industriebetriebe befinden sich an Fließgewässern; daher ist der Einsatz von Durchlaufkühlsystemen naheliegend. Um den Wärmeeintrag in das Oberflächenwasser zu reduzieren, sind Durchlaufsysteme häufig mit Kühltürmen als Ablaufkühlung ausgestattet.

**Einsatz von  
Durchlauf-  
kühlsystemen**

**Einsatz von Umlaufkühlsystemen**

Die verschiedenen Varianten von Umlaufkühlsystemen werden eingesetzt, wenn ein Durchlaufkühlsystem nicht möglich ist oder das Hauptaugenmerk auf der Reduktion des Wasserverbrauchs liegt. Bei Umlaufkühlsystemen und auch bei Durchlaufkühlsystemen mit Ablaufkühlung kommt es zu Emissionen in Form von Lärm und bei Nass- bzw. Hybridsystemen zur Bildung von Schwaden. Dabei bietet ein Hybridsystem die Möglichkeit, sowohl den Wasserverbrauch als auch die Bildung von Schwaden auf ein notwendiges Minimum zu reduzieren. In der Praxis sind Hybridsysteme aufgrund der höheren Kosten noch nicht weit verbreitet.

**Einsatz von indirekten Systemen**

Indirekte Systeme werden eingesetzt, wenn es sich beim zu kühlenden Medium nicht um Wasser handelt – ein klassisches Beispiel dafür ist die Rückkühlung von Kältemaschinen. Sekundärkreisläufe werden auch eingesetzt, wenn verhindert werden soll, dass Prozesssubstanzen in die Umwelt entweichen.

Eine allgemein gültige Aussage, in welchen industriellen Sektoren ein Kühlsystem bevorzugt eingesetzt wird, kann nicht getätigt werden, da diese Entscheidung hauptsächlich von den lokalen Rahmenbedingungen abhängig ist.

**2.1 Beschreibung und Einsatzgebiete der verschiedenen Kühlsysteme**

**Durchlaufkühlsysteme**

Es wird unterschieden zwischen Durchlauf- und Umlaufkühlsystemen. Bei Durchlaufkühlsystemen kommt das Kühlmedium mit der Umgebung in Kontakt und wird im Allgemeinen nur einmal verwendet. Solche Durchlaufsysteme kommen meist bei Anlagen mit hoher Leistung und an Orten mit guter Wasserversorgung zum Einsatz. Die Wärme wird durch Wärmeleitung und Konvektion abgeführt. Teilweise werden diese Systeme mit Kühltürmen zur Ablaufkühlung kombiniert, um die Wärmeemission in das Oberflächenwasser zu verringern.

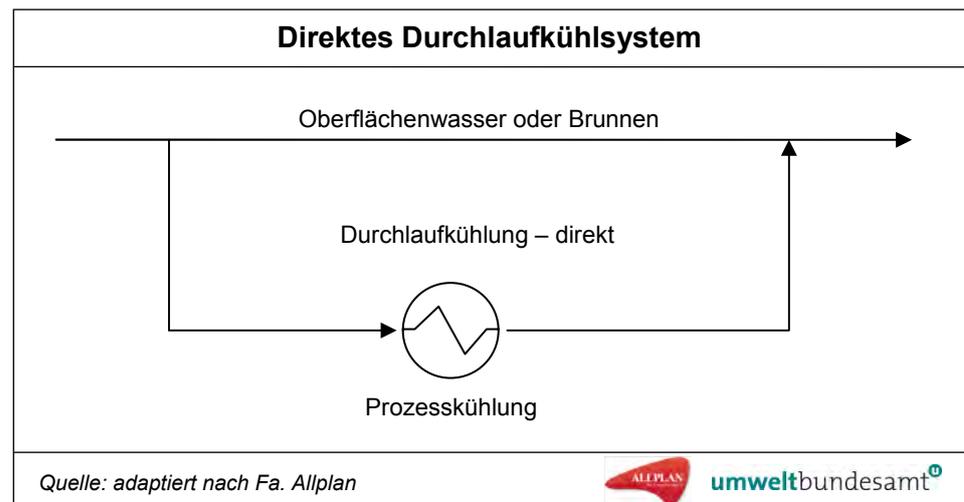


Abbildung 1: Schema eines direkten Durchlaufkühlsystems.

An Orten mit nicht ausreichender Wasserversorgung werden Umlaufkühlsysteme eingesetzt, die Wärme wird dabei in Kühltürmen (Naturzug oder zwangsbelüftet) an die Umgebung abgegeben.

## Umlaufkühlsysteme

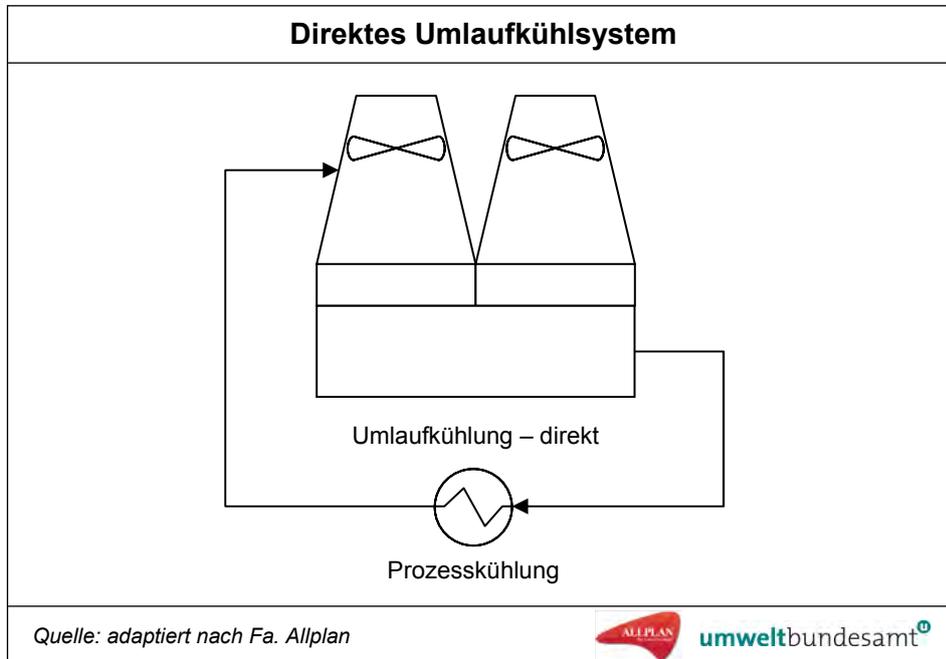


Abbildung 2: Schema eines direkten Umlaufkühlsystems.

In Umlaufsystemen wird das Kühlwasser in den Kühltürmen durch Verdunstung abgekühlt. Das hat zur Folge, dass sich die Luft unter Feuchtigkeitszunahme erwärmt. Durch die Nutzung der Verdunstungsenergie werden Kühlwassertemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur ermöglicht.

In offenen Umlaufkühlsystemen verdunstet ein Anteil von etwa 1–2 % pro Umlauf des zirkulierenden abzukühlenden Wassers. Bedingt durch diese Verdunstung muss in das System laufend Frischwasser eingespeist werden, um die Verluste auszugleichen. Ein Anteil des Kühlwassers wird, zumeist automatisch, abgeschlammmt, da es sonst zu einer steigenden Konzentration von Mineralien kommt.

### Verdunstungsverluste

Umlauf- und Durchlaufkühlsysteme gibt es sowohl in direkter als auch in indirekter Ausführung. Bei der indirekten Variante kommt ein Sekundärkreislauf zur Anwendung, welcher ein Entweichen von Prozesssubstanzen in die Umwelt verhindern soll. Bedingt durch den zweiten Kreislauf sind die minimal erreichbaren Temperaturen höher als in der direkten Ausführung der Kühlsysteme (siehe Abbildung 3).

### indirekte Kühlsysteme

In geschlossenen Systemen befindet sich das zu kühlende Medium (meist Wasser) innerhalb des Rohrleitungs- bzw. Wärmetauscher-Systems. Bei Trockenluftsystemen wird ausschließlich mit Luft gekühlt (Konvektion). Bei geschlossenen Nasskühlsystemen werden die Wärmetauscherrohre mit einer Kombination aus Verdunstung und Konvektion gekühlt (siehe Abbildung 4).

### geschlossene Systeme

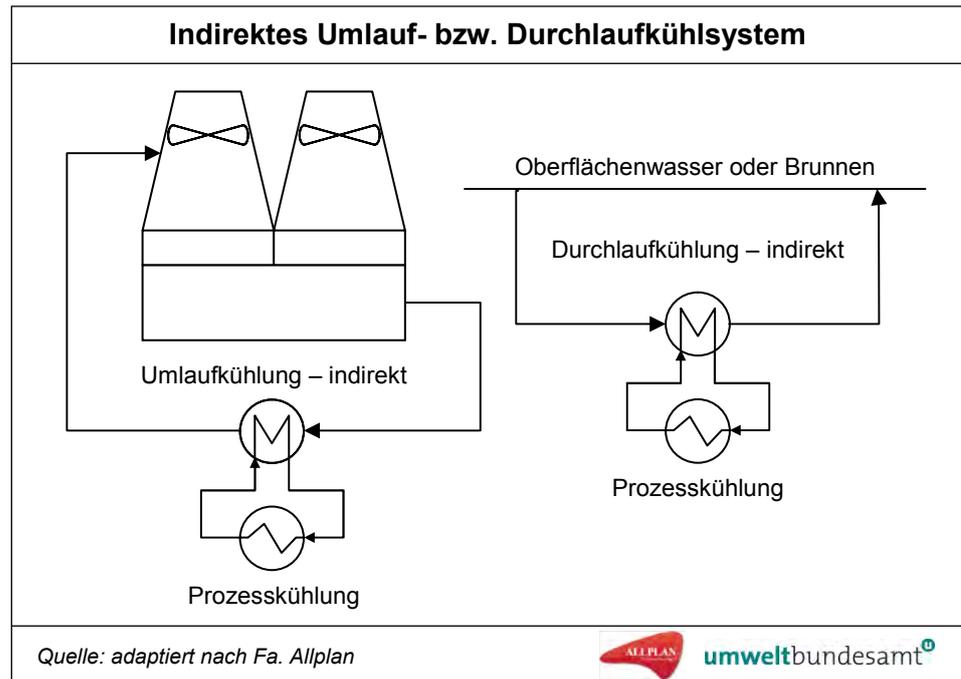


Abbildung 3: Schema eines indirekten Umlauf- bzw. Durchlaufkühlsystems.

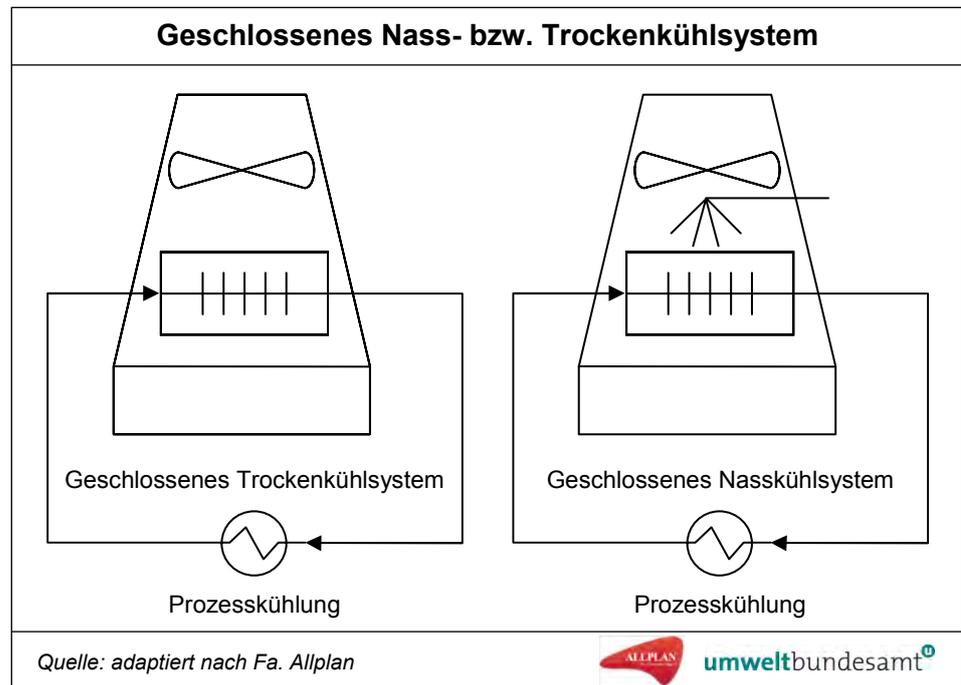


Abbildung 4: Schema eines geschlossenen Nass- bzw. Trockenkühlsystems.

**Hybridsysteme**

Eine Kombination aus Trocken- und Nasskühlsystem wird als Hybridsystem bezeichnet. Bei niedrigen Umgebungstemperaturen wird ausschließlich mit Luft gekühlt, bei höheren Temperaturen wird die Berieselung nach Bedarf zugeschaltet. Damit können sowohl der Wasserverbrauch als auch die Schwadenbildung reduziert werden.

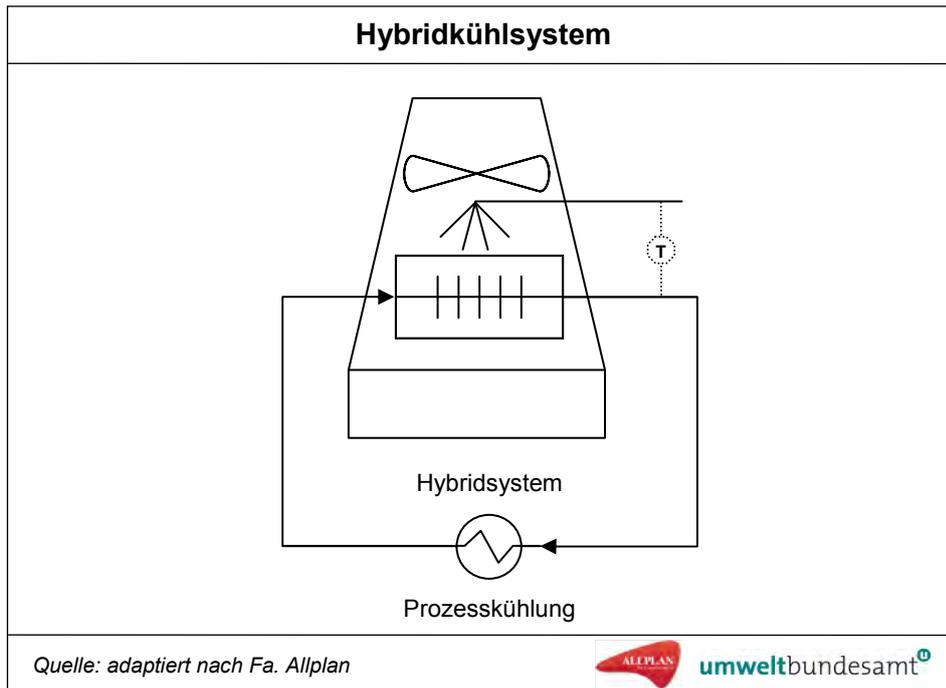


Abbildung 5: Schema eines Hybridsystems, die Berieselung wird nur bei Bedarf zugeschaltet.

Die Temperaturen, die von den verschiedenen Kühlsystemen erzielt werden, sind von folgenden Hauptfaktoren abhängig:

- Kühlwassertemperatur,
- Umgebungslufttemperatur,
- Sättigungszustand der Luft,
- Auslegung des Systems.

Die Kühlgrenztemperatur entspricht der Feuchtkugeltemperatur<sup>1</sup> und gibt an, welche Minimaltemperatur in Umlaufkühlsystemen theoretisch erreicht werden kann. Die in der Praxis erreichbaren Werte liegen je nach Auslegung des Systems 3–4 K über der Kühlgrenztemperatur, eine weitere Annäherung an die theoretisch möglichen Temperaturen führt zu stark steigenden Investitionskosten des Kühlsystems. In Tabelle 2 wird noch eine Differenz von 6–10 K angegeben, die untersuchten Anlagen haben aber gezeigt, dass eine Annäherung auf 3–4 K mit vertretbarem wirtschaftlichem Aufwand möglich ist. Ein genereller Vorteil von Verdunstungskühlsystemen gegenüber Trockenluftsystemen ist es, dass in Abhängigkeit vom Sättigungszustand der Luft Kühlwassertemperaturen unter der Umgebungslufttemperatur erreicht werden können.

Folgende Tabelle gibt eine Übersicht über technische und thermodynamische Merkmale verschiedener Kühlsysteme für industrielle Anwendungen (außer Kraftwerke):

### Temperatur-Einflussfaktoren

### Kühlgrenztemperaturen

<sup>1</sup> Die Feuchtkugeltemperatur oder Kühlgrenztemperatur ist die tiefste Temperatur, bis zu der Wasser mit nicht gesättigter Luft abgekühlt werden kann (SCHRAMEK 2007).

Tabelle 2: Verschiedene Kühlsysteme im Vergleich (BREF 2001).

Kühlsystem	Kühlmedium	Hauptkühlprinzip	Mindest-	minimal	Leistung des
			kühlgrenz-	erreichbare	
			abstände	Endtempe-	Prozesses
			K <sup>4</sup>	°C	MW <sub>th</sub>
Offenes Durchlaufsystem – direkt	Wasser	Wärmeleitung/Konvektion	3-5	18-20	< 0,01- > 2000
Offenes Durchlaufsystem – indirekt	Wasser	Wärmeleitung/Konvektion	6-10	21-25	< 0,01- > 1000
Offenes Umlaufkühlsystem – direkt	Wasser <sup>1</sup> /Luft <sup>2</sup>	Verdunstung <sup>3</sup>	6-10	27-31	< 0,1- > 2000
Offenes Umlaufkühlsystem – indirekt	Wasser <sup>1</sup> /Luft <sup>2</sup>	Verdunstung <sup>3</sup>	9-15	30-36	< 0,1- > 200
Geschlossenes Nasskühlsystem	Wasser <sup>1</sup> /Luft <sup>2</sup>	Verdunstung/Konvektion	7-14 <sup>7</sup>	28-35	0,2-10
Geschlossenes Trockenluftkühlsystem	Luft	Konvektion	10-15	40-45	< 0,1-100
Offene Hybridkühlung	Wasser <sup>1</sup> /Luft <sup>2</sup>	Verdunstung/Konvektion	7-14	28-35	0,15-2,5 <sup>6</sup>
Geschlossene Hybridkühlung	Wasser <sup>1</sup> /Luft <sup>2</sup>	Verdunstung/Konvektion	7-14	28-35	0,15-2,5 <sup>6</sup>

<sup>1</sup> Das Wasser ist das Sekundärkühlmedium und befindet sich größtenteils im Umlauf. Durch Verdunstung des Wassers wird die Wärme an die Luft abgegeben.

<sup>2</sup> Die Luft ist das Kühlmedium, mit dem die Wärme an die Umwelt abgegeben wird.

<sup>3</sup> Verdunstung ist das Hauptkühlprinzip. Wärmeübertragung erfolgt auch durch Wärmeleitung/Konvektion, jedoch in geringerem Maße.

<sup>4</sup> Kühlgrenzabstände in Bezug auf Feucht- oder Trockenthermometertemperaturen. Die Kühlgrenzabstände von Wärmetauscher und Kühlturm müssen dazuaddiert werden.

<sup>5</sup> Die Endtemperaturen sind vom Standortklima abhängig (die Angaben gelten für durchschnittliche mitteleuropäische Klimaverhältnisse mit 30 °/21 °C Trocken- /Feuchttthermometertemperatur und max. 15 °C Wassertemperatur).

<sup>6</sup> Leistung kleiner Anlagen: Durch Kombination mehrerer Anlagen oder Kühlsysteme in Spezialbauweise sind höhere Leistungen erreichbar.

<sup>7</sup> Bei indirekten Systemen oder bei Beteiligung von Konvektion am Kühlvorgang erhöht sich der Kühlgrenzabstand in diesem Beispiel um 3-5 K, was zu einer erhöhten Prozesstemperatur führt.

### Kühlgrenzabstand

Die erreichbare Mindestendtemperatur des Prozessmediums ist von der Temperatur des Kühlmediums abhängig, wobei Wasser im Vergleich mit Luft, aufgrund der höheren Wärmekapazität, das bessere Kühlmedium darstellt. Als Kühlgrenzabstand wird die Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlmediums und der Temperatur, die im Prozess erreichbar ist, bezeichnet.

## 2.2 Energieverbrauch

### Nutzung der Abwärme

Die Energieeffizienz von Industriestandorten beruht auf einem komplexen Zusammenhang unterschiedlicher Anlagenteile; Kühlprozesse sind eine Komponente davon. Bevor Abwärme über Kühlsysteme an die Umgebung abgegeben wird, sollte immer geprüft werden, ob die Nutzung der Abwärme durch eine Verknüpfung mit anderen Anlagen- oder Prozessanteilen möglich ist. Ein wichtiger Gesichtspunkt bei der Nutzung der Abwärme ist, neben zeitlicher und räumlicher

Verfügbarkeit, das Temperaturniveau der Abwärmequelle. Bei einem Temperaturniveau von über 60 °C ist es erfahrungsgemäß oft möglich, die Abwärme wirtschaftlich zu nutzen. Bei geringeren Temperaturen ist es technisch und wirtschaftlich schwierig, passende Energiesenken zu finden.

Durch die verschiedenen Varianten der Kühlsysteme schwankt auch der spezifische Einsatz von Energie, der zur Abführung der Abwärme eingesetzt werden muss.

Tabelle 3: Vergleich des jährlichen spezifischen direkten und indirekten Energiebedarfs verschiedener Kühlsysteme (BREF 2001).

Kühlsystem	Spezifischer direkter Energieverbrauch ( $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ )			Erhöhte T Pumpe (°C)	Spezifischer indirekter Energieverbrauch ( $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ )	Gesamter Energieverbrauch ( $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ )	$E_{\text{input}}$ pro $E_{\text{abgeleitet}}$	CO <sub>2</sub> (Tonnen/Jahr/ $\text{MWh}_{\text{th}}$ )
	Pumpen	Ventilatoren	Gesamt		Angew. Korrekturfaktor <sup>1</sup> = 1,4 $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}} \text{ } ^\circ\text{C}$	Gesamt direkt + indirekt		
Durchlaufkühlung direkt	10 (9-12)	–	10	0	0	10	25	50
Durchlaufkühlung mit sekundärem Kreislauf	15 (12-18)	–	15	5	7	22	55	110
Nasskühlturm mit offenen Kühlkreislauf	15 (13-17)	5	20	5	7	27	68	136
Hybrid Kühlturm	15 (13-17)	8	23	5	7	30	75	150
Kühlturm mit geschlossenem Kreislauf	>15 (13-17)	8	>23	8	11	>34	>85	>170
Trockenkühlturm	–	20	20	20	28	48	120	240

siehe ANNEX II Principle of Energy Saving Through Optimised Cooling (IPPC 2001) für die Berechnung des Korrekturfaktors

Der sogenannte direkte Energieverbrauch ist die Summe aller Aggregate, die direkt zum Betrieb des Kühlsystems notwendig sind. Hauptsächlich handelt es sich dabei um Pumpen und Ventilatoren. Um den Energieverbrauch gesamtlich zu betrachten, müssen auch Nebenanlagen wie zum Beispiel die Kühlwasseraufbereitung in die Bewertung einbezogen werden.

**direkter  
Energieverbrauch**

Der indirekte Verbrauch bewertet die Rückwirkung des Kühlsystems auf den zu kühlenden Prozess. In Tabelle 3 wird der indirekte Energieverbrauch als Funktion einer erhöhten Kühlwassereinlauftemperatur dargestellt. Diese führt zu einer erhöhten Temperatur auf der Prozessseite. Der Faktor, der diese Erhöhung darstellt, wird berechnet als 1,4  $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}} \text{ } ^\circ\text{C}$ . Dies bedeutet, dass bei einem Temperaturanstieg pro Grad auf der Prozessseite die erforderliche Energie um 1,4  $\text{kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$  steigt (BREF 2001).

**indirekter  
Energieverbrauch**

Generell ist der spezifische Energieverbrauch in Durchlaufsystemen geringer als in Umlaufsystemen, außerdem erreichen Durchlaufsysteme eine deutlich niedrigere Endtemperatur des Prozessmediums. Unter bestimmten Rahmenbedingungen kann dieser Vorteil entscheidend sein, wenn andernfalls diese Temperaturen nur mit ungleich energieintensiveren Kältemaschinen erreicht werden können. Eine Variante von Umlaufsystemen stellen geschlossene Systeme dar. Diese haben einen höheren Energieverbrauch als offene Umlaufsysteme und erreichen außerdem nur Temperaturen von minimal 28 °C bei Nass- oder Hybridsystemen beziehungsweise von 40 °C bei Trockenluftsystemen.

**Wasserverbrauch** Der Wasserverbrauch der Kühlanlagen ist umgekehrt proportional zum Energieverbrauch der Systeme. Den mit Abstand höchsten Wasserverbrauch haben Durchlaufsysteme. Umlaufsysteme weisen einen Wasserverbrauch von rund 1–2 % des zirkulierenden Kühlwassers pro Umlauf auf, dieses Zusatzwasser gleicht Spritz- und Verdunstungsverluste aus und verhindert die Aufkonzentration von Mineralien im Kühlwasser. Geschlossene Systeme haben den geringsten Wasserverbrauch, durch die Umstellung von Nasskühlsystemen auf Hybridsysteme lässt sich der Wasserverbrauch weiter reduzieren. Trockenkühltürme kommen ganz ohne Kühlwasser aus.

