



Hochschule Merseburg

Fachbereich Ingenieur- und Naturwissenschaften

Analyse des Kühlwasserkreislaufs der Montanwachsfabrik (MWF) und Ableitung von Optimierungsvorschlägen

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des Grades
eines

Bachelor of Engineering (B. Eng.)

Betreuer: B.Eng. Silvio Braune, ROMONTA GmbH

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Thomas Martin, HS Merseburg

Zweitprüfer: B.Eng. Silvio Braune, ROMONTA GmbH

Vorgelegt von: Ziad Alhilal (Matrikel 24405)

Geboren am: 14. März 1988

In: Syrien, Dara'a

Studiengang: Bachelor Chemie- und Umwelttechnik, Vertiefung Chemietechnik

Abgabe am: 12.03.2021

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|------------|
| VERZEICHNIS DER ABKÜRZUNGEN UND KURZZEICHEN: | III |
| 1 EINLEITUNG | 1 |
| 1.1 PROBLEMSTELLUNG | 1 |
| 1.2 AUFGABENSTELLUNG | 2 |
| 1.3 LÖSUNGSWEG | 3 |
| 2 THEORETISCHER TEIL | 3 |
| 2.1 KÜHLWASSERKREISLÄUFE (KWKL) ALLGEMEIN | 3 |
| 2.1.1 Typische Kühlsystemprobleme | 4 |
| 2.1.2 Vorteile des optimalen Kühlwassers in Kühlsystem | 4 |
| 2.1.3 Chemikalienzusätze im zum Kühlwasser | 5 |
| 2.2 ARTEN VON KÜHLKREISLÄUFEN | 5 |
| 2.2.1 Durchlaufkühlung..... | 5 |
| 2.2.2 Offener Kühlkreislauf | 6 |
| 2.2.3 Geschlossener Kühlkreislauf | 7 |
| 2.3 KONDENSATOREN..... | 8 |
| 2.3.1 Rohrbündelkondensatoren | 8 |
| 2.4 KÜHLTÜRME UND DESSEN ARTEN | 9 |
| 2.4.1 Nasskühltürme (NKT) mit offenem Kreislauf | 10 |
| 2.4.2 Trockenkühlturm (Geschlossener Kühlturm)..... | 12 |
| 2.4.3 Hybridkühlturm..... | 13 |
| 2.5 KALTWASSERANLAGEN | 14 |
| 3 BESTANDSAUFNAHME | 15 |
| 3.1 ANALYSE DER KÜHLWASSERQUALITÄT BEI ROMONTA GMBH | 15 |
| 3.1.1 Bestimmung der Leitfähigkeit..... | 16 |
| 3.1.2 Bestimmung des Chloridgehaltes | 16 |
| 3.1.3 Bestimmung des p - und m-Wertes, Karbonathärte | 17 |
| 3.1.4 Eindickungszahl (EZ)..... | 17 |
| 3.2 TECHNOLOGISCHE BESCHREIBUNG DES KÜHLWASSERKREISLAUFSYSTEMS DER ROMONTA GMBH. | 19 |

| | | |
|----------|---|-----------|
| 3.3 | DIE KONDENSATOREN..... | 21 |
| 3.3.1 | Stoffdaten für jeden Kondensator | 21 |
| 3.4 | NATURZUGKÜHLTURM 3 | 24 |
| 3.4.1 | Arbeitsweise des Kühlturms | 24 |
| 3.4.2 | Technische Daten des Kühlturms 3..... | 27 |
| 3.4.3 | Bestimmung der Betriebsdaten im Kühlturm (Kühlleistung, Zusatzwasser- und Luftmenge)..... | 27 |
| 3.5 | ERMITTLUNG DER TOLUOLDAMPFMENGEN UND KÜHLLLEISTUNG FÜR JEDEN KÜHLER..... | 32 |
| 3.5.1 | Kühler der Baustufe 1-3 | 32 |
| 3.5.2 | Kühlerbühne Bst. 4..... | 36 |
| 3.5.3 | Kühler 01 (RWÜ 01) | 38 |
| 3.5.4 | Die benötigte Kühlleistung für die gesamte Anlage | 38 |
| 3.6 | ZUSAMMENFASSUNG DER BESTANDSAUFNAHME..... | 38 |
| 4 | MÖGLICHKEITEN ZUR OPTIMIERUNG DER KÜHLERBÜHNE BST. 1–3 | 42 |
| 5 | SCHLUSSFOLGERUNG | 49 |
| 6 | LITERATURVERZEICHNIS | 50 |
| 7 | ABBILDUNGSVERZEICHNIS..... | 52 |
| 8 | VERZEICHNIS DER TABELLEN..... | 53 |
| 9 | ANLAGENVERZEICHNIS..... | 53 |