**Bildung von Kühlturmfahnen** Bei allen Kühlsystemen, außer bei Durchlauf- und Trockenkühlturmsystemen kommt es in Abhängigkeit vom Zustand der Umgebungsluft zu Schwadenbildung in der Abluft der Kühltürme. Die Ausbildung von Kühlturmfahnen als umweltrelevanter Aspekt ist zu berücksichtigen, wenn eine horizontverzerrende Wirkung der Fahne zu erwarten ist oder die Gefahr besteht, dass die Fahne den Boden erreicht (BMLFUW 2003). Die Schwadenbildung darf daher nicht als rein optisches Problem angesehen werden; in Abhängigkeit von der Wetterlage wird die Bildung von Nebel verstärkt, lokal kann es durch das Abregnen der Fahnen zu erhöhten Niederschlagsmengen führen.

**Energieverbrauch der Pumpen** In allen Kühlwassersystemen kommen Pumpen zum Einsatz. In offenen Systemen sorgen die Pumpen für den Zu- und Ablauf des Kühlwassers sowie für die Überwindung von Druckverlusten der Rohrleitungen und der Wärmetauscher. In geschlossenen Systemen sorgen Pumpen für die Zirkulation und für die Überwindung von Höhendifferenzen zum Kühlturm. Der Energieverbrauch wird dabei unter anderem von folgenden Faktoren bestimmt:

- Wassermenge,
- Regelung des Systems,
- Leitungslängen,
- Druckverluste der Leitungen und der Wärmetauscher,
- generelle Höhendifferenzen,
- Höhe des Kühlturmes,
- Drosselungsgrad der Regelorgane.

In indirekten Systemen kommen im Sekundärkreislauf zwangsläufig zusätzliche Pumpen zum Einsatz, die den Energieverbrauch steigern.

**Energieeinsparung durch Drehzahlregelung** Die Pumpen in direkten und indirekten Durch- und Umlaufsystemen sowie in geschlossenen Systemen bieten Optimierungsmöglichkeiten hinsichtlich der Regelung. Durch die Verwendung einer Drosselvorrichtung wird der Netzwidestand der Anlage erhöht und somit das Fördervolumen verringert. Die überschüssig eingebrachte Energie wird in Wärme umgewandelt. Eine Drosselregelung bedingt immer eine Erhöhung des Leistungsbedarfes und daher eine Minderung des Wirkungsgrades. Ein Einsatz ist nur bei Bedarf eines kurzzeitig verringerten Volumenstroms sinnvoll, aber nicht zur eigentlichen Regelung. Durch eine Drehzahlregelung der Pumpen lässt sich der Zusammenhang zwischen erforderlicher Durchflussmenge und Leistungsaufnahme der Pumpen optimieren.

Durch den Ersatz von Drosselvorrichtungen mit drehzahlgeregelten Antrieben sind Einsparungen in der Höhe von 10–50 % der Jahresenergiekosten möglich. Diese Einsparprojekte weisen in typischen Fällen eine Amortisationszeit von 2–5 Jahren auf.

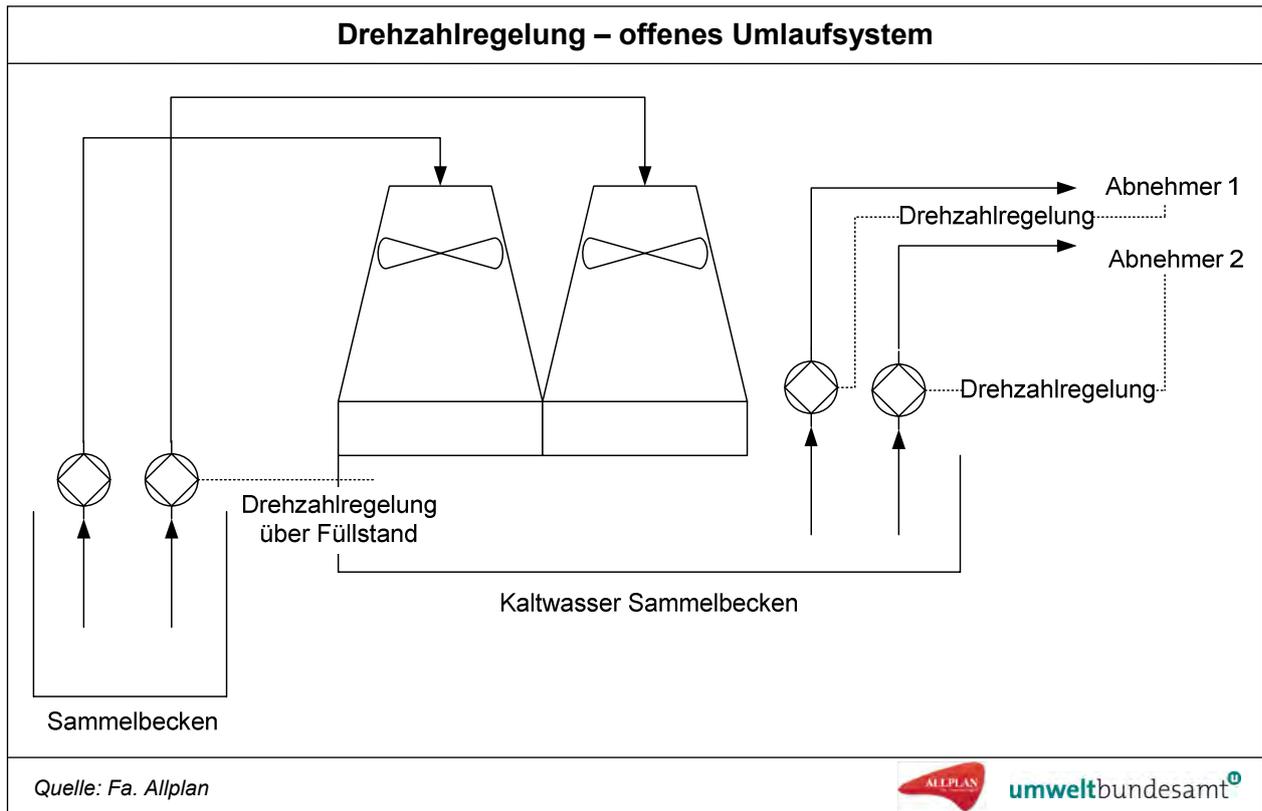


Abbildung 6: Schema der Drehzahlregelung in einem offenen Umlaufsystem.

In Kühlsystemen wie in Abbildung 6 besteht einerseits die Möglichkeit, die Pumpen, die aus dem Sammelbecken zu den Kühltürmen fördern, mit einer Drehzahlregelung auszustatten; als Regelparameter kann dafür der Füllstand des Kaltwasserbeckens herangezogen werden.

Andererseits besteht auch die Möglichkeit, die Kaltwasserpumpen zu regeln. In Abhängigkeit von den Bedürfnissen der Kaltwasserverbraucher kann die Regelung über eine Temperaturregelung oder über die Abnahmemenge der Verbraucher erfolgen.

Im Beispiel der Abbildung 7 wird die Zirkulationspumpe über die Temperatur des Sekundärkreislaufes geregelt. Wenn die Temperatur im Sekundärkreislauf steigt, wird die Zirkulationsmenge im Primärkreis über die drehzahlgeregeltete Pumpe gesteigert, um die Kühlleistung zu erhöhen.

In der Variante in Abbildung 8 wird die Einlaufpumpe über die Prozesstemperatur geregelt. Wenn die Temperatur im Prozess ansteigt, wird der Wasserzulauf über die Drehzahlregelung der Pumpe erhöht und die Kühlleistung gesteigert. Sobald der Kühlbedarf wieder sinkt, wird der Wasserzulauf wieder reduziert.

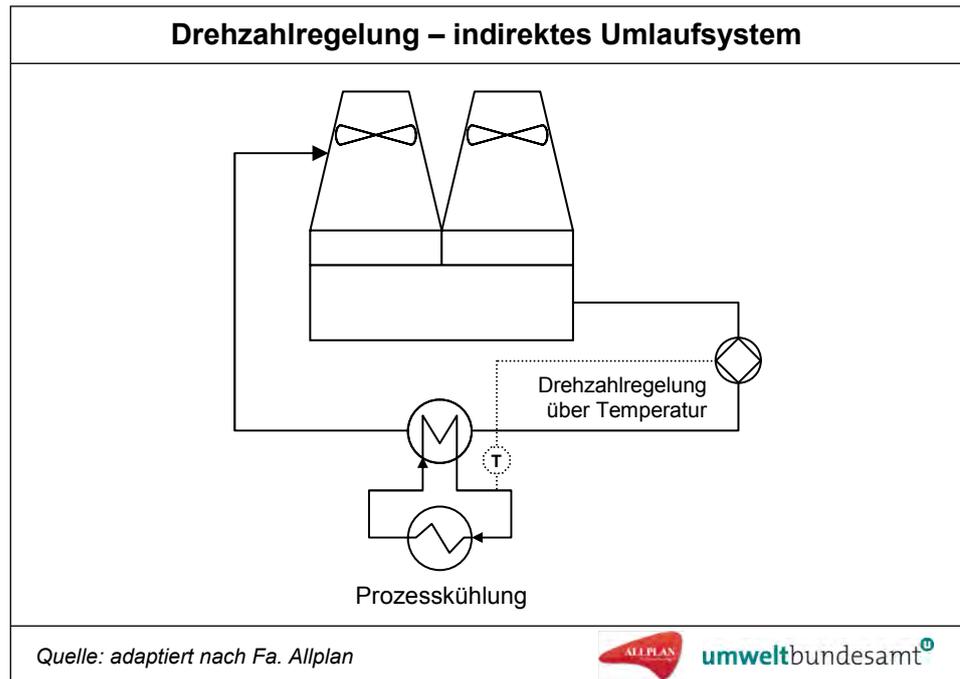


Abbildung 7: Schema der Drehzahlregelung in einem indirekten Umlaufsystem.

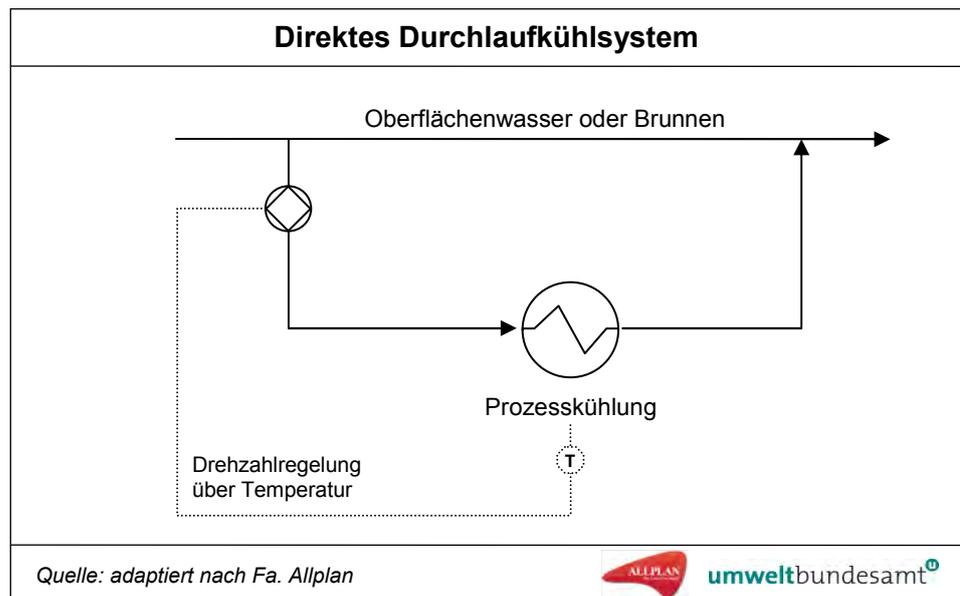


Abbildung 8: Schema der Drehzahlregelung in einem offenen Durchlaufsystem.

Wie die angeführten Beispiele zeigen, kommen unterschiedliche Regelparameter zum Einsatz. Daher muss anhand des zu optimierenden Kühlsystems entschieden werden, aufgrund welcher Parameter die Regelung zu erfolgen hat.

In zwangsbelüfteten Kühltürmen werden Ventilatoren zur Abfuhr der Abwärme eingesetzt.

Ein Kühlturm mit saugendem Axialventilator verbraucht um etwa 50–70 % weniger Energie als ein vergleichbarer Kühlturm mit seitlich angeordneten Zentrifugalventilatoren. Die Bauform mit den seitlichen Ventilatoren kommt noch in Kühltürmen in geschlossenen Systemen zum Einsatz, da diese Bauform einen höheren Druck benötigt. In den offenen Systemen sind solche Kühltürme nur noch in älteren Anlagen in Betrieb. Ein bestehender Kühlturm mit seitlichen Ventilatoren kann nach wirtschaftlichen Kriterien nicht getauscht werden. Aufgrund der hohen Investitionskosten für einen neuen Kühlturm wird diese Maßnahme in Rahmen von größeren Umbauten an der Anlage oder im Falle einer aus anderen Gründen notwendigen Ersatzinvestition umgesetzt.

### **Energieverbrauch der Kühlturm- Ventilatoren**

Energieeinsparungen bei den Ventilatoren sind über eine Mehrstufen- oder über eine temperaturgesteuerte Regelung möglich. Durch eine Drehzahlregelung der Ventilatoren ist eine Einsparung von 10–30 % der Jahresenergiekosten möglich. Diese Einsparprojekte weisen in typischen Fällen eine Amortisationszeit von 3–7 Jahren auf. Im Fallbeispiel Geberit wird aber gezeigt, dass die Einsparung durch eine Drehzahlregelung der Ventilatoren in Einzelfällen bis zu 65 % betragen kann.

### **Energieeinsparungs- potenziale bei Ventilatoren**

In den Optimierungsbeispielen der Abbildung 9 wird die Drehzahl und damit die Fördermenge des Ventilators über die Temperatur der Kühlmedien geregelt.

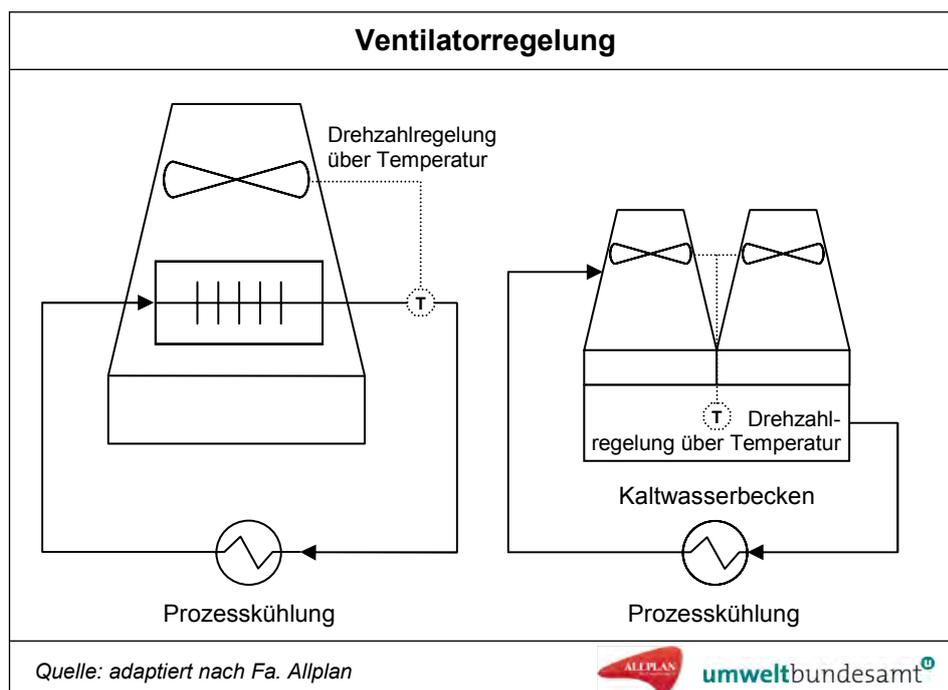


Abbildung 9: Schema der Ventilatorregelung über die Temperatur des Kühlmediums in einem geschlossenen Trockenkühlsystem bzw. über die Kaltwassertemperatur in einem offenen Umlaufsystem.

In Hybridkühltürmen ist eine Drehzahlregelung der Ventilatoren nur unter bestimmten Voraussetzungen sinnvoll, da die Fördermenge des Ventilators Rückwirkungen auf den Einsatz der Berieselung hat. Dabei muss entschieden werden, ob die Einsparung von Wasser für die Berieselung oder die Reduktion des Energieverbrauches höhere Priorität hat.

### 3 FALLBEISPIELE

Die Matrix in Tabelle 4 gibt einen Überblick über die untersuchten Fallbeispiele. Die am häufigsten eingesetzten Kühlsysteme sind das offene Durchlaufsystem und die offene Umlaufkühlung.

Tabelle 4: Übersicht der dargestellten Beispiele und Systeme. (Quelle: Fa. Allplan)

N°	Standort	Offenes Durchlaufsystem – direkt	Offenes Durchlaufsystem – indirekt	Offenes Umlaufkühlsystem – direkt	Offenes Umlaufkühlsystem – indirekt	Geschlossenes Nasskühlsystem	Geschlossenes Trockenluftkühlsystem	Geschlossene Hybridkühlung
1	Papierfabrik Smurfit Kappa <sup>1</sup>	o	-	-	-	-	-	-
2	Geberit <sup>2</sup>	-	-	-	o	-	-	-
3	Papierverarbeitung	o	-	-	-	-	-	-
4	Chemische Industrie <sup>3</sup>	-	-	o	-	-	-	-
5	Papierfabrik Hamburger	o	-	-	-	-	-	-
6	Brau Union <sup>4</sup>	-	-	-	-	-	-	o
7	Kirchdorfer Zement	<b>nicht zuordenbar</b>						
8	Holzindustrie	-	-	o	-	-	-	-
9	Opel Austria <sup>5</sup>	-	-	-	o	-	-	-

<sup>1</sup> Im Sommerbetrieb Kombination aus Durch- und Umlaufsystem

<sup>2</sup> Für die Prozesskühlung wird eine Kältemaschine eingesetzt, die Rückkühlung erfolgt durch ein offenes indirektes Umlaufkühlsystem

<sup>3</sup> Bei hohen Außentemperaturen wird das Kühlsystem durch eine Kältemaschine unterstützt

<sup>4</sup> Die Prozesskühlung erfolgt mit einer Kältemaschine, für die Rückkühlung wird eine geschlossene Hybridkühlung eingesetzt

<sup>5</sup> Bei niedrigen Außentemperaturen wird der Prozess über ein geschlossenes Nasskühlsystem versorgt, bei hohen Außentemperaturen werden Kältemaschinen eingesetzt und die Kühltürme für die Rückkühlung verwendet

#### 3.1 Fallbeispiel Papierfabrik Smurfit Kappa Nettingsdorf

Der integrierte Papiererzeugungsstandort Smurfit Kappa Nettingsdorfer produziert rund 420.000 t Wellpapperohrpapier pro Jahr.

Bei diesem System handelt es sich um ein offenes direktes Durchlaufkühlsystem mit zwangsbelüfteten Kühltürmen als Ablaufkühlung. Im Sommerbetrieb wird ein Teil des Wassers rezirkuliert und stellt eine Kombination mit einem offenen direkten Umlaufkühlsystem dar.

Gründe für die Auswahl dieses Systems waren ausreichende Wasserverfügbarkeit und die niedrigsten Betriebskosten im Vergleich zu anderen Systemen.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems, Chapter 2.3.2 Once-through cooling systems with cooling tower (BREF 2001).

Bei diesem Standort handelt es sich um eine IPPC-Anlage.

### 3.1.1 Darstellung der Ist-Situation

Der Standort entnimmt der Krems Wasser und setzt dieses einerseits direkt als Prozesswasser ein bzw. verwendet es andererseits für Kühlzwecke. Ein Teilstrom des über die Kühlung erwärmten Wassers wird wiederum als vorgewärmtes Prozesswasser eingesetzt.

Das Wasser wird dem Fluss über den Werkskanal entnommen, die Entnahmemenge (Prozess- und Kühlwasser) beträgt im Durchschnitt etwa 1.500–2.000 m<sup>3</sup>/h, im Sommer steigt die Entnahmemenge in Einzelfällen auf die maximal zulässige Menge von 3.000 m<sup>3</sup>/h.

Das Wasser wird vor dem Einsatz als Kühlwasser weder mechanisch noch chemisch konditioniert, früher wurden dem Kühlwasser Phosphate beigemischt. Da diese Beigabe keine oder nur geringe Wirkung zeigte, bleibt das Wasser jetzt ohne Behandlung.

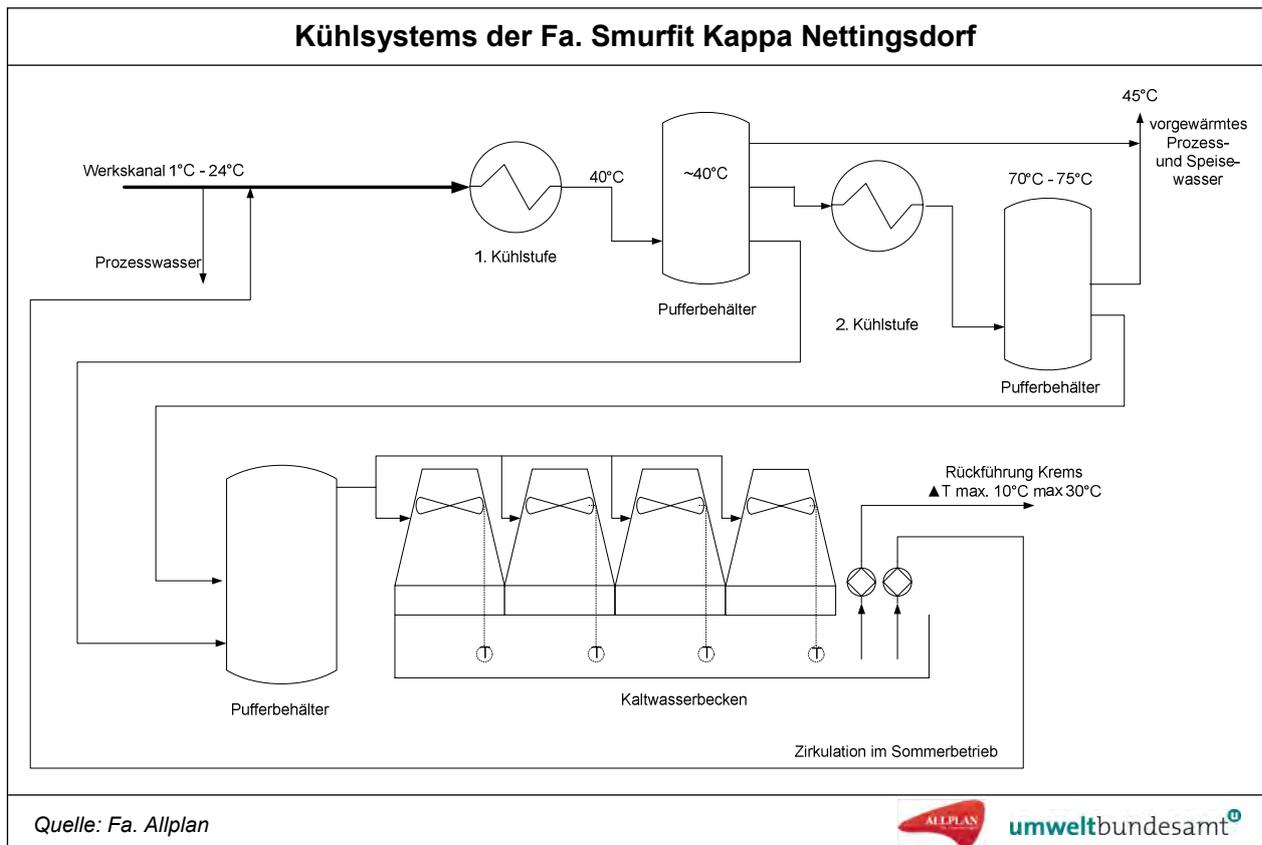


Abbildung 10: Schema des Kühlsystems der Fa. Smurfit Kappa Nettingsdorf.

**Beschreibung des Kühlsystems**

Nach der Entnahme wird ein erster sehr geringer Anteil des Wassers als Prozesswasser abgezweigt. Das restliche Wasser wird in der ersten Kühlstufe für die Kühlung der Hydraulikanlagen, für die Abkühlung der Zellstofflaugung und für die Kondensation der Brüden im Hilfskondensator der Papiermaschinen verwendet. Nach dieser ersten Stufe wird das Wasser mit einer Temperatur von rund 40 °C in einen Pufferbehälter geleitet.

**Kühlwasser-verbrauch**

Etwa 200 m<sup>3</sup>/h dieses Wassers werden in der zweiten Kühlstufe für die Kondensation der Brüden in der Eindampfanlage verwendet. Nach dieser Stufe wird das Wasser mit einer Temperatur von etwa 70–75 °C in einem Pufferbehälter gesammelt. Anschließend wird das Wasser aus den beiden Pufferbehältern vermischt, um eine Zieltemperatur von 45 °C zu erreichen. In Summe werden etwa 300–350 m<sup>3</sup>/h vorgewärmtes Wasser mit einer Temperatur von 45 °C als vorgewärmtes Prozesswasser bzw. als Kesselspeisewasser in der Produktion verwendet. Die Temperatur dieser Wassermenge könnte durch ein anderes Mischungsverhältnis auch weiter gesteigert werden, allerdings ist eine noch höhere Prozesswassertemperatur für die Papiermaschine nicht möglich.

Die restliche Wassermenge der ersten und der zweiten Kühlstufe von 1.000 bis maximal 2.000 m<sup>3</sup>/h wird den Kühltürmen über einen dritten Sammelbehälter zugeführt. Auf Basis der Kühlwassermenge werden die Kühltürme zu- bzw. weggeschaltet. Im Winter sind im Durchschnitt 2 Kühltürme im Betrieb, in den Übergangszeiten 3 und im Sommer sind alle 4 Kühltürme eingeschaltet. Die Ventilatoren der Kühltürme sind in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur im Kaltwasserbecken drehzahlregelt. Die Ventilatoren werden allerdings auch im Winter nicht komplett ausgeschaltet, sondern mit einer Mindestdrehzahl von rund 20 % betrieben, da es innerhalb der Kühltürme zu starker Eisbildung kommt und es beim Wiedereinschalten zur Beschädigung des Kühlturmes kommen würde.

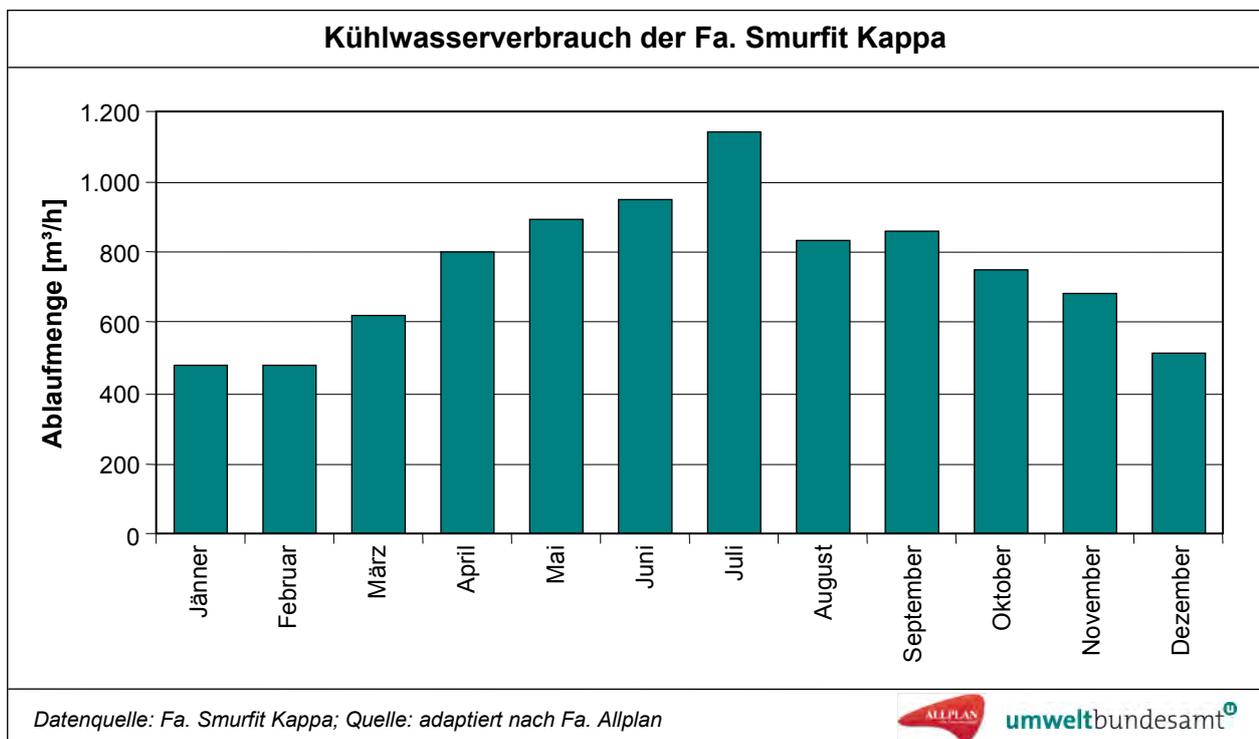


Abbildung 11: Durchschnittlicher Kühlwasserverbrauch der Fa. Smurfit Kappa (Ablaufmenge).

Die durchschnittliche Kühlwassermenge schwankt im Jahresverlauf zwischen 450 m<sup>3</sup>/h und 1.150 m<sup>3</sup>/h. Die Prozesswassermenge unterliegt keinen so deutlichen Schwankungen und liegt bei 300–400 m<sup>3</sup>/h.

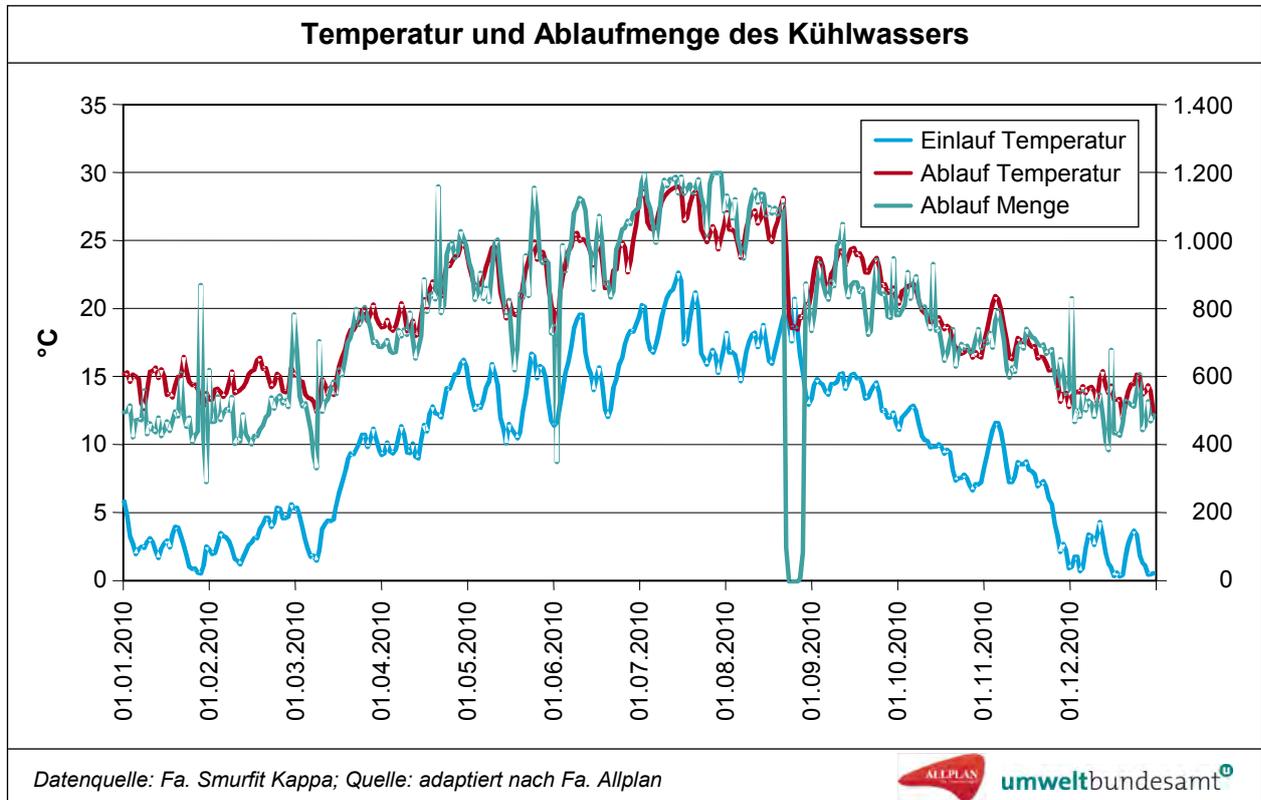


Abbildung 12: Jahresverlauf (Tagesmittelwerte) der Einlauf- und Ablauftemperatur und der Ablaufmenge des Kühlwassers der Fa. Smurfit Kappa.

Die Messung der Einlauftemperatur erfolgt vor der Einleitung der Rezirkulationsleitung, die Werte Ende August 2010 in Abbildung 12 und Abbildung 13 kamen durch einen Anlagenstillstand zustande.

Die Kühlwasserpumpen regeln die Kühlwassermenge in Abhängigkeit von den Ablauftemperaturen. Im Jahresmittel beträgt die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ablauf 9,5 K. Kurzfristige Überschreitungen der Behördenauflage (maximale Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ablauf von 10 K) kommen durch ein zu träges Ausregeln der Kühlwassermenge zustande; im Winter werden die 10 K Temperaturdifferenz öfter überschritten. Bei niedrigen Kühlwassertemperaturen beträgt die Kühlwassermenge lediglich 400–600 m<sup>3</sup>/h, bei hohen Temperaturen steigt sie auf 1.200 m<sup>3</sup>/h an.

Zusätzlich wird im Hochsommer ein Teilstrom von bis zu 50 % – das entspricht einer Wassermenge von etwa 600 m<sup>3</sup>/h – vom Kaltwasserbecken in den Einlauf des Werkskanals rezirkuliert, um ein Überschreiten der zulässigen Wassermenge zu verhindern. Diese Rezirkulation ist notwendig, da die Einlauftemperatur im Sommer einerseits bis zu 24 °C beträgt – und daher nur noch eine zulässige Temperaturdifferenz von 6 K zur Verfügung steht – und andererseits die Wasserentnahmemenge begrenzt ist und daher sonst nicht genug Kühlleistung zur Verfügung stehen würde.

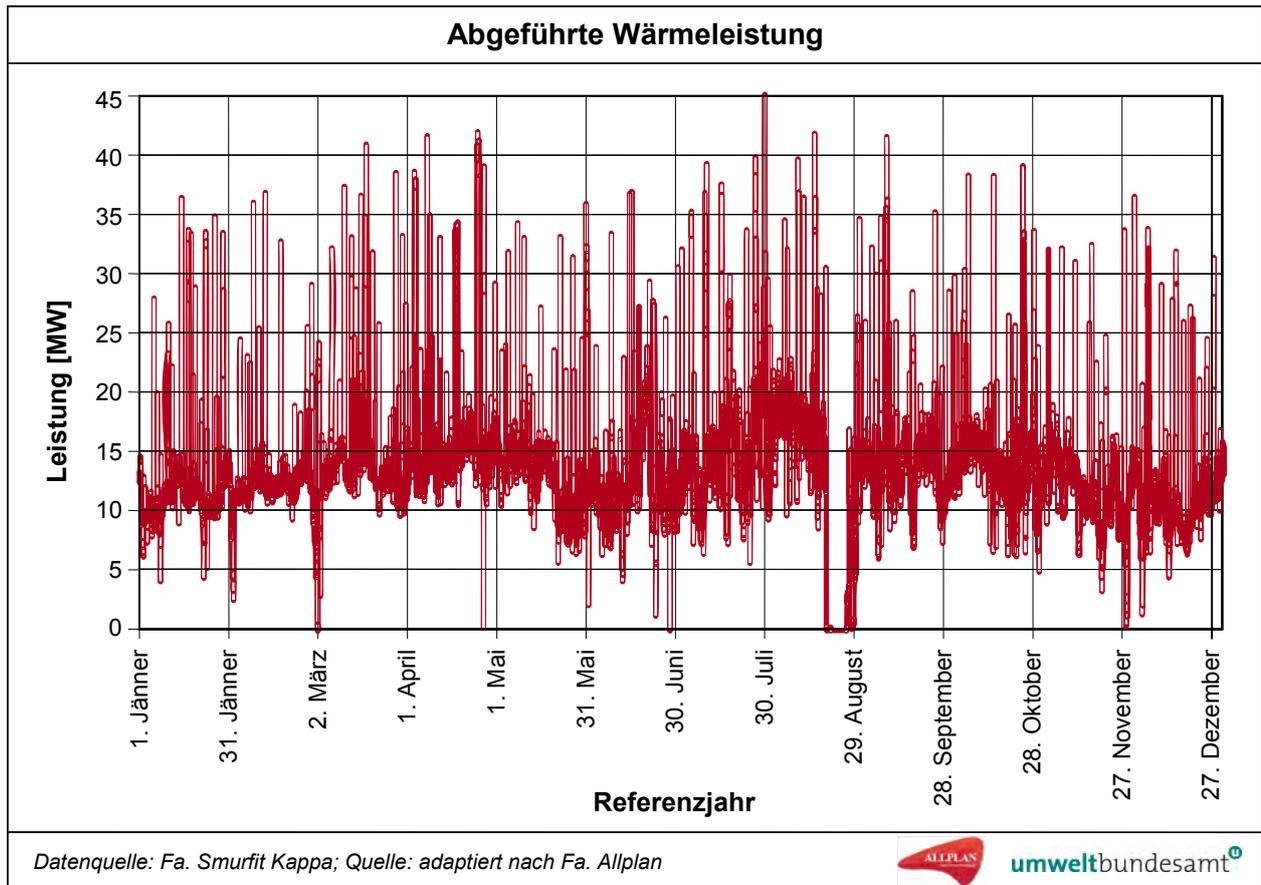


Abbildung 13: Jahresverlauf (Stundenmittelwerte) der im Kühlturm abgeführten Wärmeleistung der Fa. Smurfit Kappa.

Die Wärmeleistung, die über die Kühltürme an die Umgebung abgeführt wird, schwankt im Normalfall zwischen 10 MW und 25 MW, einzelne Spitzen, die auf Lastwechsel in der Produktion und Papierabrisse zurückzuführen sind, reichen bis zu 45 MW.

Abbildung 14:  
Kühlturmanlage mit  
4 Kühlzellen der  
Fa. Smurfit Kappa  
(© Th. Eisenhut).



Die Kühltürme sind auch im Winter im Betrieb, da das Kühlwasser verglichen mit der Einlauftemperatur nur um 10 °C erwärmt werden darf. Aus diesem Grund kommt es an den Kühltürmen zu einer starken Bildung von Eis, die immer wieder zu einer Beschädigung der Einbauten führt.

Die spezifische Leistung ist in Tabelle 5 dargestellt, aufgrund von Schwankungen in der Wassermenge und der Temperaturen wurden für diese Berechnung plausible Durchschnittswerte verwendet. Da das Kühlwassersystem stark in das Frischwassersystem integriert ist, wurde der Leistungsbedarf für das Kühlsystem rechnerisch ermittelt. Es wurde davon ausgegangen, dass der Wasserbedarf bei 1.500 m<sup>3</sup>/h liegt und dass die Ventilatoren mit halber Leistung betrieben werden. Die Rezirkulation ist in diesem Betriebszustand nicht in Betrieb.

*Tabelle 5: Spezifischer Leistungsbedarf  
bei einem repräsentativen Betriebszustand – Fa. Smurfit Kappa.  
(Datenquelle: Fa. Smurfit Kappa, Berechnung: Fa. Allplan)*

<b>Leistungsbedarf</b>	<b>durchschnittlicher Betriebszustand</b>	
Pumpenleistung	196	kW
Ventilatorleistung	320	kW
Summe	516	kW
Kühlleistung	23,3	MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>22,1</b>	<b>kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Der im Vergleich mit den BAT-Werten (10 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub>) erhöhte Leistungsbedarf kommt durch die Ablaufkühlung mit den Kühltürmen zustande. Werden die Kühltürme nicht berücksichtigt, liegt der spezifische Leistungsbedarf mit 8,4 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub> unter dem Wert des BAT-Dokumentes.

Aus den in Tabelle 5 dargestellten durchschnittlichen Werten errechnet sich bei 8.500 Betriebsstunden pro Jahr ein Kühlbedarf von 198.050 MWh/a. Der Energiebedarf für die Kühlung beträgt etwa 4.400 MWh/a.

### 3.1.2 Maßnahmen zur Optimierung

Ein Teil der Energie, die in Form von Abwärme an das Kühlwasser abgegeben wird, findet im weiteren Prozess bereits Verwendung als vorgewärmtes Prozesswasser bzw. als Kesselspeisewasser. Ausgehend von einer Jahresmitteltemperatur von 10 °C des Frischwassers und einer Verwendung von 300 m<sup>3</sup>/h mit einer Temperatur von 45 °C beträgt die jährliche Einsparung, verglichen mit einer konventionellen Aufwärmung, 104.000 MWh. Daraus errechnet sich eine jährliche Einsparung von 416.000 € unter der Annahme eines Gaspreises von 40 €/MWh<sup>2</sup>. Laut Aussage der Verantwortlichen gibt es am Standort keine entsprechenden Wärmesenken, mit denen der Anteil der Abwärmenutzung weiter gesteigert werden könnte.

#### **Einsparung durch Abwärmenutzung**

<sup>2</sup> Der Gaspreis wurde bei großen Industriebetrieben mit 40 €/MWh angenommen, bei kleineren Betrieben wird mit einem Gaspreis von 50 €/MWh gerechnet.

Die Aggregate der Kühlanlage werden sehr energieeffizient betrieben, alle wesentlichen Pumpen wurden in den letzten Jahren auf eine Drehzahlregelung umgebaut. Diese Regelung macht es möglich, die Temperaturen innerhalb des Systems konstant zu halten und die Kühlwassermenge unter Einhaltung der behördlichen Auflagen an die Bedürfnisse des Prozesses anzupassen. Die bereits durchgeführten Optimierungen werden im Folgenden beschrieben.

**Einsparung bei Ventilatoren**

Die Ventilatoren der Kühltürme sind drehzahl geregelt, die Einsparung gegenüber einer klassischen 3-Stufen-Regelung beträgt im Jahr etwa 540 MWh. Das entspricht bei einem angenommenen Strompreis von 80 €/MWh<sup>3</sup> einer Einsparung von 4.320 €/a. Wie schon weiter oben beschrieben, werden die Ventilatoren der Kühltürme im Winter mit einer fixen Mindestdrehzahl betrieben. Der Betrieb der Ventilatoren im Winter ist notwendig, um die genehmigte Temperaturdifferenz nicht zu überschreiten.

Vor etwa 3 Jahren wurde das gesamte Pumpensystem der Wasserversorgung hinsichtlich des Energieeinsparpotenzials untersucht.

Die komplette Frischwassermenge (Prozess- und Kühlwasser) wurde mittels 15 teils sehr alten Pumpen zu unterschiedlichen Verbrauchern transportiert. Als Grundlage für die Optimierung wurden die Messwerte der Frischwasserzulaufmenge herangezogen.

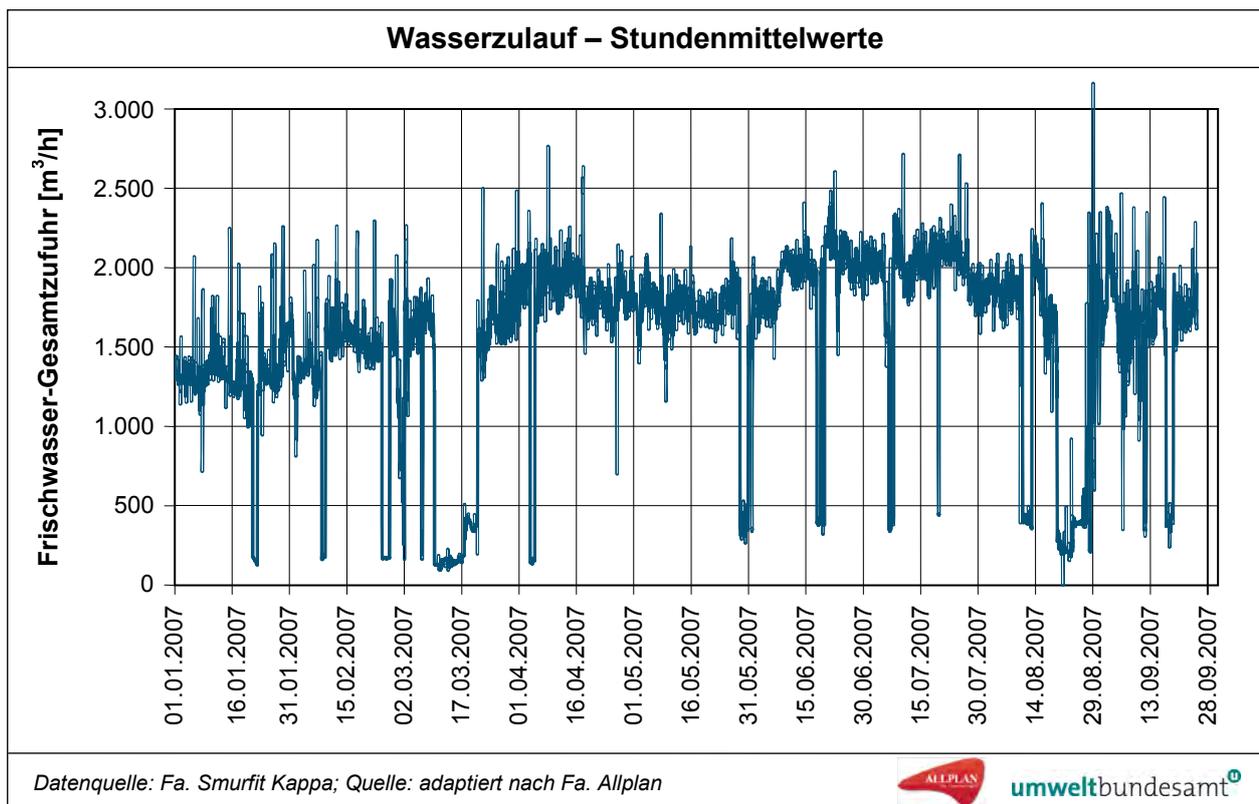


Abbildung 15: Gesamter Wasserzulauf der Fa. Smurfit Kappa (Stundenmittelwerte).

<sup>3</sup> Der Strompreis wurde bei großen Industriebetrieben mit 80 €/MWh angenommen, bei kleineren Betrieben wird mit einem Strompreis von 100 €/MWh gerechnet.

Die starken kurzfristigen Schwankungen in Abbildung 15 kommen durch Produktwechsel, Papierabrisse und Anfahrvorgänge der Papiermaschinen zustande.

Da der Wasserbedarf aufgrund der unterschiedlichen Kühlwassermengen laut der Jahresdauerlinie<sup>4</sup> starken Schwankungen unterliegt, wurde überlegt, eine Pumpenfolgeschaltung zur Abdeckung der gesamten Fabrikationswasserverteilung zu realisieren. Die Rezirkulations- und Ablaufpumpen wiesen kein wirtschaftliches Einsparpotenzial auf.

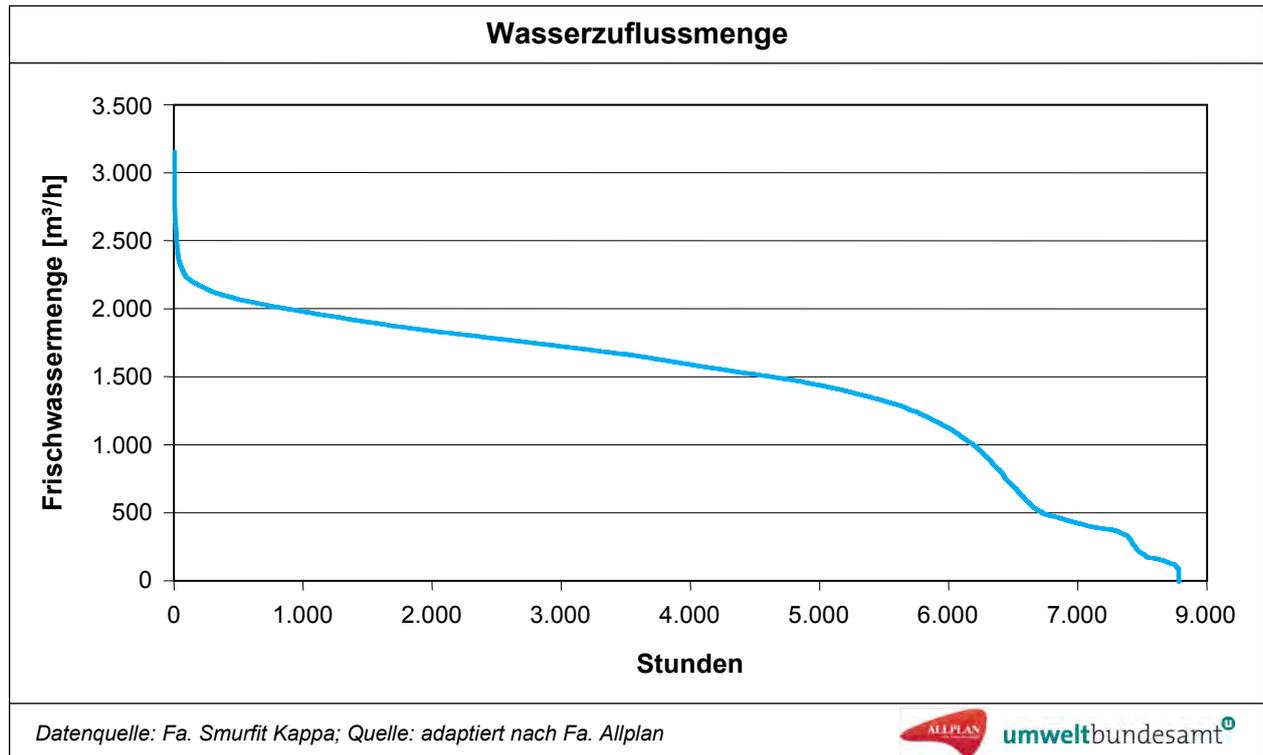


Abbildung 16: Jahresdauerlinie Wasserzufluss der Fa. Smurfit Kappa.