Verzeichnis der Abkürzungen und Kurzzeichen:

| Abkürzung | Maßeinheit | Erklärung |
|---------------|------------|---------------------------|
| MWF | | Montanwachsfabrik |
| KT | | Kühlturm |
| VDA | | Verdampferanlage |
| Miscella | | Toluol-Wachs-Lösung |
| EZ | - | Eindickungszahl |
| GH | [°dH] | Gesamthärte |
| °dH | | Grad deutsche Härte |
| PVC | | Polyvinylchlorid |
| NZKT | | Naturzugkühlturm |
| KL | [kW] | Kühlleistung |
| KWKL | | Kühlwasserkreislauf |
| KWKLS | | Kühlwasserkreislaufsystem |
| \dot{Q} | [kW] | Die Leistung |
| \dot{m} | [kg/h] | Mengenstrom (Durchsatz) |
| ΔT | [K] | Temperaturunterschied |
| C_p | [kJ/kg*K] | Wärmekapazität |
| KTZW | | Kühlturmzusatzwasser |
| bzw. | | Beziehungsweise |
| Bst. | | Baustufe |
| W | | Wasser |
| V | | Verdunstung |
| A | | Abschlämmung |
| Wärmetauscher | | Kühler/Kondensator |
| RWÜ | | Rohrbündelwärmeübertrager |
| VDA | | Verdampferanlage |
| Vorverd. | | Vorverdampferanlage |
| Restverd. | | Restverdampferanlage |
| KW | | Kühlwasser |
| HRL | | Hauptrohrleitung |
| RL | | Rohrleitung |
| VL | | Vorlauf |

| Abkürzung | Maßeinheit | Erklärung |
|--------------------|-------------------|--------------------------------|
| RL | | Rücklauf |
| $\dot{m}_{W,E}$ | [Kg/h] | Massenstrom vom Wassereintritt |
| ΔT_W | [Kelvin] | Kühlzonenbreite |
| TD | | Toluoldampf |
| Miscella | | Toluol-Wachs-Lösung |
| WD | | Wasserdampf |
| TK | | Toluolkondensat |
| $\dot{m}_{TD,ges}$ | [kg/h] | Gesamte Toluoldampfmenge |
| Kond. | | Kondensat |
| TWDG | | Toluol-Wasserdampf-Gemisch |
| TWKG | | Toluol-Wasserkondensat-Gemisch |
| M | | Medium |
| TLG | | Toluol-Luft-Gemisch |
| um. | | Umgebung |
| KF | | Kühlfläche |
| DW | | Dispersionswachs |
| Verd. | | Verdunstung |
| Zus. | | Zusatzwasser |
| Gl. | | Gleichung |

1 Einleitung

Die ROMONTA GmbH hat eine nahezu 100-jährige Tradition in der stofflichen Nutzung von Braunkohle. Sie ist Weltmarktführer bei der Gewinnung und Vermarktung von Montanwachs, das dank seiner hervorragenden Eigenschaften vielseitig einsetzbar ist (siehe Bericht zum Industriepraktikum bei ROMONTA [Z. Alhilal, 2020]).

Die Braunkohle wird im Eigentagebau in Amsdorf (Sachsen-Anhalt) mittels kleiner Fördertechnik abgebaut. Die Kohle wird in der Kohleaufbereitungsanlage zerkleinert, entholzt und gesiebt. In der Extraktionsanlage wird die aufbereitete Braunkohle mittels Toluols extrahiert und dadurch das Montanwachs entzogen. Die extrahierte Trockenkohle wird zum Kraftwerk gefördert und verbrannt, um Strom und Prozessdampf zu erzeugen.