Laut Abbildung 16 liegt die Wasserzuflussmenge die meiste Zeit zwischen 1.000 und 1.700 m<sup>3</sup>/h. Etwa 1.000 h/a liegt der Wasserzufluss bei über 2.000 m<sup>3</sup>/h. Bei verringerter Produktion oder teilweisen Anlagenstillständen sinkt der Verbrauch auf unter 500 m<sup>3</sup>/h.

Um die Versorgung mit den unterschiedlichen Wassermengen effizient abdecken zu können, wurde zur Optimierung eine Pumpenschaltung mit 3 drehzahl-geregelten Pumpen anstatt der 15 Pumpen umgesetzt. Die 3 neuen Pumpen werden nach Bedarf zu- und weggeschaltet und versorgen die gesamten Wasserverbraucher am Standort. Die damit verbundenen Einsparungen belaufen sich auf rund 1.500 MWh/a. Bei einem angenommenen Strompreis von 80 €/MWh entspricht das einer Energiekosteneinsparung von 120.000 €/a. Von dieser Einsparung sind etwa 2/3 direkt dem Kühlwassersystem zuzuordnen, die restliche

### **Energieeinsparung bei Pumpen**

<sup>4</sup> Belastungs- oder Jahresdauerlinien stellen die von den Verbrauchern geforderten Leistungen oder Mengen geordnet über das Jahr dar (SCHRAMMEK 2007). Durch die Auswertung kann bestimmt werden, wie viele Stunden im Jahr eine bestimmte Wassermenge benötigt wird.

Einsparung entfällt auf das Prozesswassersystem. Durch diese Maßnahme konnte die durchschnittliche Pumpenleistung von 350 kW auf rund 160 kW reduziert werden und der spezifische Energieverbrauch des Kühlsystems konnte von  $29 \text{ kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$  auf den aktuellen Wert von  $22 \text{ kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$  gesenkt werden.

**Amortisationszeit** Die mit dem Umbau verbundenen Investitionskosten beliefen sich auf 480.000 €. Daraus errechnet sich eine Amortisationszeit von etwa 4 Jahren.

Aufgrund der bereits gesetzten Maßnahmen ist eine weitere Steigerung der Energieeffizienz bei diesem Kühlsystem nur mehr schwer erreichbar.

Die Einsparung gegenüber einer Kühlung mit Kältemaschinen mit einem Anlagen-EER<sup>5</sup> von 4 beträgt 50.000 MWh/a, dies entspricht einer Einsparung von etwa 4.000.000 €/a.

### 3.1.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

**Ablauftemperatur**

Die maximale Wasserentnahmemenge für Prozess- und Kühlwasser ist mit  $3.000 \text{ m}^3/\text{h}$  begrenzt, wobei immer ein bestimmter Anteil an Restwassermenge im Fluss verbleiben muss. Das rückgeführte Wasser ist mit einer Menge von  $1.200 \text{ m}^3/\text{h}$  begrenzt (siehe Abbildung 12) und darf eine Temperatur von  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  nicht überschreiten; außerdem ist die zulässige Aufwärmung des Wassers auf  $10 \text{ K}$  begrenzt. Das heißt bei einer Einlauftemperatur von  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  im Winter darf das Kühlwasser mit maximal  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  in den Fluss zurückgeleitet werden. Im Hochsommer beträgt die Einlauftemperatur bis zu  $24 \text{ }^\circ\text{C}$ , daher steht in diesem Fall nur noch eine zulässige Temperaturdifferenz von  $6 \text{ }^\circ\text{C}$  zur Kühlung zur Verfügung.

Insgesamt darf die Krems um maximal  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  aufgewärmt werden.

Durch die Verdunstung des Wassers kommt es zu Schwadenbildung oberhalb der Kühltürme; dem Standort entstehen dadurch keine Probleme, weil die Schwaden, verglichen mit der Abluft der Papiermaschinen, zu vernachlässigen sind. Die Auflagen bezüglich maximaler Schallemissionen der Kühltürme werden ohne Probleme eingehalten.

**Erfassung von Leckagen**

Um zu verhindern, dass Stoffe aus der Produktion in das Kühlwasser entweichen, wird die Leitfähigkeit am Einlauf sowie am Ablauf gemessen und überwacht. Außerdem sind zusätzliche Messstellen in der Laugeneindickung installiert, um im kritischen Bereich frühzeitig auf Undichtigkeiten reagieren zu können.

---

<sup>5</sup> Als Anlagen-EER (Energy Efficiency Ratio) wird das Verhältnis von produzierter Kältemenge und eingesetzter Energie, in diesem Fall inklusive Hilfsaggregaten und Nebenanlagen, bezeichnet.

## 3.2 Fallbeispiel Geberit

Die Geberit Gruppe ist Hersteller von Produkten der Sanitärtechnik. Am Standort Pottenbrunn werden Formstücke im Spritzgussverfahren hergestellt. Für die Kühlung der Spritzgussanlagen wird eine Kältemaschine eingesetzt, die Rückkühlung der Abwärme erfolgt über das Heizsystem und über Kühltürme.

Das Kühlsystem wurde einerseits in dieser Form ausgewählt, da es in der Nähe des Standortes keine ausreichenden Mengen an Frischwasser gibt, andererseits wären die notwendigen Temperaturen ohne Kältemaschine kaum erreichbar. Aus diesen beiden Gründen gibt es zum Einsatz einer Kältemaschine keine Alternative.

Vergleich für die Rückkühlung siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.7.2 Indirect recirculating cooling systems (BREF 2001).

### 3.2.1 Darstellung der Ist-Situation

Die Kältemaschine kühlt einerseits die Form der Spritzgussmaschinen und andererseits über Ölkühler die Hydraulik der Fertigungsanlagen. Die Anlage ist jeweils Montag bis Freitag in 3 Schichten in Betrieb. Am Wochenende wird nur in Ausnahmefällen produziert.

Die Kältemaschine ist ausgelegt, um die folgenden Maschinen zu kühlen:

Tabelle 6: Abwärmeleistung der Spritzgussmaschinen. (Datenquelle: Fa. Geberit)

Anzahl Maschinen	Form (kW)	Ölkühler (kW)
4	9,8	11,4
7	25,8	33,9
2	9,8	5,7
5	27,0	25,6
12	73,6	64,6
4	29,5	23,7
2	17,7	13,5
1	12,3	8,4
2	61,4	53,2
<b>Summe</b>	<b>266,8</b>	<b>240,1</b>
		<b>506,9</b>

In Summe errechnet sich eine Abwärmeleistung von rund 507 kW für den Fall, dass alle Maschinen gleichzeitig in Betrieb sind. Von dieser Leistung entfällt jeweils ungefähr die Hälfte auf die Kühlung der Form und auf die Ölkühler. Die Nennleistung der Kältemaschine beträgt 520 kW, im durchschnittlichen Normalbetrieb liegt die Abwärmeleistung bei rund 250–300 kW.

Da es durch einen Ausfall der Kälteanlage zu einem Stillstand des Produktionsprozesses kommen würde, ist die gesamte Anlage redundant ausgelegt. Im Normalfall wird einmal wöchentlich die Kältemaschine gewechselt, um eine gleichmäßige Verteilung der Betriebsstunden zu erreichen.

Die Verteilung der Kühlenergie erfolgt indirekt über Wasser als Wärmeträgermedium. Für die Formen der Spritzgussmaschinen sind eine Kaltwassertemperatur von 16 °C und ein Vordruck von 4,5 bar erforderlich. Die Ölkühler werden ebenfalls mit 16 °C Kaltwasser gekühlt, obwohl eine höhere Temperatur ausreichend wäre. Die Temperaturspreizung beträgt sowohl für die Spritzgussmaschinen als auch für die Ölkühler lediglich 2,5 K.

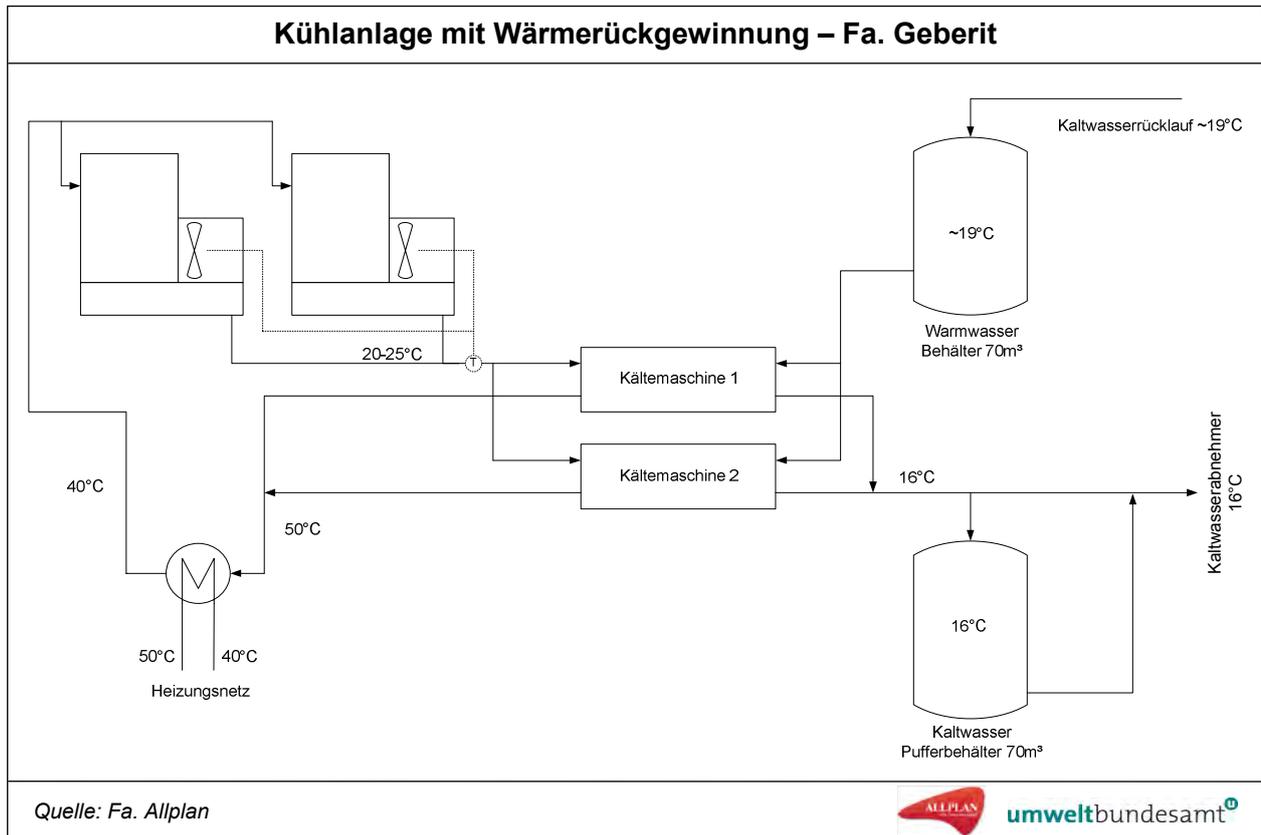


Abbildung 17: Schema der Kühlanlage mit Wärmerückgewinnung – Fa. Geberit.

Als Kältemittel wird Ammoniak (R717) eingesetzt. Ammoniak ist ein Gas, mit dem ein effizienter Betrieb der Kälteanlage erreicht wird. Außerdem verursacht R717 keinen Treibhauseffekt, besitzt kein Ozonzerstörungspotenzial und ist – verglichen mit anderen Kältemitteln – günstig. Allerdings ist Ammoniak brennbar und giftig und erfordert daher besondere Maßnahmen bei der Anlagenaufstellung und bei der Überwachung von Leckagen.

Die Rückkühlung erfolgt mit Kühlwasser, welches direkt nach den Kältemaschinen eine Temperatur von etwa 49 °C aufweist. Nachdem sämtliche Heizungsinstallationen auf Niedertemperatur ausgelegt sind, kann das bei der Rückkühlung erzeugte Warmwasser zu Heizzwecken genutzt werden. Die Heizungsanlage am ganzen Standort (Werkshallen und Büros) ist auf Vorlauf- und Rücklauftemperaturen von 50/40 °C ausgelegt.

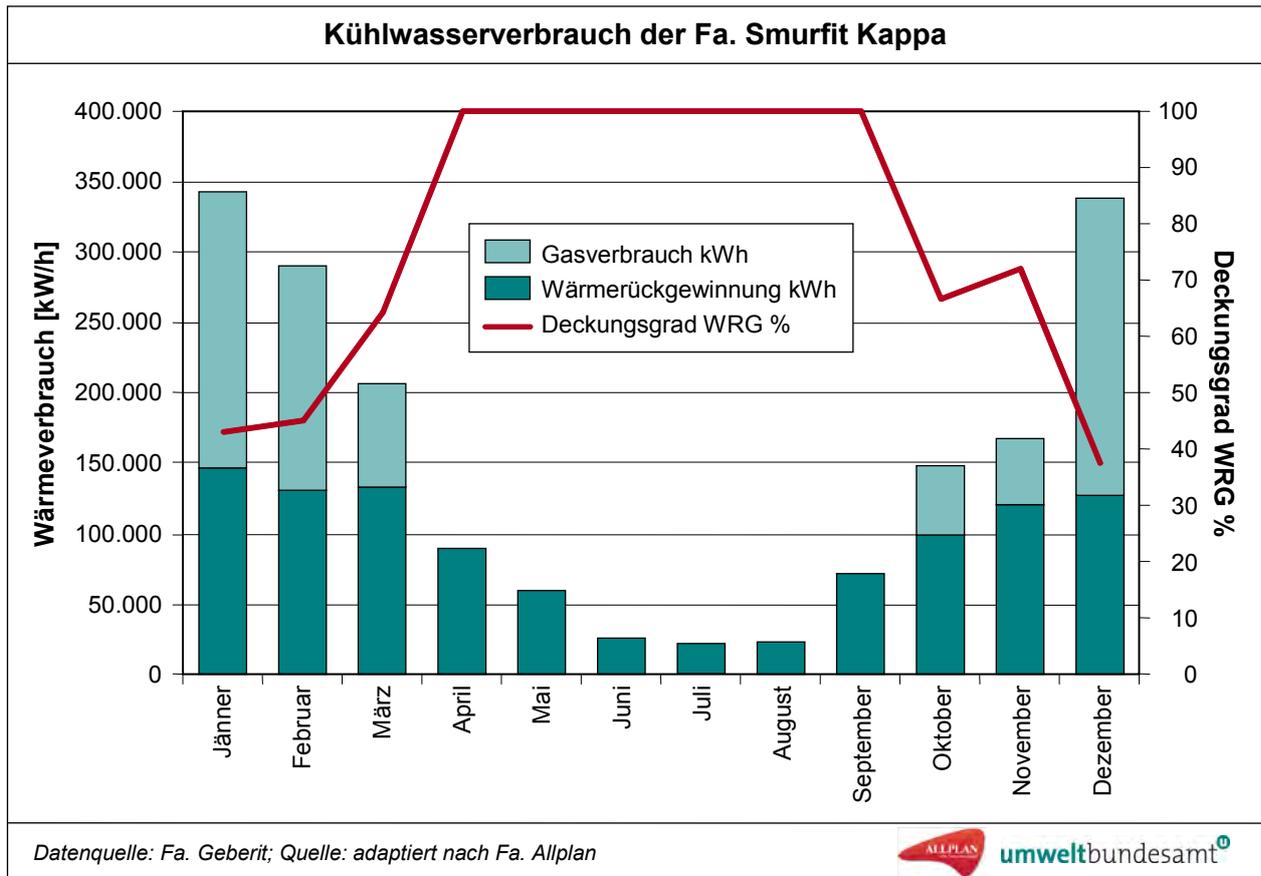


Abbildung 18: Jahresverlauf der Wärmeausbeute aus der Wärmerückgewinnung – Fa. Geberit.

In Abbildung 18 ist der jährliche Bedarf an Energie für Heizung und Warmwasser dargestellt. Im Winter beträgt der Energiebedarf zwischen 200.000 und 350.000 kWh pro Monat. Im normalen Betriebszustand der Kältemaschinen können rund 200 kW in das Heizungsnetz eingespeist werden. In den Wintermonaten schwankt der Deckungsgrad der Wärmerückgewinnung zwischen 38 % und 72 %, in den Übergangsmonaten und im Sommer kann der komplette Wärmebedarf durch die Wärmerückgewinnung abgedeckt werden.



Abbildung 19:  
Wärmetauscher für die Wärmerückgewinnung –  
Fa. Geberit (© Th. Eisenhut).

**Energiebedarf** Im Jahr 2010 wurden insgesamt 1.781 MWh für Heizung und Warmwasser benötigt. Von dieser Energiemenge wurden 1.045 MWh, das entspricht einem Anteil von 58 %, durch die Wärmerückgewinnung der Kältemaschine abgedeckt. Die restlichen 42 % werden mit einem Gaskessel erzeugt.

Tabelle 7: Monatlicher Deckungsgrad der Wärmerückgewinnung der Fa. Geberit.  
(Datenquelle: Fa. Geberit, Berechnung: Fa. Allplan)

Monat	Gasverbrauch [kWh]	Wärmerückgewinnung [kWh]	Gesamtverbrauch [kWh]	Deckungsgrad WRG [%]
Jänner	196.228	146.458	342.686	43
Februar	159.608	130.615	290.223	45
März	73.777	132.724	206.501	64
April	0	90.168	90.168	100
Mai	0	58.633	58.633	100
Juni	0	25.320	25.320	100
Juli	0	21.045	21.045	100
August	0	22.961	22.961	100
September	0	71.288	71.288	100
Oktober	49.419	98.744	148.163	67
November	46.898	120.593	167.491	72
Dezember	210.879	126.587	337.466	38
<b>Summe 2010</b>	<b>736.810</b>	<b>1.045.136</b>	<b>1.781.945</b>	<b>59</b>

### **Einsparung durch Wärmerückgewinnung**

Verglichen mit einer konventionellen Heizung werden durch die Wärmerückgewinnung 1.045 MWh/a Heizenergie eingespart; unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrades von 90 % für die Kesselanlage beträgt die Gaseinsparung 1.160 MWh/a. Bei einem angenommenen Gaspreis von 50 €/MWh entspricht dies einer Einsparung von 58.000 €/a.

Bei der Anlagenauslegung wurde ein großes Augenmerk auf Energieeffizienz gelegt. Sowohl der Kaltwasserkreislauf als auch der Kondensatorkreislauf sind ausschließlich mit drehzahlgeregelten Pumpen ausgestattet. Gegenüber einer Referenzanlage mit ungergelten Antrieben wird die Einsparung im Normalbetrieb auf 13 kW geschätzt. Daraus errechnet sich eine jährliche Energieeinsparung von 84 MWh; bei einem Strompreis von 100 €/MWh entspricht dies einer Einsparung von 8.400 €/a.

Die beiden offenen Nasskühltürme für die Rückkühlung des Kondensatorkreislaufs wurden von der alten konventionellen Kälteanlage beibehalten, wurden aber im Rahmen des Umbaus im Jahr 2008 instandgesetzt. Unter anderem wurde die 3-Stufen-Regelung der Ventilatoren auf eine Drehzahlregelung umgebaut.

Im Jahresvergleich wurde der Energiebedarf für die Ventilatoren um 65 % auf 33 MWh/a reduziert, bei einem Strompreis von 100 €/MWh entspricht dies einer Einsparung von 3.300 €/a.



Abbildung 20:  
Drehzahlgeregelte  
Kaltwasserpumpen  
– Fa. Geberit  
(© Th. Eisenhut).



Abbildung 21:  
Kühlturm zur  
Rückkühlung  
– Fa. Geberit  
(© Th. Eisenhut).

Tabelle 8: Vergleich des Energieverbrauchs der Ventilatoren – Fa. Geberit.  
(Datenquelle: Fa. Geberit)

Energieverbrauch Ventilatoren		
vor Umbau	3-Stufen-Regelung	72.813 kWh
nach Umbau	Drehzahlregelung	33.404 kWh

Die Regelung des Kühlventilators erfolgt dabei über die Temperatur des Kühlwassers im Kondensatorkreislauf.

Wird die Berechnungsmethode für die spezifische Leistung für Kühlsysteme ohne Kältemaschine herangezogen, beträgt der spezifische Energiebedarf  $600 \text{ kW}_e / \text{MW}_{\text{th}}$ . Dabei werden alle elektrischen Verbraucher addiert, in diesem Fall wird zusätzlich die elektrische Leistung der Kältemaschine berücksichtigt, und anschließend wird die Summe durch die Kühlleistung dividiert.

Tabelle 9: Spezifischer Leistungsbedarf nach der Berechnungsmethode für Systeme ohne Kältemaschine – Fa. Geberit. (Datenquelle: Fa. Geberit, Berechnung: Fa. Allplan)

Leistungsbedarf	durchschnittlicher Betriebszustand	
Pumpenleistung	32	kW
Ventilatorleistung	5	kW
Allgemeine Verbraucher	11	kW
Kältemaschine	61	kW
Summe	109	kW
Kühlleistung	0,18	MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>604</b>	<b>kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Da an diesem Standort ein genaues Energiemonitoringsystem installiert ist, sind in Tabelle 9 die allgemeinen Verbraucher wie zum Beispiel die mechanische Lüftung und die Beleuchtung der Kältezentrale getrennt ausgewiesen.

Im Vergleich mit einem Kühlsystem ohne Kältemaschine ist der spezifische Energiebedarf um etwa den Faktor 30 höher. Durch die mit 0,18 MW vergleichsweise geringe Leistung des Kühlsystems ist der Anteil an der Leistung für die Pumpen und die allgemeinen Verbraucher sehr hoch.

### 3.2.2 Maßnahmen zur Optimierung

Die Kälteanlage ist erst 3 Jahre alt. Sowohl bei der Auslegung der Kältemaschine selbst als auch bei den Nebenanlagen wurde ein hohes Augenmerk auf Energieeffizienz gelegt. Alle Pumpen und Ventilatoren sind drehzahl geregelt, der Stromverbrauch der maßgebenden Verbraucher wird aufgezeichnet. Das schafft die Möglichkeit, gegebenenfalls auf unerwartete Veränderungen zu reagieren.

Tabelle 10: Stromverbrauch der einzelnen Verbrauchergruppen und der Kälteversorgung – Fa. Geberit. (Datenquelle: Fa. Geberit)

Monat	Stromverbrauch Kältemaschine [kWh]	Kühlturm [kWh]	Pumpen [kWh]	Allgemein [kWh]	Kälteerzeugung [kWh]
Jänner	32.486	349	16.574	7.750	112.960
Februar	27.494	143	14.686	6.848	93.131
März	35.022	1.085	16.824	6.901	126.284
April	34.427	1.751	16.315	5.990	126.673
Mai	26.841	2.404	13.767	5.041	103.574
Juni	28.969	5.711	16.688	3.419	143.612
Juli	31.032	7.827	19.835	3.288	160.545
August	28.397	6.435	18.438	3.209	142.220
September	37.217	3.458	18.127	5.502	153.968
Oktober	35.365	1.449	15.622	6.673	129.966
November	37.682	2.721	17.153	6.649	138.700
Dezember	25.239	72	12.544	7.043	89.396
<b>Summe</b>	380.169	33.404	196.570	68.313	<b>1.521.029</b>
		<b>678.456</b>			

In Tabelle 10 wird der monatliche Energieverbrauch der einzelnen Verbrauchergruppen der Kälteerzeugung gegenübergestellt. In der letzten Zeile der Tabelle werden die Summe des jährlichen Energiebedarfs der Verbraucher sowie die jährliche Kälteerzeugung dargestellt. In einem Jahr werden 678 MWh Strom für die Erzeugung von 1.521 MWh Kälte aufgewendet.

Eine Möglichkeit zur Optimierung besteht darin, den Kaltwasserkreislauf für die Formen und die Ölkühler in zwei getrennte Systeme aufzutrennen. Die Ölkühler werden ebenso wie die Formen mit 16 °C Wasser gekühlt, obwohl eine Wassertemperatur von 29 °C ausreichen würde.

**Optimierungsmöglichkeit**

Eine Temperatur von 29 °C ist über den größten Teil des Jahres allein mit einem konventionellen offenen Kühlturmsystem erreichbar.

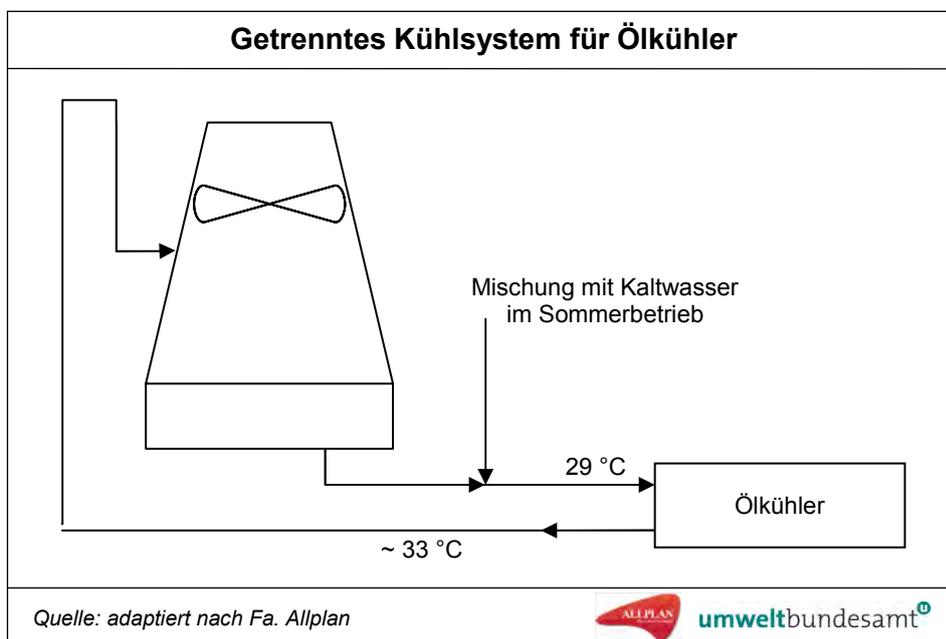


Abbildung 22: Schema eines getrennten Kühlsystem für die Ölkühler.

Auf Basis des Energieverbrauches für die bestehende Anlage wurde der Energieverbrauch mit getrenntem offenen Kühlsystem für die Ölkühler berechnet (siehe Tabelle 11).

In Tabelle 11 wird der Energieverbrauch für das getrennte System berechnet. Obwohl die Last der Kältemaschinen um etwa 50 % sinkt, wurde der Energieverbrauch der Kältemaschine um nur 40 % reduziert, da das Teillastverhalten der Kältemaschinen nicht bekannt ist. Da durch das getrennte System zusätzliche Pumpen mit einer Leistung von rund 10 kW notwendig sind, steigt der Energiebedarf für die Pumpen um rund 30 %.

In Summe würde der Stromverbrauch für die Kälteversorgung auf 595 MWh/a sinken. Die Einsparung dieser Maßnahme beträgt daher 83 MWh/a, bei einem angenommenen Strompreis von 100 €/MWh entspricht das einer Kostenreduktion von 8.300 €/a.

**Einsparungspotenzial**

Die Stromeinsparung von 83 MWh führt zu einer Brennstoffreduktion in einem Gaskraftwerk (Wirkungsgrad 50 %) um 166 MWh.

Tabelle 11: Berechneter Energieverbrauch der einzelnen Verbrauchergruppen nach der Umstellung auf ein getrenntes Kühlsystem – Fa. Geberit. (Datenquelle: Fa. Geberit, Berechnung: Fa. Allplan)

Monat	Stromverbrauch Kältemaschine [kWh]	Kühlturm [kWh]	Kühlturm Ölkühler [kWh]	Pumpen [kWh]	Allgemein [kWh]
Jänner	19.491	210	175	21.546	8.525
Februar	16.496	86	72	19.091	7.533
März	21.013	651	542	21.871	7.591
April	20.656	1.051	876	21.209	6.589
Mai	16.105	1.443	1.202	17.896	5.545
Juni	17.382	3.427	2.856	21.694	3.761
Juli	18.619	4.696	3.913	25.785	3.617
August	17.038	3.861	3.217	23.969	3.530
September	22.330	2.075	1.729	23.564	6.052
Oktober	21.219	870	725	20.308	7.340
November	22.609	1.632	1.360	22.299	7.314
Dezember	15.143	43	36	16.307	7.747
<b>Summe</b>	<b>228.101</b>	<b>20.043</b>	<b>16.702</b>	<b>255.541</b>	<b>75.144</b>

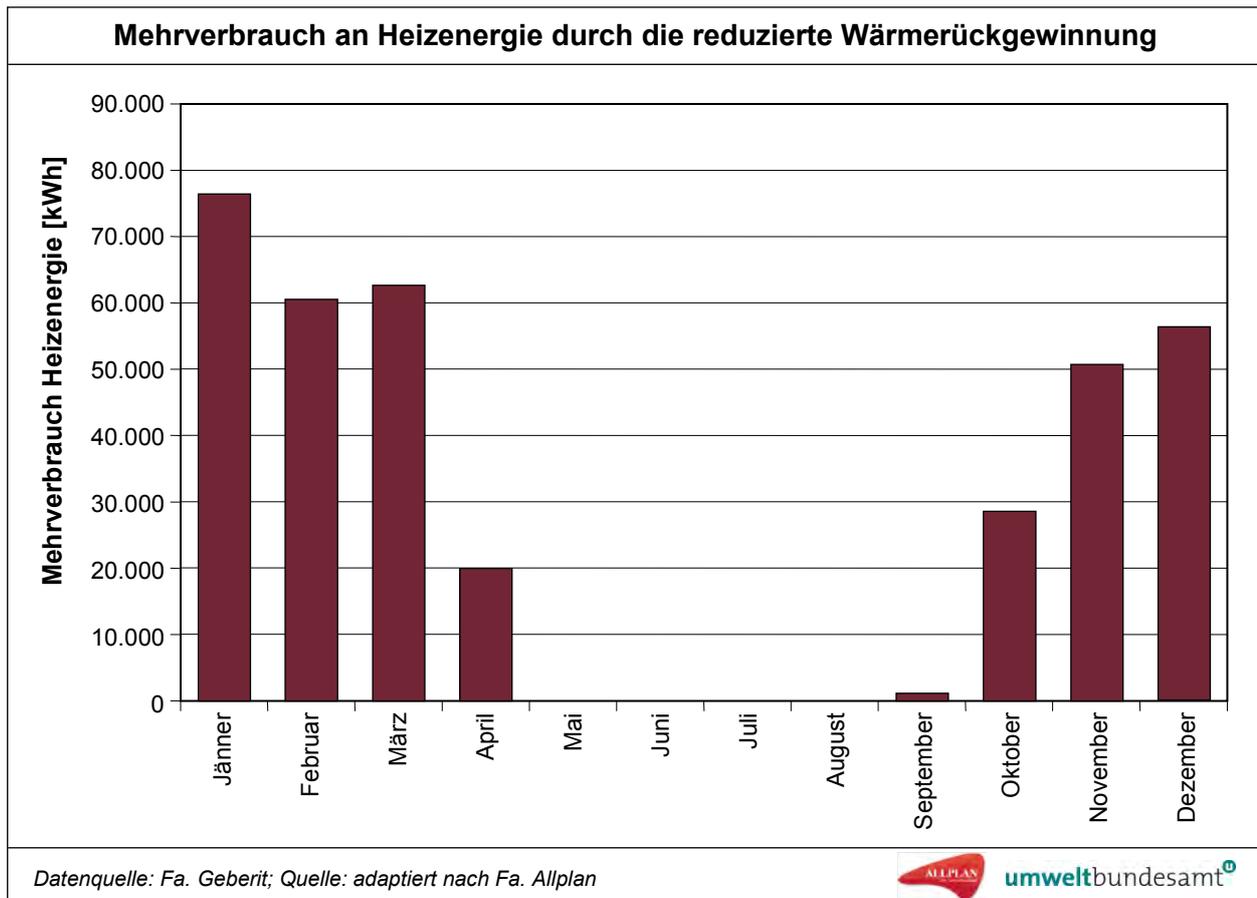


Abbildung 23: Mehrverbrauch an Heizenergie durch die reduzierte Wärmerückgewinnung – Fa. Geberit.

Durch die geringere Last auf der Kältemaschine reduziert sich die Energiemenge der Wärmerückgewinnung. In Abbildung 23 wird der daher auftretende monatliche Mehrverbrauch dargestellt. In den Sommermonaten kann auch mit dieser reduzierten Energiemenge der gesamte Wärmebedarf abgedeckt werden. In Summe über ein Jahr gesehen steigt der Heizenergiebedarf um 360 MWh/a. Unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrades von 90 % für die Kesselanlage beträgt der Mehrverbrauch von Gas 400 MWh/a. Dies entspricht Energiekosten von 20.000 €/a. Eine Umstellung auf ein getrenntes Kühlsystem für die Ölkühler würde demnach jährliche Mehrkosten von etwa 11.700 €/a verursachen und kommt daher nicht in Frage.

### 3.2.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Die sicherheitstechnischen Maßnahmen entsprechen den in der Kältemittelverordnung und in der ÖNORM EN 378 angegebenen Anforderungen.

Die Kältezentrale ist als besonderer Maschinenraum im Sinne der ÖNORM EN 378 ausgeführt. Bestehende Öffnungen und Rohrdurchführungen ins Gebäude sind mit Brandabschottungen brandschutztechnisch und luftdicht verschlossen.

#### ***Kältezentrale***

Die Kältezentrale ist mit einer mechanischen Lüftung ausgestattet. Die Luftmenge wurde auf Basis der Füllmenge der Kältemaschine mit 700 m<sup>3</sup>/h festgelegt.

Beim Betreten der Kältezentrale wird über den außen liegenden Lichtschalter oder einen Türkontaktschalter automatisch die Lüftung eingeschaltet. Über die Gaswarneinrichtung wird bei Überschreiten des Auslösewertes von 50 ppm die Lüftung ebenfalls aktiviert.

In der Kältezentrale ist für die Warnung bei einer Leckage des Ammoniakkreislaufs eine Alarmeinrichtung vorgesehen. Die Warnung bei der Kältetechnikzentrale erfolgt mit einer Ampelregelung bei der Maschinenraumtüre und am oberen Ende des Stiegenhauses. Jede Warnung wird in der zentralen Leittechnik als Alarmmeldung erfasst und an den 24h-Bereitschaftsdienst weitergeleitet.

#### ***Erfassung von Leckagen***

Zur Erfassung einer Leckage sind drei Ammoniakdetektoren vorgesehen. Die Detektoren werden in Deckennähe im Bereich der Kältemaschinen und des restlichen Maschinenraumes installiert. Der Instandhaltungszeitraum der Detektoren wird nach Herstellerangaben festgelegt.

Arbeiten zur Instandhaltung und Instandsetzung des Kältemittelkreislaufs werden im Zuge eines Wartungsvertrags ausschließlich durch eine Fachfirma durchgeführt. Die erforderlichen Schutzausrüstungen (Atemschutzgeräte) werden seitens der Wartungsfirma bereitgestellt.

Die Kühltürme sind neben der Produktionshalle aufgestellt. Bei den direkten Anrainern handelt es sich um landwirtschaftliche Flächen und um die Westbahnstrecke der ÖBB, trotzdem sind die Kühltürme schallisoliert und verursachen nur geringe Schallemissionen.

Seit die Anlage in Betrieb ist, gab es keine Störfälle oder Anrainerbeschwerden.

### 3.3 Fallbeispiel Papier verarbeitender Betrieb

Bei dem eingesetzten System handelt es sich um ein offenes direktes Durchlaufkühlsystem mit teilweiser Rezirkulation.

Durch die Verfügbarkeit eines eigenen Brunnens stellt dieses Kühlsystem die wirtschaftlichste Möglichkeit dar, den Kühlbedarf abzudecken.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.3.1 Direct once-through cooling systems (BREF 2001).

#### 3.3.1 Darstellung der Ist-Situation

Am Standort wird Rohpapier beschichtet und kaschiert. Nach der Beschichtung muss das Papier über Kühlzylinder abgekühlt werden.

Das Kühlwasser für die Kühlzylinder der Beschichtungsmaschinen 1 und 2 wird einem am Standort befindlichen Brunnen mit einer Temperatur von etwa 8–10 °C entnommen. Das Wasser wird über 3 Brunnenpumpen (jeweils 37 kW Nennleistung) durch eine etwa 100 m lange Leitung in das Produktionsgebäude transportiert. Eine der drei Pumpen läuft immer, die zweite soll sich nach Bedarf einschalten. Die dritte Pumpe dient lediglich als Ausfallsreserve. Zwei weitere Pumpen zirkulieren das Kühlwasser aus der Hauptleitung zu den Kühlzylindern. Abgesehen von Wartungsstillständen ist die Anlage das ganze Jahr in Betrieb.

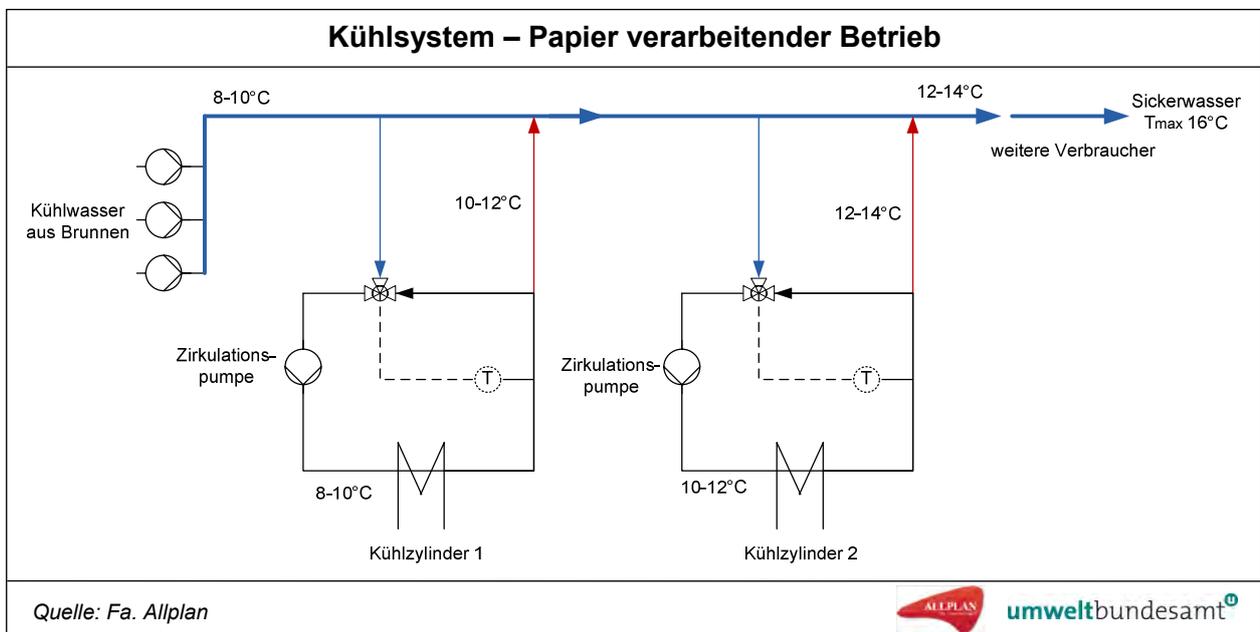


Abbildung 24: Schema des Kühlsystems – Papier verarbeitender Betrieb.

#### Beschreibung des Kühlsystems

Die Kälteabnehmer in Form von Kühlzylindern sind in Reihe geschaltet, der erste Abnehmer wird mit Wasser mit einer Temperatur von rund 8–10 °C versorgt, die weiteren Kühlwasserabnehmer erhalten Wasser mit einer jeweils etwas höheren Temperatur. Um den Wasserverbrauch gering zu halten, wird das Was-

ser in den Kühlkreisläufen zirkuliert und jeweils nur ein Anteil frisches Wasser zugeführt. Die Regelung erfolgt dabei über eine Differenztemperaturregelung im Zirkulationskreislauf.

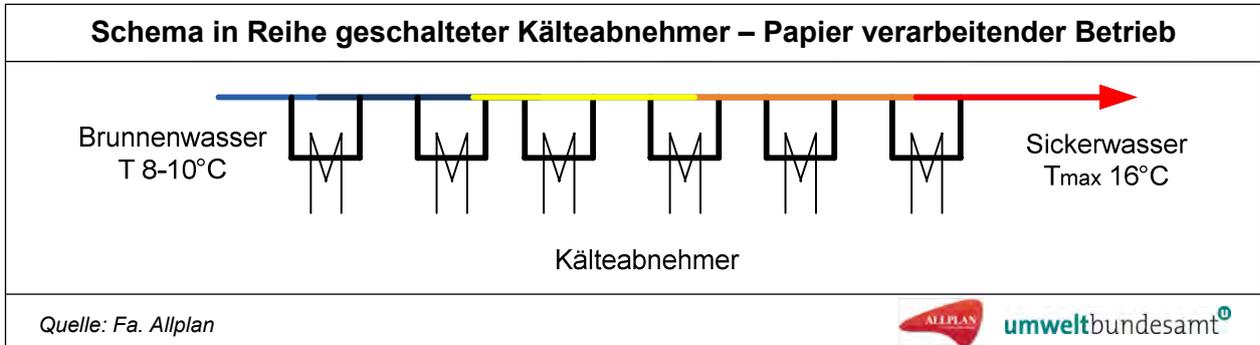


Abbildung 25: Schema der in Reihe geschalteten Kälteabnehmer – Papier verarbeitender Betrieb.

Dieser Temperaturanstieg von Verbraucher zu Verbraucher ist durch das Einrohrsystem bedingt. Nach der Kühlung wird das Wasser wieder in die Hauptleitung eingespeist. Insgesamt beträgt die Kühlleistung im Durchschnitt um die 450 kW. Nach dem letzten Kälteabnehmer versickert das Wasser mit einer zulässigen Maximaltemperatur von 16 °C.

Der Kühlwasserverbrauch beträgt im Jahr rund 400.000 m³.

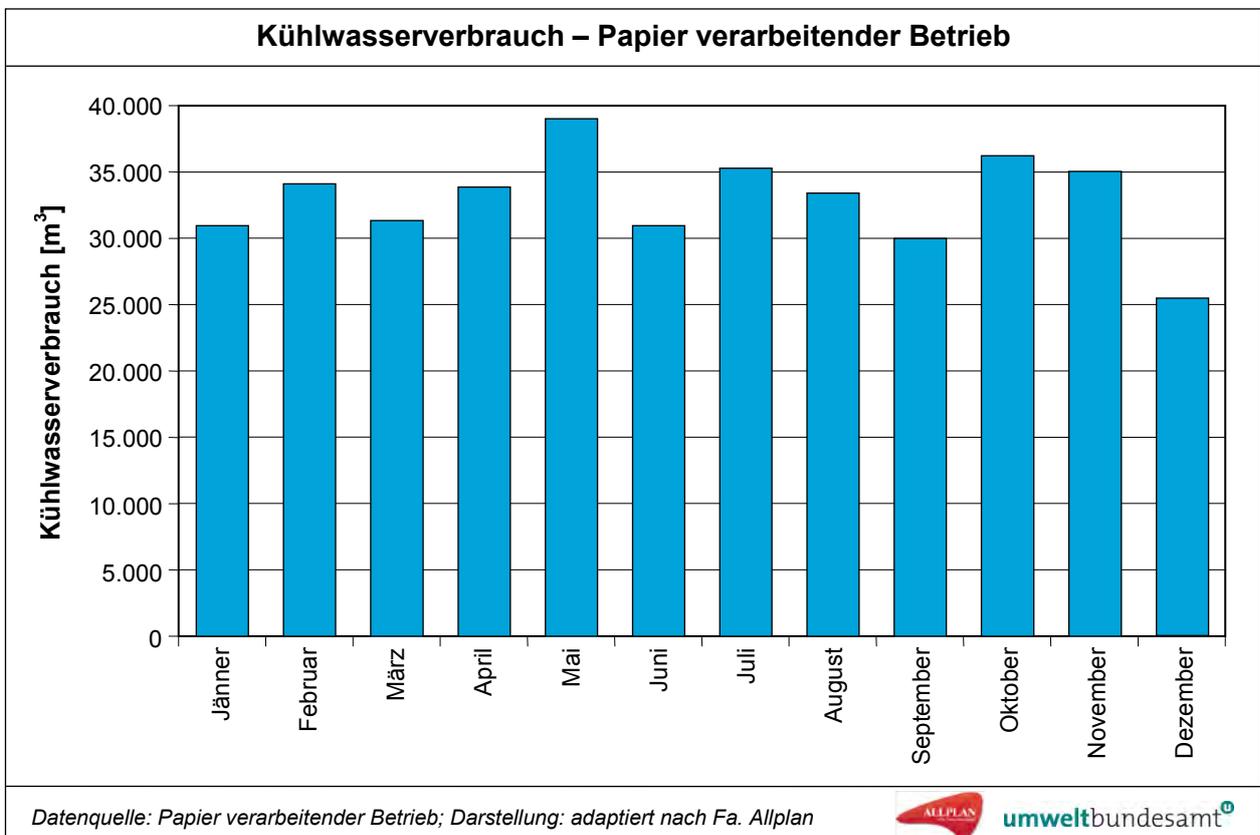


Abbildung 26: Kühlwasserverbrauch im Jahresverlauf – Papier verarbeitender Betrieb.

**Kühlwasserverbrauch** Der monatliche Verbrauch schwankt zwischen 30.000 m<sup>3</sup> und 38.000 m<sup>3</sup>, im Mittel werden daher etwa 46,5 m<sup>3</sup>/h Kühlwasser verbraucht.

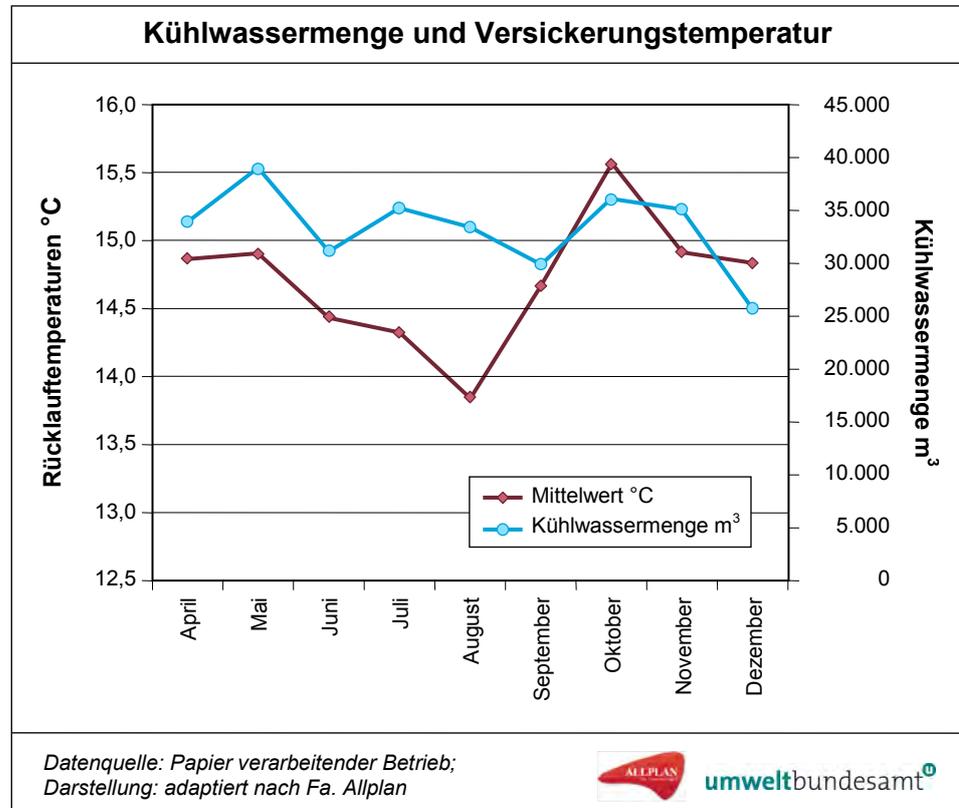


Abbildung 27: Kühlwassermenge und Versickerungstemperatur – Papier verarbeitender Betrieb.

Sowohl die Kühlwassertemperatur (13,8–15,6 °C) als auch die Kühlwassermenge unterliegen gewissen Schwankungen, allerdings ist aus den Werten kein direkter Zusammenhang erkennbar.

Die spezifische Leistung ist in Tabelle 12 dargestellt; aufgrund von Schwankungen in der Wassermenge und den Temperaturen wurden für diese Berechnung plausible Durchschnittswerte verwendet. Da das Kühlwassersystem stark in den Prozess integriert ist, wurde der Leistungsbedarf für das Kühlsystem rechnerisch ermittelt.

Tabelle 12: Spezifischer Leistungsbedarf bei einem repräsentativen Betriebszustand – Papier verarbeitender Betrieb.  
(Datenquelle: Papier verarbeitender Betrieb, Berechnung: Fa. Allplan)

Leistungsbedarf	durchschnittlicher Betriebszustand
Leistung Brunnenpumpen	18 kW
Leistung Zirkulationspumpen	18 kW
Kühlleistung	0,45 MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>80,0 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Nach der Einteilung der Kühlsysteme im BAT-Dokument lässt sich dieses System nicht eindeutig zuordnen, da es sich um eine Kombination aus Umlauf- und Durchlaufsystem handelt.

Wendet man die Beschreibung des Durchlaufsystems an und lässt daher die Zirkulationspumpen außer Acht, beträgt die spezifische Leistung  $40 \text{ kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ . Diese spezifische Leistung ist gegenüber dem Wert im BAT-Dokument deutlich erhöht. Dieser hohe Wert ist auf die große Leitungslänge und auf die Förderhöhe der Brunnenpumpen zurückzuführen. Der Leistungsanteil für die Förderhöhe sowie für die Überwindung der Leitung wurde rechnerisch mit 3–4kW bestimmt.

### 3.3.2 Maßnahmen zur Optimierung

Eine Nutzung der Abwärme ist aufgrund der geringen Temperatur nicht möglich.

Um die Kühlwassermenge zu reduzieren und damit auch die notwendige Pumpenenergie zu verringern, erscheint es sinnvoll, die Drehzahl der Brunnenpumpen in Abhängigkeit von der Sickerwassertemperatur zu regeln. Die Pumpen sind bereits mit einer Drehzahlregelung ausgestattet, werden aber momentan mit einer fixen Drehzahl betrieben.