Die entstehende Toluol-Wachs-Lösung wird nach dem Extraktionsprozess in der Verdampferanlage (VDA) eingedampft. Das flüssige toluolfreie Montanwachs wird in unterschiedliche Formen gebracht, z. B. Pyramidenstumpf oder Granulat, und verkauft. Auch wird das Montanwachs nach Kundenwunsch entharzt. Dies stellt eine erste Veredelung des Montanwachses dar.

1.1 Problemstellung

Im Ergebnis der letzten Modernisierung der Montanwachsfabrik wurden die bis 1993 vorhandenen 21 Einzelextraktionssysteme durch einen neuen, in Freiluftbauweise errichteten Extraktor ersetzt.¹ Gleichzeitig wurden verschiedene Anlagenbauteile (wie zum Beispiel die Ausdämpfmaschinen, die Förderwege, die Betriebsbehälteranlage etc.) erneuert und den technischen Möglichkeiten angepasst. Um den Anforderungen von Kundenwünschen gerecht zu werden, wurde zusätzlich eine Teilenthartzungsanlage mit einem Karussell-Extraktor errichtet. Um die Prozesswärme abzuführen, steht ein Kühlwasserkreislaufsystem (KWKLS) zur Verfügung.

Im Zuge der Anlagenerneuerung wurden Teile des KWKLS, unter anderem mehrere Kühltürme und überflüssige Wärmeüberträger, zurückgebaut. Ein Kühlturm wurde für die zukünftigen Aufgaben ertüchtigt und die Neuanlagen wurden in den bestehenden Kühlwasserkreislauf eingebunden. Dies war zu jener Zeit zwar zweckmäßig, aber es wurde nicht betrachtet, ob diese Änderung für das KWKLS bzw. für den Prozess optimal ist. Fraglich ist, ob das alte Hauptrohrleitungsnetz, welches in seiner

¹ Freundliche Mitteilung von Herren Silvio Braune (ROMONTA GmbH)

Ursprungsgröße für drei Kühltürme ausgelegt war, von der Größe bzw. vom Durchmesser her für diesen Umbau überhaupt geeignet ist.

Die Größe eines Rohrdurchmessers bestimmt die geförderte Kühlwassermenge und muss auch so berechnet sein, dass Probleme wie Korrosion und Druckverluste weitgehend vermieden werden können. Bei näherer Beobachtung wird deutlich, dass die geförderte Kühlwassermenge im Kreislauf zu groß sein könnte, wenn zu viel kaltes Wasser das warme Medium (Toluol) besonders in der VDA zu weit herunterkühlt, obwohl es für den Extraktionsprozess wieder erwärmt werden muss, um zurück in den Kreislauf geleitet werden zu können. Diese zweite Erwärmung mit anschließender Abkühlung ist der erste festzustellende vermeidbare Energieverlust der Anlage.

Da die alte Verdampferanlage und das KWKLS bei der Erneuerung der Anlage nicht explizit betrachtet wurden, ist es sinnvoll, eine Bestandsaufnahme im Blick auf Wasserqualität, eingedämpfte Mengen, Energieeinträge, Pumpenleistung und Hauptrohrleitungsgröße zu machen.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel:

Ziel dieser Arbeit ist eine Bilanzierung des gesamten Kühlwassersystems der ROMONTA Montanwachsfabrik. Dabei werden die WÜs (Kondensatoren) als Teil des Kühlwasserkreislaufs gesondert betrachtet. Die Arbeit umfasst eine Bestandsaufnahme des bestehenden Kühlwasserkreislaufs. Aus dem Erkenntnisgewinn der Arbeit sollen Optimierungsvorschläge abgeleitet werden.