**Optimierungspotenzial bei Pumpen**

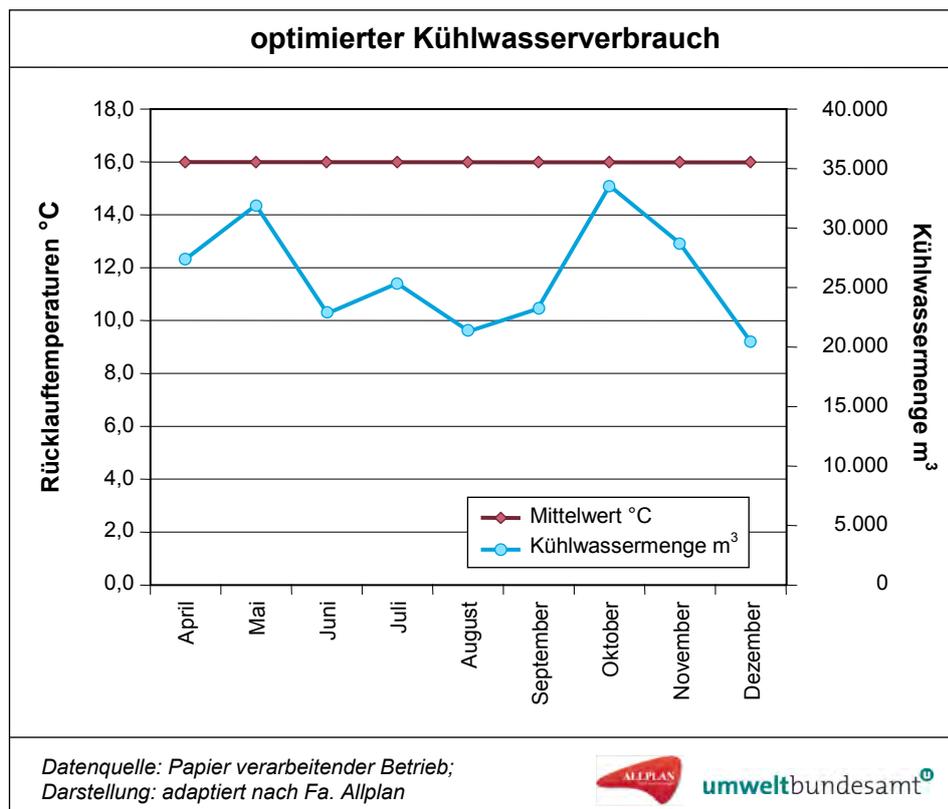


Abbildung 28: Verlauf der Kühlwassermengen bei konstanter Versickerungstemperatur – Papier verarbeitender Betrieb.

**optimale Versickerungstemperatur**

Die optimierte Variante mit konstanter Versickerungstemperatur ist in Abbildung 28 dargestellt. Mit einer Zieltemperatur von 16 °C kann der Kühlwasserverbrauch im betrachteten Zeitraum um etwa 20 % reduziert werden. Auf ein Jahr hochgerechnet reduziert sich die von den Brunnenpumpen zu fördernde Wassermenge um etwa 86.000 m<sup>3</sup> Wasser.

Um diese Einsparung zu erzielen ist es notwendig, die Sickerwassertemperatur mit einem Temperaturfühler zu überwachen und in weiterer Folge die Drehzahl der Brunnenpumpen über diesen Parameter zu regeln.

Laut den Leistungsaufzeichnungen der Brunnenpumpen laufen diese bereits mit der aktuellen Wassermenge weit unterhalb der Nennleistung. Durch die Regelung auf die Sickerwassertemperatur von 16 °C reduziert sich die Leistung der Brunnenpumpen von 18 kW um 5 kW auf 13 kW. Die Einsparung dieser Maßnahme beträgt bei einem angenommenen Strompreis von 100 €/MWh und 8.500 Betriebsstunden pro Jahr etwa 34 MWh/a bzw. 3.400 €/a.

**Auftrennung des Kühlwasserkreislaufes**

Als zusätzlich Maßnahme ist es möglich, durch die Auftrennung des Kühlwasserkreislaufes die zirkulierende Wassermenge je Kälteabnehmer zu reduzieren.

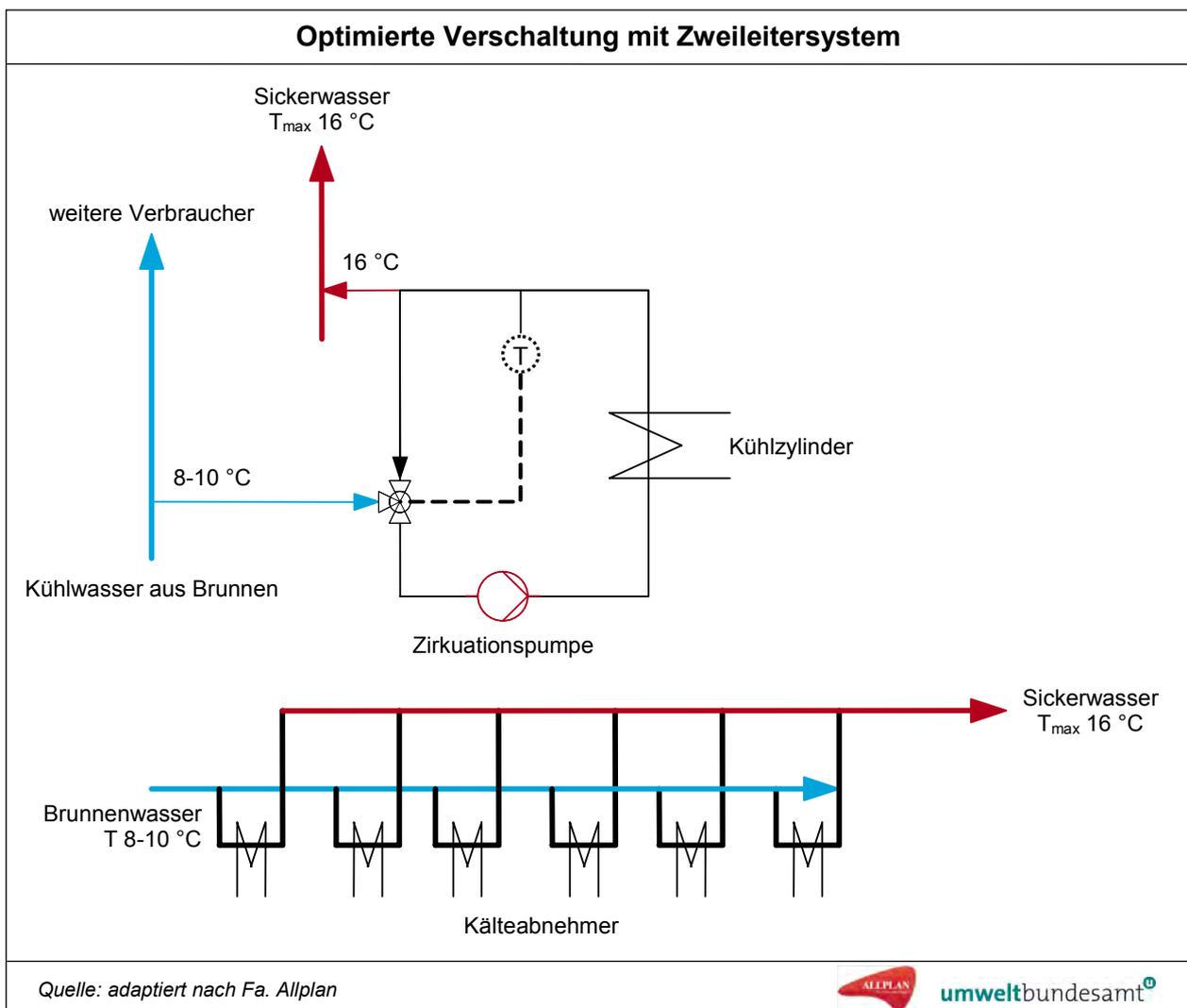


Abbildung 29: Schema einer optimierten Verschaltung mit Zweileitersystem – Papier verarbeitender Betrieb.

In Abbildung 29 ist diese optimierte Variante dargestellt; durch die Parallelschaltung der Verbraucher erhält jeder Kälteabnehmer Kühlwasser mit einer Temperatur von 8–10 °C.

Die niedrigere Kühlwassertemperatur ermöglicht eine höhere Temperaturspreizung und reduziert die erforderliche Kühlwasserzirkulationsmenge. Die Wassermenge, die in dem Zirkulationskreislauf der Kühlzylinder umgewälzt wird, betrug vor der Optimierung rund 90 m<sup>3</sup>/h. Es wird abgeschätzt, dass die Zirkulationsmenge um etwa 50 % reduziert werden kann. Das entspricht einer Reduktion der Motorleistung der Zirkulationspumpen von 9 kW.

**verringerte  
Zirkulationsmenge**

Daraus errechnet sich, bei einem angenommenen Strompreis von 100 €/MWh und 8.500 Betriebsstunden pro Jahr, eine Einsparung von etwa 77 MWh/a; das entspricht einer Einsparung von 7.700 €/a.

Insgesamt summiert sich die Einsparung der beiden Maßnahmen auf 111 MWh/a, dies entspricht einer Kosteneinsparung von 11.000 €/a. Die spezifische Leistung für das Kühlsystem sinkt um 14 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub> auf 66 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub>.

Die Kosten für die beiden beschriebenen Optimierungsmaßnahmen belaufen sich auf rund 43.000 €. Bei der Einsparung von rund 11.000 €/a errechnet sich eine statische Amortisationszeit von etwa 4 Jahren.

**Einsparungs-  
potenzial**

### 3.3.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Die Entnahmemenge und die maximale Sickerwassertemperatur sind von der Behörde begrenzt. Durch diese Beschränkung kann an das System kein weiterer Verbraucher angeschlossen werden.

Aus diesem Grund konnte eine neue Beschichtungsanlage nicht an das bestehende Kühlsystem angeschlossen werden. Diese neue Anlage wird über eine Kältemaschine gekühlt und hat daher einen viel höheren Energieverbrauch als die in diesem Beispiel untersuchte Anlage. Umgerechnet auf diese Anlage würde der Energieverbrauch des Kühlsystems bei 8.500 h/a von etwa 230 MWh/a für die Wasserkühlung auf etwa 1.100 MWh/a mit einer Kältemaschine steigen.

Bei dem Einsatz dieses Kühlsystems kommt es zu keiner Schwadenbildung oder nennenswerter Schallemission. Durch die direkt mit Wasser durchströmten Kühlzylinder könnte das Kühlwasser im Falle von Undichtheiten mit dem fertigen Produkt in Berührung kommen und dessen Qualität beeinträchtigen.

## 3.4 Fallbeispiel Standort der chemischen Industrie

Bei diesem System handelt es sich um ein offenes direktes Umlaufkühlsystem mit zwangsbelüfteten Kühltürmen.

Das Kühlsystem wurde in dieser Form aufgrund des Wasserrechtbescheides gewählt, der keine Durchlaufkühlung ermöglicht.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.7.1 Direct recirculating cooling systems (BREF 2001).

Bei diesem Standort handelt es sich um eine IPPC-Anlage.

### 3.4.1 Darstellung der Ist-Situation

An diesem Standort der chemischen Industrie werden Kühltürme zum Abführen der bei der Fermentation entstehenden biogenen Wärme eingesetzt. Das System ist laut Angaben des Betreibers annähernd 8.760 h/a in Betrieb, es werden nur einzelne Anlagenteile für kurze Wartungsfenster außer Betrieb genommen.

Das Kühlwasser rieselt über die Oberfläche der Gärungsbehälter und wird in einem unterhalb positionierten Auffangbecken gesammelt und anschließend wieder dem Kühlkreislauf zugeführt. In diesem Anlagenteil ist eine Vielzahl dieser Behälter vorhanden, die alle aus dem gleichen Kühlwasserkreislauf versorgt werden.

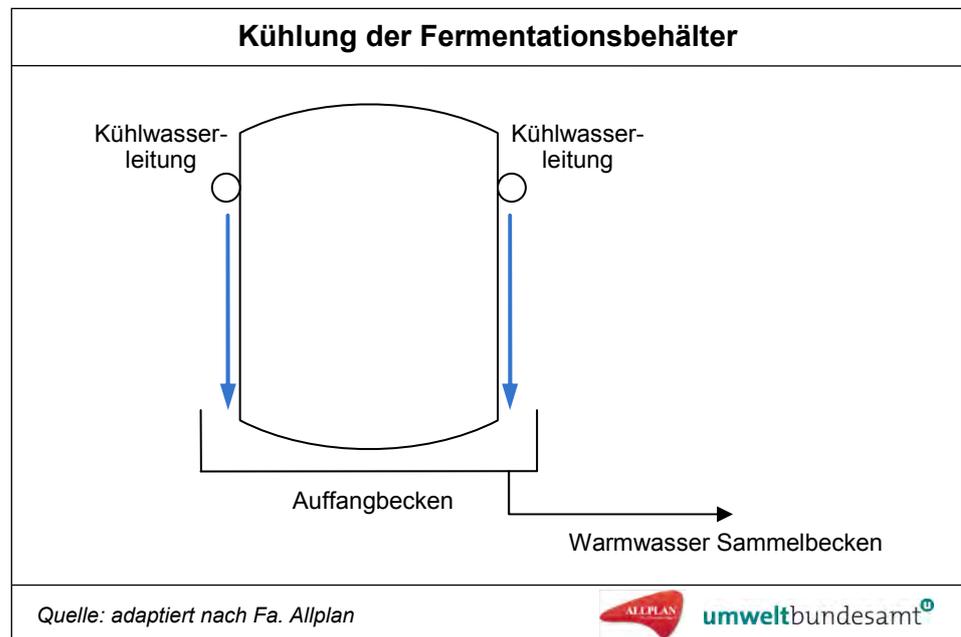


Abbildung 30: Schema der Kühlung der Fermentationsbehälter – Chemiebetrieb.

In diesem Anlagenteil sind insgesamt 11 Kühltürme installiert, die abhängig von Prozessauslastung und herrschenden Außentemperaturen zu- bzw. weggeschaltet werden. Pro Kühlturmzelle zirkulieren etwa 500 m<sup>3</sup>/h Kühlwasser, insgesamt beträgt die Zirkulationsmenge daher maximal 5.500 m<sup>3</sup>/h.

Das Zusatzwasser für den Ausgleich der Spritz-, Versalzungs- und Verdunstungsverluste wird aus dem nahe gelegenen Fluss bezogen. Im Durchschnitt werden dem System etwa 70 m<sup>3</sup>/h Frischwasser zugeführt; dieses wird für diesen Zweck nicht chemisch konditioniert, sondern ausschließlich mechanisch grob gereinigt. Die Menge des Zusatzwassers beträgt etwa 1,2 % pro Umlauf und entspricht daher dem zu erwartenden Wert von 1–2 %.

#### **Ventilatoren der Kühltürme**

In anderen Anlagenteilen kommen noch Kühltürme mit seitlich angebrachten Ventilatoren zum Einsatz, im betrachteten Anlagenteil werden bereits ausschließlich Kühltürme mit nach oben saugenden Ventilatoren eingesetzt. Die Ventilatoren sind in Abhängigkeit von der Kühlwassertemperatur in 2 Stufen geregelt. Bei einer Kühlwassertemperatur im Kaltwasserbecken von unter 19 °C sind die Ventilatoren ausgeschaltet, zwischen 19 °C und 24 °C werden die Ventilatoren

mit einer Leistung von 30 kW „langsam laufend“ betrieben. Bei Kühlwassertemperaturen von über 24 °C werden die Ventilatoren mit ihrer Nennleistung von 90 kW betrieben. Je nach Prozessanforderungen werden einzelne Kühlzellen zu- oder weggeschaltet.

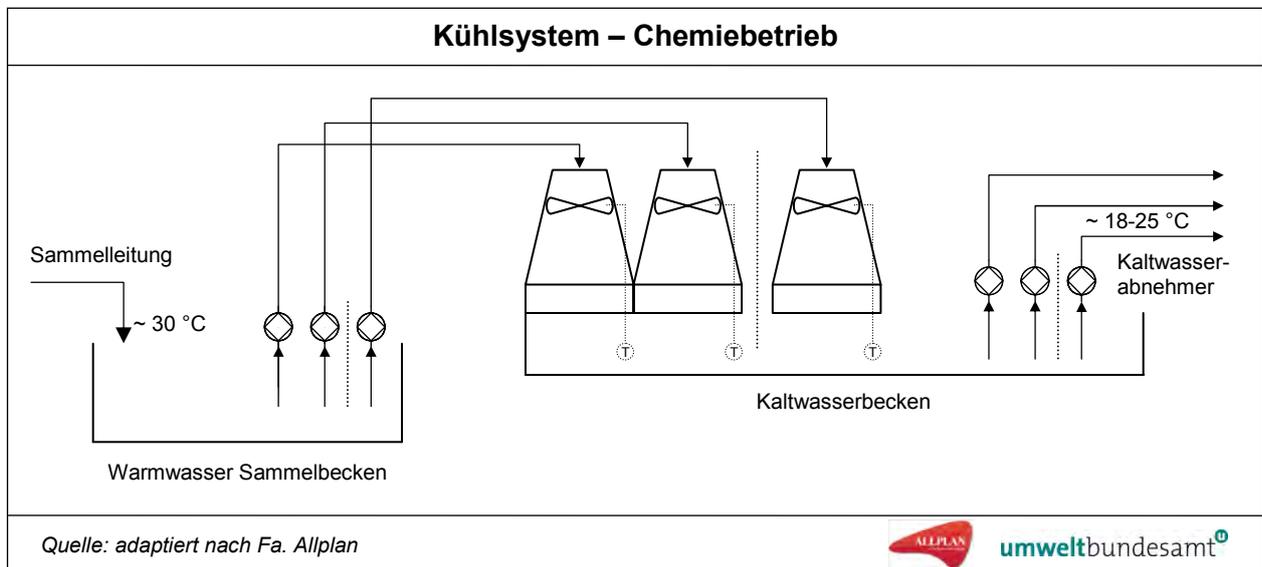


Abbildung 31: Schema des Kühlsystems – Chemiebetrieb.

Die Kaltwassertemperatur schwankt je nach Außentemperatur zwischen 18 °C und 25 °C, über die Kühlwassermenge wird der Rücklauf des Kühlwassers auf ungefähr 30 °C geregelt.

Theoretisch ist mit diesem Kühlsystem eine Abkühlung des Wassers bis auf die Feuchtkugeltemperatur der Umgebungsluft möglich, im praktischen Betrieb werden Kühlwassertemperaturen erreicht, die 3–4 °C über der Feuchtkugeltemperatur liegen. Bei hohen Außentemperaturen im Sommer wird das Kühlwasser daher zu wenig abgekühlt, um die biogene Wärme des Prozesses abzuführen und den Erfordernissen des Prozesses gerecht zu werden. Im Sommerbetrieb steht daher eine Kältemaschine zur Verfügung, die bei hohen Außentemperaturen einen Teilstrom des Kühlwassers direkt aus dem Warmwassersammelbecken abzweigt und abkühlt und auf diese Weise die Kühlleistung des Systems erhöht. Die Rückkühlung der Anlage erfolgt über einen der bestehenden Kühltürme, der in diesem Betriebszustand für die Rückkühlung der Kältemaschine verwendet wird. Die konventionelle Kältemaschine hat eine Kälteleistung von 3.000 kW; bei einem EER der Anlage von insgesamt 4 beträgt die elektrische Leistung etwa 750 kW. Bei 800 Betriebsstunden im Jahr beträgt der Energieverbrauch etwa 600 MWh/a.

Die spezifische Leistung ist in Tabelle 13 dargestellt; aufgrund von Schwankungen der Wassermenge und der Temperaturen wurden für diese Berechnung plausible Durchschnittswerte verwendet.

**spezifische  
Leistung**

Tabelle 13: Spezifischer Leistungsbedarf bei einem repräsentativen Betriebszustand (ohne Kältemaschine) – Chemiebetrieb.  
(Datenquelle: Chemiebetrieb, Berechnung: Fa. Allplan)

Leistungsbedarf	durchschnittlicher Betriebszustand	
Pumpenleistung	493	kW
Ventilatorleistung	330	kW
Summe	823	kW
Kühlleistung	38,5	MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>21,4</b>	<b>kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Die spezifische Leistung entspricht relativ genau dem im BAT-Dokument ausgewiesenen Wert von 20 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub>

### 3.4.2 Maßnahmen zur Optimierung

Eine Nutzung der Abwärme ist aufgrund der geringen Temperatur nicht möglich.

#### **Einsparungspotenzial bei Pumpen**

Im Normalbetrieb sind Einsparungen über eine Drehzahlregelung der Warmwasser- und Kühlwasserpumpen möglich. Durch eine angepasste Regelung der Pumpen können Einsparungen erzielt werden. Es wird abgeschätzt, dass der durchschnittliche Leistungsbedarf um 15 % gesenkt werden kann. Daraus errechnet sich eine Einsparung von 630 MWh/a bzw. bei einem Strompreis von 80 €/MWh eine Einsparung von etwa 50.000 €/a. Erfahrungsgemäß liegt die Amortisationszeit solcher Maßnahmen bei 2,5–5 Jahren.

#### **Einsparungspotenzial bei Ventilatoren**

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung ist die Umstellung der Ventilatoren von der 2-Stufen-Regelung auf eine Drehzahlregelung, damit könnte die gewünschte Wassertemperatur genauer geregelt werden. Es wird abgeschätzt, dass die durchschnittliche Leistung der Ventilatoren um etwa 20 % reduziert werden kann. Bei 8.500 h/a errechnet sich daraus eine Einsparung von 560 MWh/a bzw. bei einem angenommenen Strompreis von 80 €/MWh von rund 45.000 €/a. Die Amortisationszeit dieser Maßnahme wird grob mit 4–6 Jahren abgeschätzt.

Im Sommerbetrieb verursacht die Kältemaschine, auch unter der Berücksichtigung einer vergleichsweise niedrigen Anzahl von Betriebsstunden, hohe Energiekosten. Anlagentechnisch gibt es zum Sommereinsatz der Kältemaschine keine Alternative, da auf eine andere Weise die notwendigen Temperaturen nicht erreicht werden können.

#### **weitere Einsparungspotenziale**

Eine Möglichkeit den Einsatz der Kältemaschine zu vermeiden, wäre der Einsatz einer größeren Menge Frischwasser oder die teilweise Umstellung auf eine Durchlaufkühlung. Durch die Beimischung einer größeren Menge Frischwasser könnte die Kühlwassertemperatur in den Sommermonaten gesenkt werden und auf diese Weise könnte die verfügbare Kühlleistung gesteigert werden. Bei einer angenommenen Frischwassertemperatur im Hochsommer von 20 °C müsste ein Frischwasseranteil von etwa 35 % beigemischt werden, um die Kaltwassertemperatur auf unter 25 °C zu senken. Durch diese Maßnahme könnte der Einsatz der Kältemaschinen vermieden werden und es könnten 600 MWh/a (das entspricht 48.000 €/a) eingespart werden. Der zusätzliche Energieaufwand für die zusätzlichen Pumpen wurde in dieser Abschätzung nicht berücksichtigt.

### 3.4.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Der Betrieb hat einen Wasserrechtsbescheid, der nur den Einsatz einer Umlaufkühlung erlaubt, der Einsatz einer Durchlaufkühlung ist daher nicht möglich. Außerdem ist die Wasserentnahmemenge aus dem Fluss begrenzt. Diese Begrenzung stellt beim momentanen Einsatz einer Umlaufkühlung keine Einschränkung dar, nur bei einem weiteren Wachstum des Betriebes könnte es zu Einschränkungen kommen.

Im Winter kommt es über den Kühltürmen zu einer leichten Schwadenbildung. Da die nächsten Anrainer etwa 2 km entfernt sind, stellt dies ebenso wie Schallemissionen kein Problem dar.

## 3.5 Fallbeispiel Papierfabrik Hamburger Pitten

Der Standort Hamburger Pitten produziert mit zwei Papiermaschinen Verpackungspapiere und Wellpapperohrpapier. Die jährliche Produktionsmenge beträgt rund 400.000 t. Das Kühlsystem ist ein Bestandteil des Frischwassersystems, die abgeführte Energie wird vollständig im System genutzt. Das Kühlsystem ist am ehesten mit einem offenen Durchlaufsystem vergleichbar.

Im Zuge von Optimierungsmaßnahmen wurde der Kühlwasserbedarf so weit reduziert, dass das Kühlsystem vollständig in das Frischwassernetz integriert ist.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.3.1 Direct once-through cooling systems (BREF 2001).

Bei diesem Standort handelt es sich um eine IPPC-Anlage

### 3.5.1 Darstellung der Ist-Situation

Am Standort wird Brunnenwasser für die Kühlung von Zentralschmieranlage sowie von Hydraulikaggregaten eingesetzt. Das erwärmte Wasser wird in der Produktion als vorgewärmtes Frischwasser eingesetzt.

Die Frischwasserversorgung erfolgt über sieben am Standort befindliche Brunnen. Das Frischwasser wird über drehzahlgeregelte Brunnenpumpen in einen Unterflurbehälter geleitet. Aus rein energetischer Sicht wäre auch eine einfache Ein/Aus-Regelung ausreichend, allerdings sollten Tiefbrunnenpumpen nicht ausgeschaltet werden, denn es können bei Neustarts Probleme durch Lufttritt auftreten. Außerdem sammelt sich beim Pumpenstillstand Schmutz im Brunnen an, der beim Wiedereinschalten in den Unterflurbehälter und in weiterer Folge in das Werkswassersystem gefördert werden würde.

Eine weitere drehzahlgeregelte Pumpe fördert das Wasser in den Frischwassertank. Die durchschnittliche Wassermenge beträgt über das Jahr relativ konstant 250–300 m<sup>3</sup>/h.