Vorgehensweise:

In der Bestandsaufnahme wird untersucht, wie viel Energie jeder WÜ in der Verdampferanlage (VDA) verbraucht und wie viel Toluoldampf bzw. Toluol-Wasserdampf-Gemisch in jeden Kühler fließt. Grundlage für diese Untersuchung ist die Bestimmung des Wachsgehaltes in der Wachslösung, welche in der Verdampferanlage zu reinem Montanwachs umgewandelt wird, denn die Menge der Dämpfe ist entscheidend dafür, inwieweit der Kühlwasserkreislauf be- oder entlastet wird. In diesem Zusammenhang ist zu ermitteln, welche Kühlwassermengen für sämtliche Kühler des KWKL benötigt werden, um einen besseren Kühleffekt im Kühlturm zu erzielen und somit Energie einzusparen.

1.3 Lösungsweg

Grundsätzlich gibt es mehrere Wege, das gewünschte Ziel bzw. die Optimierungsmöglichkeiten des KWKLs zu erreichen. Dazu müssen einige Parameter eingehalten werden. Diese Parameter sind z.B. festgelegte Toluoldampf- und Toluol-Wasserdampf-Gemischmengen in jedem Rohrbündelwärmeübertrager (RWÜ), die Ausgangstemperatur des warmen Mediums (Toluol) und der Einfluss des Gaspendelsystems, der Temperaturunterschied des Kühlturmes und die Betrachtung des Rohrleitungsdurchmessers.

Die Verdampferanlage wird bilanziert, um die Menge des Toluols und des Toluol-Wasserdampf-Gemisches zu bestimmen. Für die Toluoldampfmenge, die zum Kondensieren geleitet wird, reicht diese Bilanz nicht aus. Deswegen muss diese Menge anhand der Kühlleistung bestimmt werden.

Sämtliche Energieeinträge einschließlich der für die Kühler bzw. RWÜ und Kältemaschinen notwendigen Energie werden dabei berechnet und bilanziert. Durch die Bestandaufnahme und Bilanz des KWKLs können Optimierungsmöglichkeiten gefunden werden.

2 Theoretischer Teil

2.1 Kühlwasserkreisläufe (KWKL) allgemein

Ein Kühlwasserkreislauf ist ein System, das dazu dient, eine sich selbst erheizende oder von außen erhitzter Einrichtung auf eine angemessene Temperatur abzukühlen. Im Allgemeinen besteht dieses System aus zirkulierendem Kühlwasser, Pumpen, Rohrleitungen, Messapparaten, Steuerungen, Ventilen, Wärmequellen (Kondensatoren) und Wärmesenken (Kühltürme, Kältemaschinen).

Das Kühlwasser wird über Pumpen durch die Rohrleitungen in den Wärmesenker (Kondensator) geführt und dadurch nimmt das Wasser die Wärme vom wärmeren Medium auf. Das erwärmte Kühlwasser aus jedem Kondensator wird über ein Rohrleitungssystem dem Rückkühler zugeführt. Dort wird das Wasser abgekühlt. Anschließend wird es mit Förderpumpen dem jeweiligen Kondensator wieder zugeführt. Damit wird ein Kreislauf des Wassers sichergestellt und die größte Menge des Kühlwassers wiederverwendet.

2.1.1 Typische Kühlsystemprobleme

Es wird großer Wert auf die Wasserqualität gelegt, um typische Probleme im Kühlsystem zu verhindern. Die folgenden Probleme treten im Kühlsystem durch den Einsatz von Wasser häufig auf:

Es wird großer Wert auf die Wasserqualität gelegt, um typische Probleme im Kühlsystem zu verhindern. Die folgenden Probleme treten im Kühlsystem durch den Einsatz von Wasser häufig auf:

- Korrosion der Kühlwasserausrüstung, die zur Leckage von Wärmetauschern führen kann. Dies erfordert teure Reparaturen.
- Kesselstein, überwiegend durch die Ausfällung von Kalziumkarbonaten, Sulfaten und Phosphaten, Zink- und Magnesiumsalzen.

(Bio-) Verschmutzung von Rohrleitungen und Wärmetauschern (auch Kühlturmeinbauten von Nasskühltürmen) durch Mikro- und Makro-Organismen sowie Schwebstoffen. Dies führt zu einer Blockierung der Wärmetauschrohre durch zusammengeballte Feststoffe. Der Wärmeübergang wird verschlechtert. Die Emissionen aus den Kühltürmen können in die Luft entweichen [1] [[2, p. 81]

Ein Ausfall des Kühlsystems führt zu erheblichen Ausfallzeitkosten während der Produktion und teuren Wartungskosten. Für eine maximale Produktionsstabilität ist der effiziente Betrieb des Kühlsystems sehr wichtig. Hier spielt die Wasserqualität eine entscheidende Rolle. Das Wasser muss speziell behandelt werden, wenn der Produktionsprozess lange Zeit reibungslos laufen soll.

2.1.2 Vorteile des optimalen Kühlwassers in Kühlsystem

Die richtige Optimierung des Kühlwassers bringt mehrere Vorteile mit sich. Zum einen ist die Einsparung von Energiekosten zu nennen, desweiteren kann die Lebensdauer der eingebauten Maschinen, Baugruppen etc. erhöht werden, wodurch auch geringere Wartungs- und Reparaturkosten für das Kühlsystem anfallen.

Ein nicht zu vernachlässigender Punkt in der heutigen Zeit, unter Einhaltung von Nachhaltigkeitsaspekten und zur Schonung der Umwelt, ist die Reduzierung des Wasserverbrauchs.

Somit gibt es schwerwiegende Argumente, die für eine Behandlung des Wassers im Kühlsystem sprechen.

2.1.3 Chemikalienzusätze im zum Kühlwasser

Folgende Chemikalien werden verwendet, um das Wasser zu konditionieren:

- Korrosionsschutzmittel
- Härtestabilisatoren
- Dispersionschemikalien
- Oxidierende Biozide: Chlor (oder eine Kombination von Chlor und Brom) und Monochloramin werden hierfür hauptsächlich verwendet. Chlor (oder auch Brom) ist ein starkes Oxidationsmittel (akut toxisch). Die Halbwertszeit ist kurz, aber als Nebenwirkungen der Behandlung mit Halogenen können halogenierten Nebenprodukte auftreten. Andere oxidierende Biozide sind Ozon, UV, Wasserstoffperoxid oder Peressigsäure.

2.2 Arten von Kühlkreisläufen

Kühlwasserkreisläufe werden in drei grundlegenden Typen unterteilt, die verschiedene Vor- und Nachteile haben.

1. Durchlaufkühlung
2. geschlossene Kühlkreisläufe
3. offene (oft auch halboffen genannte) Kühlkreisläufe

Im Folgenden werden die einzelnen Typen hinsichtlich ihrer Eigenschaften erläutert.

2.2.1 Durchlaufkühlung

Wasser wird hier nur einmal zur Kühlung verwendet. Das heißt, dass es aus einem Brunnen, einem Fluss/See oder vom Trinkwasserversorger bezogen, einmal zur Kühlung verwendet und danach wieder der Umwelt zugeführt wird.

Der Vorteil dieses Systems sind sein einfacher Aufbau: Da es keinen Rückkühler benötigt, ist die Durchlaufkühlung somit kostengünstig in der Anschaffung und Wartung. Ein grundlegender Nachteil ist jedoch ein hoher Wasserverbrauch, der zu hohen Kosten führen kann. Durchlaufkühlungen sind aus Sicht des Umweltschutzes nicht mehr Stand der Technik, Grund dafür ist einerseits die Erwärmung des Flusses, andererseits der Eintrag von Verschmutzungen aus dem Prozess in Gewässer [3, p. 30].

Die folgende Abbildung 1 zeigt den allgemeinen Aufbau einer Durchlaufkühlung:

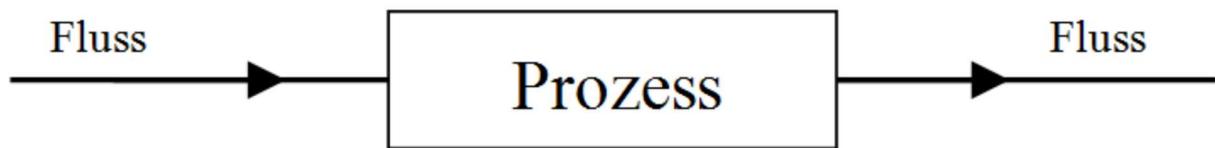


Abbildung 1: Flussbild Durchlaufkühlung [Siemens VAI intern].