**zentrale  
Energieversorgung**

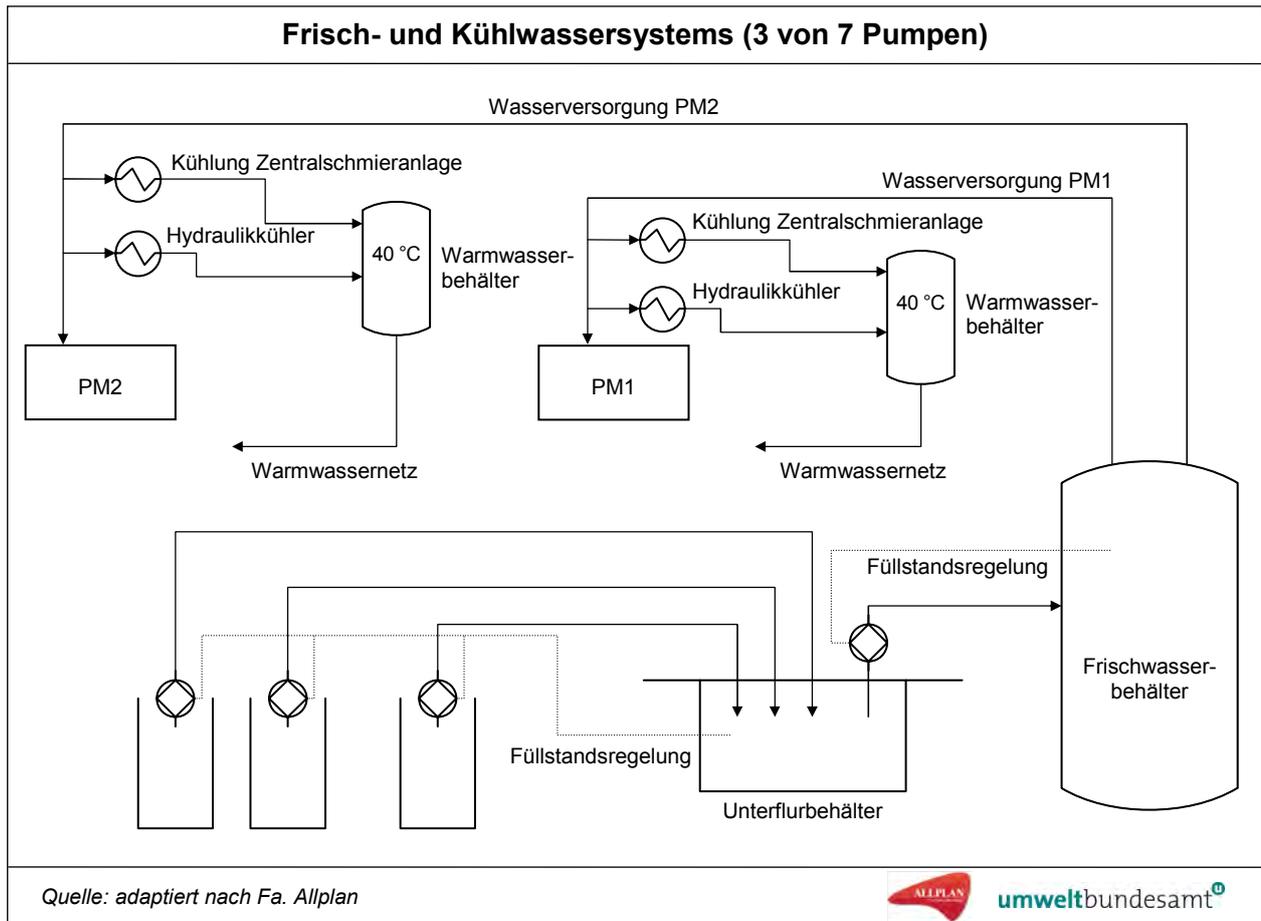


Abbildung 32: Schema des Frisch- und Kühlwassersystems (dargestellt werden 3 von 7 Pumpen) – Fa. Hamburger Pitten.

Aus diesem Tank werden die beiden Papiermaschinen mit Wasser versorgt, ein mengenmäßig nicht bekannter Teilstrom wird jeweils zur Kühlung der Hydraulikanlage sowie für die zentrale Schmieranlage verwendet. Nach der Nutzung als Kühlwasser wird das auf etwa 40 °C erwärmte Wasser jeweils in einen Pufferbehälter geleitet und anschließend über das Warmwassernetz als vorgewärmtes Prozesswasser verwendet. Da die Wassermenge für die Kühlung nicht bekannt ist, kann die Einsparung für das vorgewärmte Prozesswasser nicht ausgewiesen werden. An der Papiermaschine gibt es sonst keine weiteren Kühlwasserverbraucher.

Der spezifische Energieverbrauch für das Kühlsystem kann nicht ausgewiesen werden, da das System im Frischwassersystem integriert ist und daher die genauen Mengen und Temperaturen, die ausschließlich für die Kühlung verwendet werden, nicht bekannt sind.

In der Energieversorgungszentrale wird ein mit Kohle befeuerter Wirbelschichtkessel für die Dampfproduktion eingesetzt. Zur Spitzenlastabdeckung und für die schnelle Regelung der Dampferzeugung sind außerdem noch zwei mit Erdgas betriebene Steamblocks installiert. Der Hochdruckdampf aus dem Kohlekessel wird in einer Dampfturbine entspannt und steht dann als 6,5 bar Niederdruckdampf für die Produktion zur Verfügung. Im Falle eines Papierabrisses kann der Kohlekessel nicht schnell genug heruntergeregt werden; daher gibt es in diesem Fall eine große Menge an Überschussdampf.

Zur Kühlung und zur Kondensation des Überschusdampfes wird zuerst der Vorratsbehälter mit Kesselspeisewasser erwärmt. Falls dies nicht zur Abkühlung des Überschusdampfes ausreicht, wird die restliche Menge über einen zwangsbelüfteten Kühlturm abgeführt.

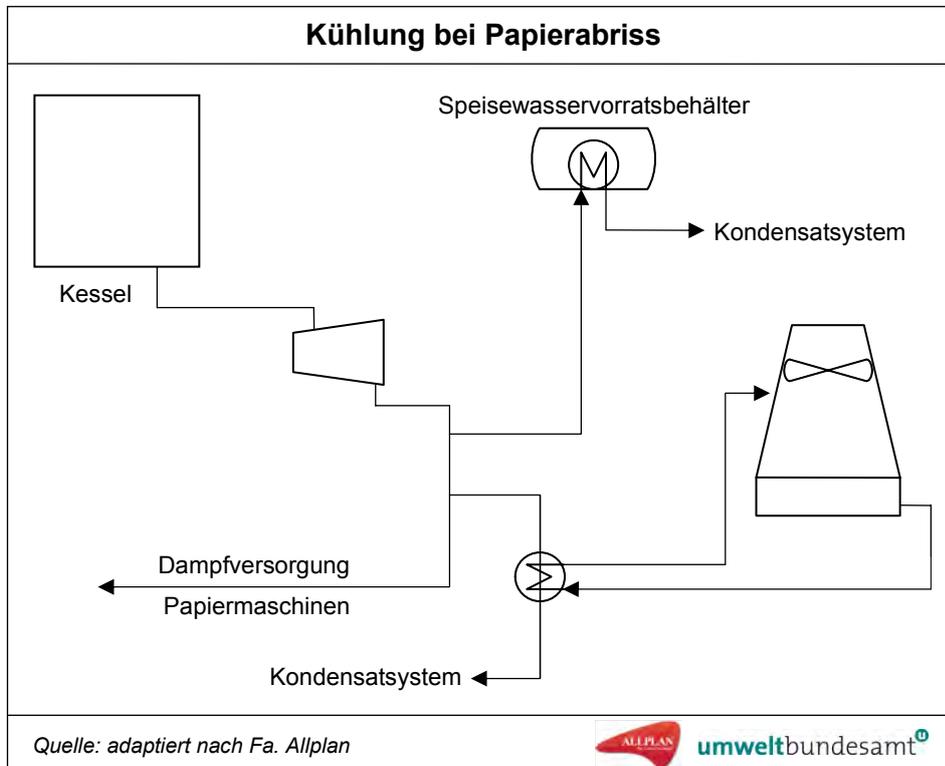


Abbildung 33: Schema des Kühlsystem im Falle eines Papierabrisses – Fa. Hamburger Pitten.

Der Kühlturm zur Kondensation des Überschusdampfes wird nur wenige Stunden pro Jahr eingesetzt. Die Energiemenge, die über den Überschusdampf zur Vorwärmung des Speisewassers verwendet wird, und jene, die über den Kühlturm abgeführt wird, sind nicht bekannt.

### 3.5.2 Maßnahmen zur Optimierung

Am Kühlsystem der Papiermaschinen gibt es kein Optimierungspotenzial, da einerseits der Kühlbedarf sehr gering ist und andererseits die Abwärme vollständig im System genutzt wird.

**kein Optimierungspotenzial vorhanden**

Im Falle einer plötzlichen Senkung des Dampfbedarfes durch einen Papierabriss steht kurzfristig ein sehr hoher Überschuss an Wärme zur Verfügung. Um ein Überdachfahren des Dampfes zu verhindern, wird die Wärme zur Aufwärmung des kalten Speisewassers verwendet. Die restliche Wärmemenge wird über den Kühlturm abgeführt. Eine Vermeidung dieser Abwärme ist systembedingt durch den Kohlekessel, der keine schnelle Ausregelung zulässt, nicht möglich.

### 3.5.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Die Wasserentnahmemenge aus den Brunnen ist behördlich begrenzt, stellt aber laut der Aussage des Betreibers keine Einschränkung dar. Das Kühlsystem der Papiermaschinen hat keine Emissionen in Form von Schwaden oder Lärm.

Die wenigen Stunden im Jahr, in denen der Kühlturm in Betrieb ist, kommt es zur Bildung von Rauchschwaden. Die diesbezüglichen Behördenauflagen werden eingehalten und es gibt keine Probleme mit Anrainerbeschwerden.

## 3.6 Fallbeispiel Brau Union

An einem Standort der Brau Union erfolgt die Abfuhr der Gärwärme über eine Ammoniak-Kältemaschine. Die Rückkühlung der Kältemaschine erfolgt über ein geschlossenes Hybridsystem.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.6.2 Closed circuit hybrid cooling systems (BREF 2001).

### 3.6.1 Darstellung der Ist-Situation

Im Brauprozess wird die bei der Gärung anfallende Wärme über an dem Gärbehälter angebrachte Taschenkühler<sup>6</sup> abgeführt. Dafür sind je nach Prozesszustand Temperaturen von  $-4\text{ °C}$  bis  $-7\text{ °C}$  notwendig.

#### **Ammoniak-Kältemaschinen**

An diesem Standort werden für die Kälteerzeugung drei Ammoniak-Kältemaschinen mit einer Kälteleistung von zweimal 977 kW und einmal 280 kW eingesetzt. Die Rückkühlung der Kältemaschinen erfolgt über zwei Kühltürme mit einer Leistung von jeweils 1.628 kW.

#### **Rückkühlung des Kältemittels**

In Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur erfolgt die Rückkühlung des Kältemittels in den geschlossenen Kondensatoren ausschließlich mit Luft oder mit zusätzlicher Berieselung der Wärmetauscher. Die Belüftung der Kühltürme erfolgt je Kühlturm mit zwei Radialventilatoren mit einer Leistung von jeweils 22 kW. Die Ventilatoren werden 2-stufig geregelt. Die Berieselung wird ab einer Außentemperatur von etwa  $25\text{ °C}$  zugeschaltet. Das Sprühwasser wird vor der Verwendung in den Kühltürmen enthärtet und es werden außerdem Biozide beigemischt, um die Algenbildung zu verringern. Um eine ansteigende Konzentration von Mineralien im Kühlwasser zu verhindern, wird laufend eine Leitwertmessung durchgeführt und der notwendige Wasseranteil wird abgeschlammmt.

In den Sommermonaten ist die Berieselung immer zugeschaltet, dabei beträgt der Wasserverbrauch für die Verdunstung und die Abschlammung rund  $0,6\text{ m}^3/\text{h}$ .

---

<sup>6</sup> Bei einem Taschenkühler sind großflächige Wärmetauscherflächen außen am Behälter angebracht.

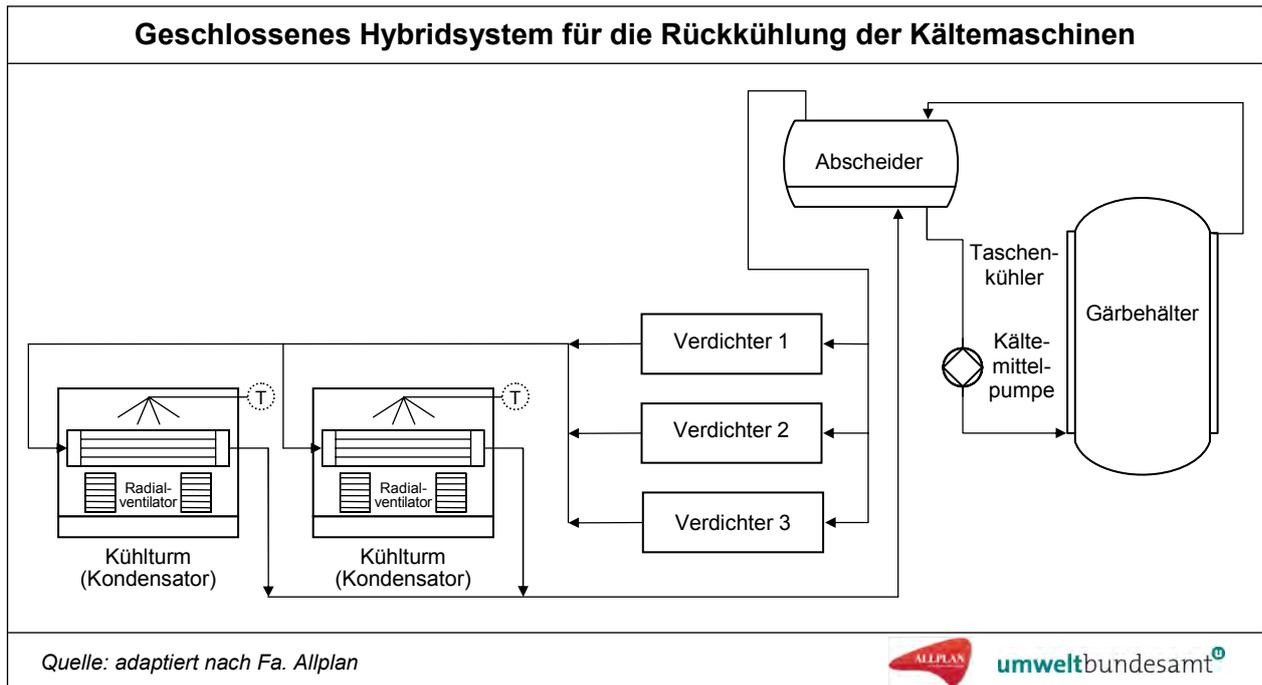


Abbildung 34: Schema des geschlossenes Hybridsystems für die Rückkühlung der Kältemaschinen – Brau Union.

Die spezifische Leistung der Rückkühlung ist in Tabelle 14 dargestellt. Da die Kältemittelpumpen ein Bestandteil der Kälteanlage sind und auch für den Transport des Kältemittels durch das ganze System verwendet werden, wurde der Leistungsanteil für die Rückkühlung geschätzt. Für die Ventilatorleistung wurde ein repräsentativer Mittelwert herangezogen.

Tabelle 14: Spezifischer Leistungsbedarf bei einem repräsentativen Betriebszustand – Brau Union. (Datenquelle: Brau Union, Berechnung: Fa. Allplan)

Leistungsbedarf	durchschnittlicher Betriebszustand
Pumpenleistung	45 kW
Ventilatorleistung	35 kW
Summe	80 kW
Kühlleistung	3,3 MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>25 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Der ermittelte spezifische Leistungsbedarf von 25 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub> entspricht relativ genau dem im BAT-Dokument für geschlossene Hybridsysteme angegebenen Wert von 23 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub>.

Der Energiebedarf für die Rückkühlung und für die Kältemaschinen unterliegt aufgrund von sehr unterschiedlichen Produktionsmengen starken Schwankungen.

### 3.6.2 Maßnahmen zur Optimierung

#### **Optimierungspotenzial bei Ventilatoren**

Eine Möglichkeit zur Optimierung besteht darin, die Ventilatoren von der 2-Stufen-Regelung auf eine temperaturabhängige Drehzahlregelung umzustellen. Es wird angenommen, dass die durchschnittliche Leistung der Ventilatoren um etwa 15 % reduziert wird. Bei 8.500 h/a errechnet sich daraus eine Einsparung von 45 MWh/a. Bei einem angenommenen Strompreis von 80 €/MWh entspricht dies einer Einsparung von rund 3.600 € pro Jahr. Diese Maßnahme wurde bereits vom Anlagenbetreiber geprüft, aufgrund einer Amortisationszeit von etwa 8 Jahren aber bisher nicht umgesetzt.

Der Wasserverbrauch ist durch das eingesetzte Hybridsystem bereits auf ein Minimum reduziert, daher gibt es kein weiteres Einsparpotenzial.

### 3.6.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Da die Berieselung durch die Hybridkühltürme auf das notwendige Minimum reduziert ist, gibt es bezüglich Schwadenbildung keine Behördenauflagen.

Die Bestimmungen hinsichtlich Schallemissionen werden vom Betrieb eingehalten. Zu Anrainerbeschwerden kommt es nur in äußerst seltenen Fällen (wenn die Keilriemen für die Ventilatoren durchrutschen und dadurch ungewohnte Geräusche erzeugen). Diese Schäden werden vom Anlagenbetreiber rasch behoben.

## 3.7 Fallbeispiel Kirchdorfer Zement

Am Standort der österreichischen Zementindustrie in Kirchdorf an der Krems werden unterschiedliche Zementsorten produziert. Die Abwärme des Klinkerkühlers wird mit einem Luft/Wasser-Wärmetauscher abgeführt und über einen Zwischenkreislauf dem Fernwärmenetz zugeführt.

Ein vergleichbares System wird im BAT-Dokument nicht behandelt.

Bei diesem Standort handelt es sich um eine IPPC-Anlage.

### 3.7.1 Darstellung der Ist-Situation

Bei der Zementproduktion wird das Rohmehl in einem Drehrohrofen bei Temperaturen von etwa 1.450 °C zu Klinker gebrannt. An den Ofenauslauf schließt sich der Klinkerkühler an.

#### **Klinkerkühler**

Im Klinkerkühler wird das auf einem Transportrost bewegte Klinkerbett mit Luft gekühlt. Durch die Verwendung von mehreren Gebläsen lassen sich in verschiedenen Temperaturzonen des Kühlers unterschiedliche Luftdurchsätze erzielen, wodurch die Kühlung des Klinkers optimiert wird.

Der Klinkerkühler am Standort in Kirchdorf verfügt über drei Abluftströme. Ein Teilstrom wird zur Verbrennung im Drehrohrofen und Kalzinator als Sekundär- bzw. Tertiärluft verwendet.

Ein Teil der Abwärme des restlichen Abluftstroms des Klinkerkühlers wird für die Einspeisung in das Fernwärmenetz Kirchdorf verwendet. Der Volumenstrom dieses zweiten Abluftstroms beträgt etwa 30.000 Nm<sup>3</sup>/h.

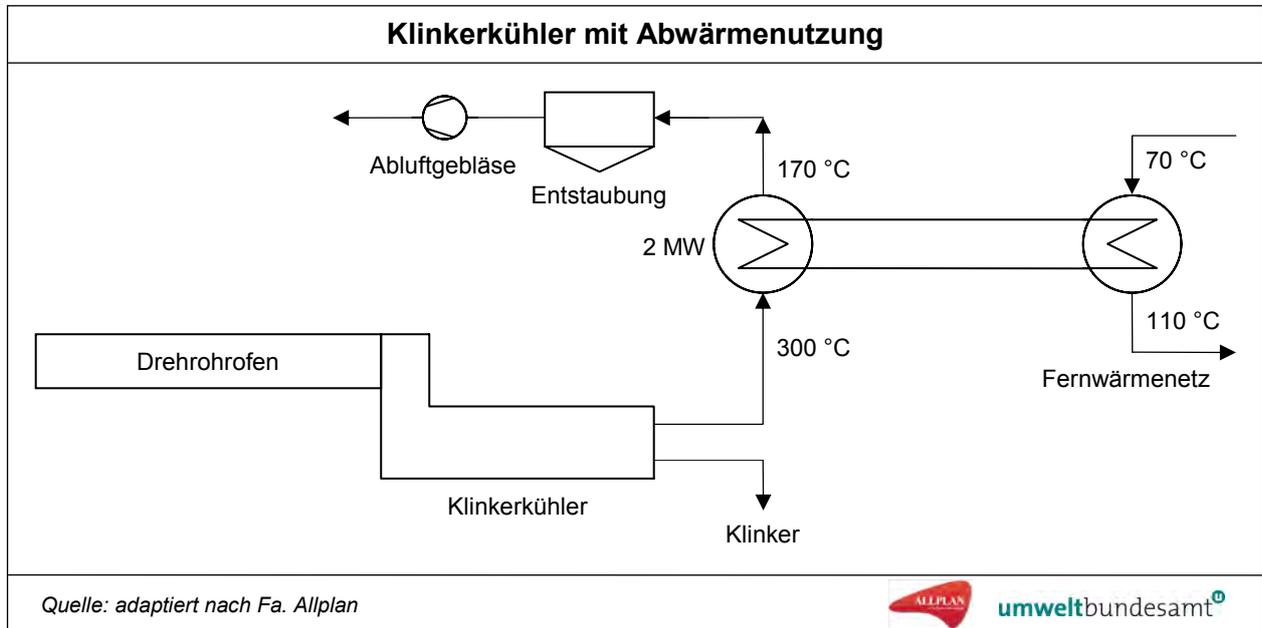


Abbildung 35: Schema des Klinkerkühlers mit Abwärmenutzung – Fa. Kirchdorfer Zement.

Die Temperatur des Abluftstroms vor dem Luft-Wasser-Wärmetauscher liegt bei etwa 300 °C. Der aktuell installierte Wärmetauscher weist eine Nennleistung von 2 MW auf, die Ablufttemperatur wird auf etwa 170 °C reduziert. Die Energie wird über einen Wasserzwischenkreislauf ins Fernwärmenetz eingespeist. Nach Verlassen des Wärmetauschers wird der Abluftstrom entstaubt und über ein Abluftgebläse dem Kamin zugeführt.

Im Jahr werden zwischen 10 und 11 GWh Wärme in das Fernwärmenetz Kirchdorf ausgespeist.

Das Fernwärmenetz der Stadt Kirchdorf weist Vorlauf-/Rücklauftemperaturen von 110/70 °C auf. Große Abnehmer des Fernwärmenetzes sind ein Einkaufszentrum und das Krankenhaus, wodurch eine ganzjährige Abnahme sichergestellt ist. Die Leitungslänge des Fernwärmenetzes Kirchdorf beträgt 48 km für rund 1.350 Abnehmer. Im Jahr werden zwischen 50 GWh und 60 GWh an Wärme verkauft. Die Differenz zwischen der vom Zementwerk ausgekoppelten Wärmemenge und der Abnahme der Fernwärmekunden wird von der Energie AG mit Gaskesseln bereitgestellt.

### **Fernwärmenetz Kirchdorf**

Die Anlage zur Auskopplung von Abwärme ist am Standort in Kirchdorf seit 1984 in Betrieb. Nach wie vor gibt es in der österreichischen Zementindustrie keine vergleichbare Anlage zur Wärmerückgewinnung.

### 3.7.2 Maßnahmen zur Optimierung

**Optimierungspotenzial bei Wärmerückgewinnung**

Da die Ablufttemperatur nach der Wärmerückgewinnung noch rund 170 °C beträgt, plant der Standort eine Adaptierung der Anlage, um die Leistung der Wärmerückgewinnung aus der Klinkerkühlung zu erhöhen.

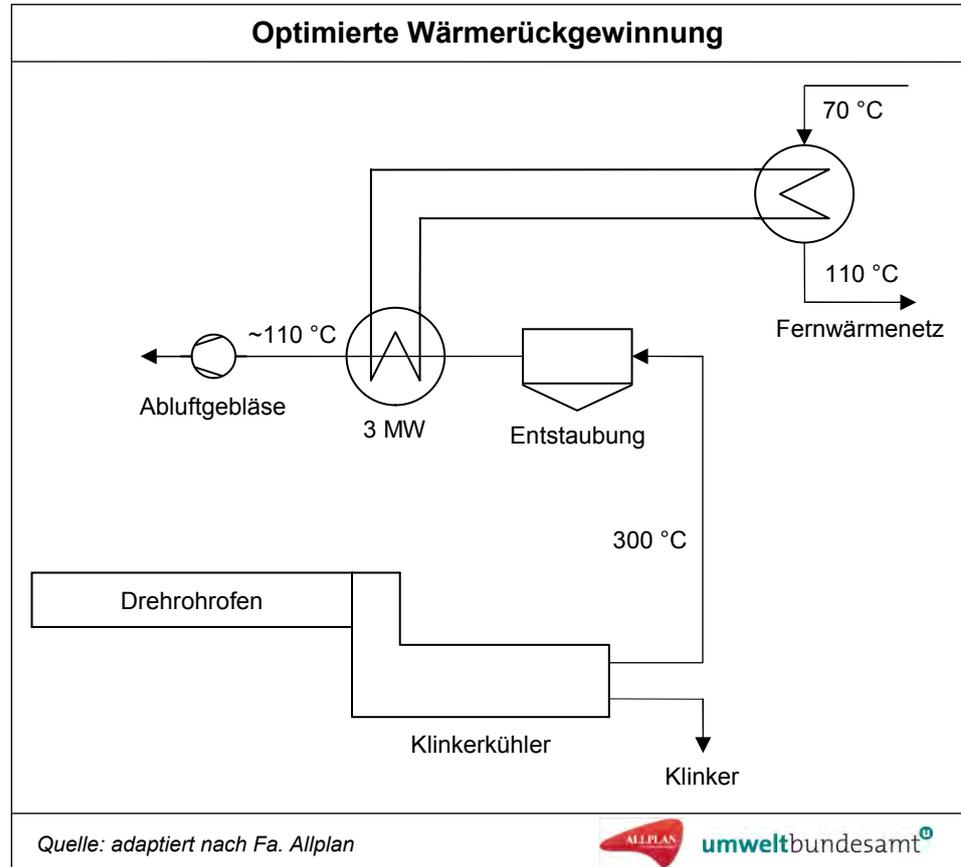


Abbildung 36: Schema der optimierten Variante der Wärmerückgewinnung – Fa. Kirchdorfer Zement.

Da es bei niedrigeren Abgastemperaturen zu Anpackungen und verstärkten Verschmutzungen am Wärmetauscher kommen kann, wird die Position von Wärmetauscher und Entstaubung vertauscht.

Der neue Wärmetauscher wird auf eine Leistung von 3 MW ausgelegt und soll die Abgastemperatur auf rund 110 °C senken.

Durch diese Optimierung soll die ausgekoppelte Wärmemenge auf etwa 15 GWh pro Jahr steigen.

### 3.7.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Die Wärmerückgewinnung aus der Klinkerkühlerabluft unterliegt keinen gesonderten oder weiteren Behördenauflagen.

### 3.8 Fallbeispiel Holzindustrie

Die Anlage der Holzindustrie produziert auf dem dargestellten Standort veredelte Holzwerkstoffe und Holzfußböden. Bei diesem System handelt es sich um ein offenes direktes Umlaufkühlsystem mit zwangsbelüfteten Kühltürmen.

Das System wurde gewählt, da es für die erforderliche Kühlleistung und Temperatur gut geeignet ist.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.7.1 Direct recirculating cooling systems (BREF 2001).

Bei diesem Standort handelt es sich um eine IPPC-Anlage.

#### 3.8.1 Darstellung der Ist-Situation

Der Standort verwendet zu Kühlzwecken Brunnenwasser, das mittels Umkehrosmose behandelt wird. Früher wurde unbehandeltes Brunnenwasser eingesetzt, dies führte aber zu einer starken Algenbildung. Die Anlage ist ganzjährig mit nur kurzen Unterbrechungen in Betrieb.

Das Kühlsystem wird einerseits zur Kühlung der Kompressoranlage und andererseits für die Kühlung direkt im Prozess eingesetzt.

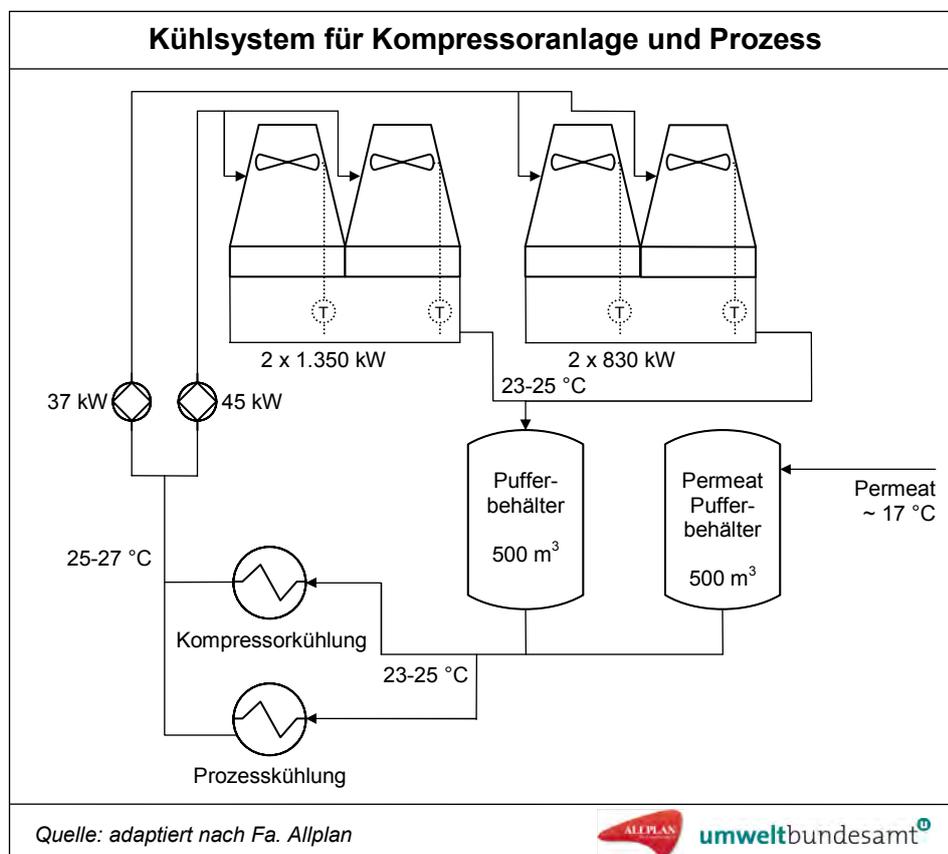


Abbildung 37: Schema des Kühlsystems für die Kompressoranlage und den Prozess – Holz verarbeitender Betrieb. (Quelle: Fa. Allplan)

Die Menge an Zusatzwasser (Temperatur 17 °C) aus dem Permeatbehälter ist nicht genau bekannt. Da es aber lediglich für den Ausgleich der Spritz-, Versalzungs- und Verdunstungsverluste dient, ist die Menge gering und verändert die Temperatur des Kühlwassers praktisch nicht.

Im System kommen insgesamt vier Kühltürme zum Einsatz, zwei davon haben eine Wärmeleistung von 1.350 kW, die anderen von 830 kW. Das Kühlsystem wird von Pumpen mit einer Leistung von 37 kW und 45 kW betrieben. Die größere Pumpe transportiert das Kühlwasser zu den beiden Kühltürmen mit einer Leistung von jeweils 1.350 kW, die kleinere Pumpe versorgt die anderen beiden Kühltürme. Die Ventilatoren der Kühltürme werden in Abhängigkeit von den Kühlwassertemperaturen in drei Stufen geregelt.

*Abbildung 38:  
Kühltürme mit einer  
Leistung von jeweils  
1.350 kW – Holz  
verarbeitender Betrieb.  
(© Th. Eisenhut)*



Die Druckluftanlage besteht aus insgesamt vier Kompressoren. Die Kompressoren haben eine elektrische Leistung von zweimal 250 kW und von zweimal 130 kW. Die Kompressoren sind zur Wärmeabfuhr mit Plattenwärmetauschern ausgestattet. Die drei Grundlastkompressoren sind voll ausgelastet, der Auslastungsgrad des Spitzenlastkompressors liegt auch über 60 %.

Die maximal abzuführende Wärmeleistung der Kompressoren beträgt 550 kW; durch den hohen Auslastungsgrad der Kompressoren liegt die tatsächliche Wärmeleistung nahe dem Maximalwert.

*Abbildung 39:  
Kühlturm mit einer  
Leistung von 850 kW  
an der Hallenwand  
aufgestellt – Holz  
verarbeitender Betrieb.  
(© Th. Eisenhut)*



Die aus dem Prozess abzuführende Wärmeleistung beträgt je nach vorherrschendem Betriebszustand zwischen 2.000 und 3.000 kW.

Die spezifische Leistung ist in Tabelle 15 dargestellt, aufgrund von Schwankungen in der Wassermenge und der Temperaturen wurden für diese Berechnung plausible Durchschnittswerte verwendet.

*Tabelle 15: Spezifischer Leistungsbedarf bei einem repräsentativen Betriebszustand – Holz verarbeitender Betrieb.  
(Datenquelle: Holzindustrie, Berechnung: Fa. Allplan)*

<b>Leistungsbedarf</b>	<b>durchschnittlicher Betriebszustand</b>	
Pumpenleistung	39	kW
Ventilatorleistung	56	kW
Summe	95	kW
Kühlleistung	4,5	MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>21</b>	<b>kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Die spezifische Leistung der Anlage entspricht relativ genau dem im BAT-Dokument angegebenen Wert von 20 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub>.

### 3.8.2 Maßnahmen zur Optimierung

Im Normalbetrieb sind Einsparungen über eine Drehzahlregelung der Warmwasser- und Kühlwasserpumpen möglich. Durch eine angepasste Regelung der Pumpen können Einsparungen erzielt werden. Es wird abgeschätzt, dass der durchschnittliche Leistungsbedarf um 10 % gesenkt werden kann. Daraus errechnet sich eine Einsparung von 30 MWh/a bzw. bei einem Strompreis von 80 €/MWh eine Einsparung von etwa 2.500 €/a. Erfahrungsgemäß liegt die Amortisationszeit solcher Maßnahmen bei 2,5–5 Jahren.

**Einsparungspotenzial bei Pumpen**

Eine weitere Möglichkeit zur Optimierung ist die Umstellung der Ventilatoren von der 3-Stufen-Regelung auf eine Drehzahlregelung. Es wird abgeschätzt, dass die durchschnittliche Leistung der Ventilatoren um etwa 15 % reduziert werden kann. Bei 8.500 h/a errechnet sich daraus eine Einsparung von 70 MWh/a bzw. bei einem angenommenen Strompreis von 80 €/MWh von rund 5.500 €/a. Die Amortisationszeit dieser Maßnahme wird grob mit 4–6 Jahren abgeschätzt.

**Einsparungspotenzial bei Ventilatoren**

Durch die Umsetzung dieser beiden Maßnahmen könnte die spezifische Leistung auf rund 18–19 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub> gesenkt werden.

Die Prozessabwärme fällt auf sehr niedrigem Temperaturniveau an und kann daher nicht genutzt werden. Im Gegensatz dazu kann die Abwärme der Kompressoren zu Heizzwecken oder beispielsweise zur Vorwärmung von Prozess- oder Speisewasser genutzt werden. Mit wassergekühlten Kompressoren kann mit entsprechender WärmetauscherAuslegung eine Wassertemperatur von 60–70 °C erreicht werden. Über die elektrische Leistung und den Auslastungsgrad der Kompressoren wurde die nutzbare Abwärme berechnet. Auf ein Jahr hochgerechnet könnten dabei rund 205 MWh Abwärme der Kompressoren verwendet werden. Bei einem angenommenen Gaspreis von 40 €/MWh könnten durch diese Maßnahme Kosten von 8.000 € eingespart werden. Bei einer Umsetzung

**Einsparungspotenzial durch Abwärmenutzung**

dieser Maßnahme gemeinsam mit der oben beschriebenen optimierten Regelung der Kühlwasserpumpen und der Ventilatoren würde außerdem der Stromverbrauch der Kühlanlage um rund 150 MWh/a von 700 MWh auf 550 MWh sinken.

Dieses Maßnahmenpaket wurde auch schon vom Anlagenbetreiber untersucht, die Umsetzung dieser Optimierung wurde durch die langen Leitungswege und die damit verbundenen hohen Umsetzungskosten und eine Amortisationszeit von deutlich über 5 Jahren verhindert.

### **3.8.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen**

Die Behördenauflagen bezüglich Lärm und Schwadenbildung werden eingehalten. In 12 Jahren Betrieb gab es eine Anrainerbeschwerde bezüglich Lärm, der durch einen Lagerschaden verursacht wurde.

## **3.9 Fallbeispiel Opel Austria**

Im Opel Werk in Wien werden Motoren und Getriebe produziert. Am Standort werden Prozesskühlungen auf zwei verschiedenen Temperaturniveaus eingesetzt. Bei diesem System handelt es sich um ein offenes indirektes Umlaufkühlsystem mit zwangsbelüfteten Kühltürmen, dabei erfolgt die Kühlung entweder direkt über das Kühlturmsystem oder bei hohen Außentemperaturen über eine Kältemaschine.

Das Kühlsystem wurde in dieser Form ausgewählt, da es in Abhängigkeit von den Außentemperaturen einen energieeffizienten Betrieb ermöglicht.

Vergleich siehe: Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems Chapter 2.7.2 Indirect recirculating cooling systems (BREF 2001).

### **3.9.1 Darstellung der Ist-Situation**

Der Kühlbedarf gliedert sich in zwei unterschiedliche Gruppen von Abnehmern. Im Motorenbau wird zur Prozesskühlung Kühlwasser mit einer Temperatur von maximal 28 °C benötigt. In der Getriebeherstellung wird Kaltwasser mit einer Temperatur von 16–18 °C für die Werkzeugs-, Emulsions- und Schaltschrankkühlung benötigt.

Das Kühlwassersystem wird aus dem Kühlwasserbecken mit drei 45 kW-Pumpen versorgt.

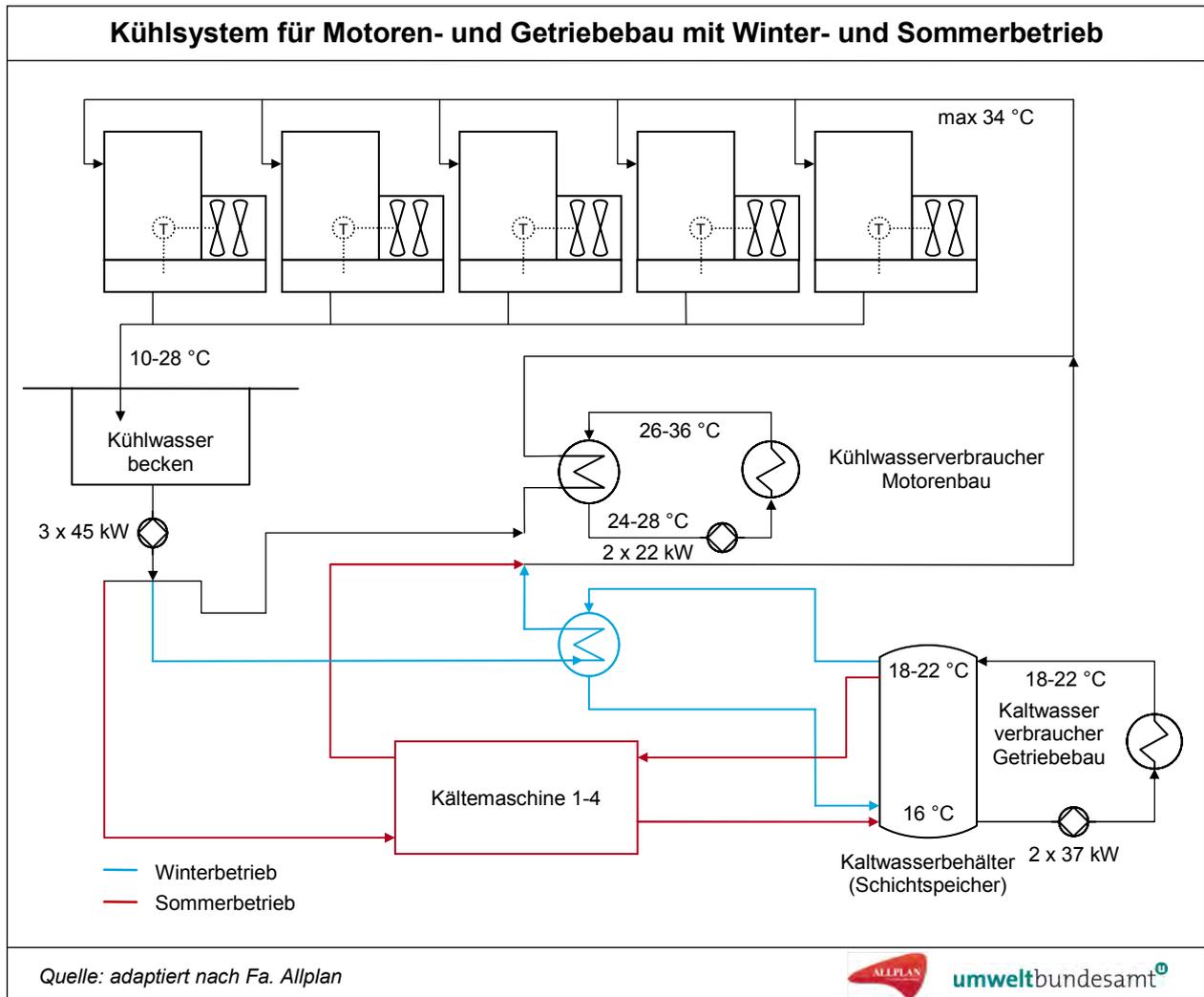


Abbildung 40: Schema des Kühlsystems für den Motoren- und Getriebebau mit Winter- und Sommerbetrieb – Opel Austria.

Die Versorgung der Kühlwasserverbraucher im Motorenbau erfolgt ausschließlich über den Kreislauf der Kühltürme. Das Kaltwasser wird den Kühlwasserverbrauchern über einen mit zwei 22 kW-Pumpen bestückten Zwischenkreislauf zugeführt. Die maximale abzuführende Leistung beträgt dabei etwa 4 MW, der Vorlauf der Kühlwassertemperatur schwankt zwischen 24 °C und 28 °C. Die Kühlwasserabnehmer im Motorenbau kommen auch mit leicht erhöhten Temperaturen zurecht, wenn bei hohen Außentemperaturen die Wassertemperatur im Primärkreislauf auf bis zu 28 °C steigt und nur noch eine geringe Temperaturdifferenz zur Verfügung steht.

Die Versorgung der Kaltwasserverbraucher im Getriebebau erfolgt bei Außentemperaturen von unter 10 °C (Winterbetrieb) ebenfalls über das Kühlturmsystem. Wie beim System im Motorenbau erfolgt die Versorgung der Kühlwasserabnehmer indirekt über einen Zwischenkreislauf. Als Pufferbehälter befindet sich in diesem Sekundärkreislauf ein Schichtspeicher, der im unteren Bereich eine Temperatur von etwa 16 °C aufweist, während im oberen Bereich die Temperatur 18–22 °C beträgt. Für die Zirkulation im Zwischenkreislauf sind zwei 37 kW-Pumpen installiert. Bei Außentemperaturen von über 10 °C (Sommerbetrieb) wird

**Kühlwasser-  
verbraucher im  
Motorenbau**

**Kaltwasser-  
verbraucher im  
Getriebebau**

das Kaltwasser mit den Kältemaschinen gekühlt. Die Rückkühlung der Kältekompressoren erfolgt in diesem Fall über das Kühlturmsystem. Die maximale Kälteabnahme der Kaltwasserverbraucher im Getriebebau beträgt etwa 5 MW. Insgesamt sind für den Sommerbetrieb vier Kältemaschinen mit einer Kälteleistung von jeweils 1,6 MW installiert, wobei eine davon ausschließlich als Ausfallsreserve dient.

Im System sind fünf idente Kühltürme mit einer Abwärmeleistung von jeweils 2 MW installiert. Jeder Kühlturm ist mit zwei seitlich angeordneten Ventilatoren mit einer Leistung von 30 kW ausgestattet. Die Ventilatoren verfügen über eine 2-Stufen-Regelung und werden über die Kühlwassertemperatur geregelt.

Abbildung 41:  
Kühlturm mit seitlich  
angeordneten  
Ventilatoren – Opel  
Austria. (© Th. Eisenhut)



Die spezifische Leistung ist in Tabelle 16 dargestellt, aufgrund von Schwankungen in der Wassermenge und der Temperaturen wurden für diese Berechnung plausible Durchschnittswerte verwendet.

Tabelle 16: Spezifischer Leistungsbedarf bei einem repräsentativen Betriebszustand (Winterbetrieb) – Opel Austria.  
(Datenquelle: Opel Austria, Berechnung: Fa. Allplan)

Leistungsbedarf	durchschnittlicher Betriebszustand
Pumpenleistung	170 kW
Ventilatorleistung	65 kW
Summe	235 kW
Kühlleistung	10,0 MW
<b>spezifische Leistung</b>	<b>24 kW<sub>e</sub>/MW<sub>th</sub></b>

Im Winterbetrieb (ohne Kältemaschinen) errechnet sich ein spezifischer Energieverbrauch von  $24 \text{ kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ . Dieser Wert ist im Vergleich mit jenem im BAT-Dokument deutlich erhöht und ergibt sich durch den Umstand, dass zwei Systeme (Kühlwasser Motorenbau und Kaltwasser Getriebebau) versorgt werden und aus diesem Grund die Pumpen doppelt vorhanden sind. Außerdem ist das ganze System indirekt mit Zwischenkreisläufen ausgeführt, um die Emulsionen und den Primärkreislauf zu trennen; damit wird der Energieverbrauch weiter erhöht.

Im Sommerbetrieb steigt die spezifische Leistung durch den Betrieb der Kältemaschine sehr stark an. Je nach Kühlbedarf liegt die spezifische Leistung in diesem Betriebszustand bei  $220\text{--}380 \text{ kW}_e/\text{MW}_{\text{th}}$ .

### 3.9.2 Maßnahmen zur Optimierung

Im Vergleich mit einer konventionellen Anlage mit Kältemaschinen, die auch bei niedrigen Außentemperaturen in Betrieb sind, beträgt die jährliche Einsparung bei der Kaltwasserversorgung des Getriebebaus etwa 2.600 MWh. Bei einem angenommenen Strompreis von  $80 \text{ €/MWh}$  entspricht dies einer Einsparung von rund 208.000 € pro Jahr.

**Einsparung im  
Getriebebau**

Durch die Möglichkeit zwischen Winter- und Sommerbetrieb zu wechseln, ist eine hohe Energieeffizienz der Anlage gewährleistet. Durch die Umschaltung auf den reinen Kühlturbetrieb wird der Einsatz der Kältemaschinen auf den notwendigen Zeitraum begrenzt.

Alle maßgebenden Kühl- und Kaltwasserpumpen sind bereits mit einer Drehzahlregelung ausgestattet.

Optimierungspotenzial besteht bei der Regelung der Kühlturmventilatoren. Durch die Umstellung der Ventilatoren von der 2-Stufen-Regelung auf eine Drehzahlregelung kann der Energiebedarf reduziert werden. Es wird abgeschätzt, dass die durchschnittliche Leistung der Ventilatoren um etwa 20 % reduziert werden kann. Bei 6.000 h/a errechnet sich daraus eine Einsparung von 78 MWh/a. Bei einem angenommenen Strompreis von  $80 \text{ €}$  entspricht dies einer Einsparung von rund 6.000 €/a. Die Amortisationszeit dieser Maßnahme wird mit 4–6 Jahren abgeschätzt deren Umsetzung wurde vom Betrieb bisher nicht in Erwägung gezogen.

**Einsparungs-  
potenzial bei  
Ventilatoren**

### 3.9.3 Umweltauswirkungen und Behördenauflagen

Bezüglich der Schwadenbildung des offenen Kühlsystems gibt es keine Auflagen seitens der Behörde. Die Schallemissionen des gesamten Standortes werden an festgelegten Messpunkten in regelmäßigen Intervallen überprüft. Die Anlage ist in dieser Form seit dem Jahr 2002 in Betrieb, bisher gab es bezüglich der Schallemissionen der Kühltürme keine Anrainerbeschwerden.

## 4 LITERATURVERZEICHNIS

BMLFUW – Bundesministerium für Land- und Forstwirtschaft, Umwelt und Wasserwirtschaft (2003): AEV Kühlsysteme und Dampferzeuger: Gesetzliche Begrenzung von Abwasseremissionen aus Kühlsystemen und Dampferzeugern; September 2003.

<http://www.klimaaktiv.at/filemanager/download/6564/>

(abgerufen im November 2011).

BREF (2001): Integrated Pollution Prevention and Control (IPPC). Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems (BREF). European Commission, Dezember 2001.

SCHRAMEK, E-R. (2007): Taschenbuch für Heizung und Klimatechnik, 73. Auflage. Oldenburg Industrieverlag, München.

### Rechtsnormen und Leitlinien

Kälteanlagenverordnung (BGBl. Nr. 305/1969): Verordnung der Bundesminister für soziale Verwaltung und für Handel, Gewerbe und Industrie vom 21. Juli 1969 über den Schutz der Dienstnehmer und der Nachbarschaft beim Betrieb von Kälteanlagen.

ÖNORM EN 378: Kälteanlagen und Wärmepumpen.

**Umweltbundesamt GmbH**

Spittelauer Lände 5  
1090 Wien/Österreich

Tel.: +43-(0)1-313 04

Fax: +43-(0)1-313 04/5400

office@umweltbundesamt.at

www.umweltbundesamt.at

In vielen industriellen Branchen werden zur Abfuhr von Prozesswärme Kühlsysteme eingesetzt. Die Wahl des richtigen Systems ist von zahlreichen Einflussfaktoren abhängig.

Anhand von Fallbeispielen aus ausgewählten Industriebetrieben werden energieeffiziente Kühltechnologien sowie deren Einsatzmöglichkeiten und Optimierungspotenziale beschrieben. Diese werden wirtschaftlich und ökologisch bewertet.

Der Energieverbrauch ist von der Ausgangstemperatur, der angestrebten Endtemperatur, dem jeweiligen Kühlaggregat und -medium sowie den Verbrauchern (Pumpen und Ventilatoren) abhängig. Im Vergleich zu Durchlaufkühlsystemen weisen Umlaufkühlsysteme einen höheren spezifischen Energieverbrauch auf.

Vor der Auswahl eines Kühlsystems sollte immer geprüft werden, ob die anfallende Wärme auch anderweitig verwendet werden kann.