2.2.2 Offener Kühlkreislauf

Der zunehmende Frischwassermangel und die steigenden Kosten für die Reinigung von Brauch- und Abwasser haben dazu geführt, dass sogenannten (halb-) offenen Kühlkreisläufen zunehmend eingesetzt werden, bei denen das Kühlwasser meist über einen offenen Nasskühlturm bzw. eine Verdunstungskühlanlage (VDKA) geleitet wird. Wenn das Kühlwasser innerhalb des Kühlkreislaufes Kontakt mit der umgebenden Atmosphäre hat, wodurch sich die Wasserparameter ändern, wird der Kühlkreislauf als "offenes System" bezeichnet. [4, p. 7] Dieser Aufbau Begebenheit ist in Abbildung 2 dargestellt. In offenen Kühlkreisläufen wird das Kühlwasser in den Kühltürmen durch Verdunstung abgekühlt. Das hat zur Folge, dass sich die Luft unter Feuchtigkeitszunahme erwärmt. Der Vorteil dieses Kühlkreislaufs gegenüber der Durchlaufkühlung ist der geringe Wasserverbrauch, da der Großteil des Wassers erneut zur Kühlung verwendet werden kann. Außerdem bleiben die Investitionskosten in einem überschaubaren Rahmen. [4, p. 8] Der offene Kühlkreislauf hat allerdings einige Nachteile, die es zu bedenken gilt: Einer ist, dass, da nur reines Wasser verdunstet, im Kreislauf oft nur Wasser mit schädigenden Inhaltsstoffen in immer höherer Konzentration verbleibt; man spricht hier von der sogenannten Eindickung, das heißt von einer hohen Konzentration von Absalz, die zur Korrosion führt. Um diese zu vermeiden, müssen Chemikalien eingesetzt werden. Im Winter besteht Frostgefahr, denn beim Niederschlag der Wassernebel in der Umgebung kann Glatteis entstehen.

Die folgende Abbildung 2 auf der nächsten Seite zeigt die Umlaufkühlung mit offenem Kühlkreislauf:

Umlaufkühlung mit offenem Kühlkreislauf

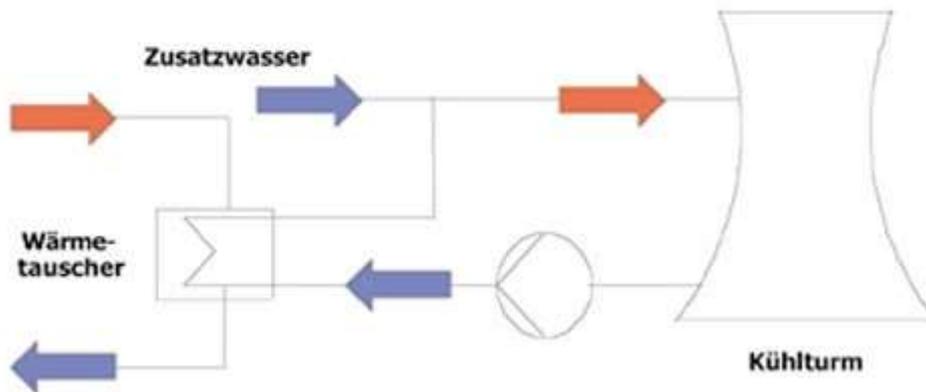


Abbildung 2: Offener Kühlkreislauf [3, p. 30].

2.2.3 Geschlossener Kühlkreislauf

Wenn das Kühlwasser ständig im Kreislauf gehalten wird und dadurch nicht mit der umgebenden Atmosphäre bzw. mit Fremdwasser anderer Kühlkreisläufe in Kontakt kommt, wird der Kühlkreislauf als "geschlossenes System" bezeichnet (siehe Abbildung 3). Um die im Prozess aufgenommene Wärme wieder abzubauen muss vor der Rückführung in den Prozess ein Wärmetauscher (Trockenkühlturm) eingeplant werden. Die Vorteile geschlossener Kühlkreisläufe sind ein sehr geringer Wasserverbrauch (aufgrund von Leckage oder Wasserverlust im Produktionsprozess muss nur eine geringe Menge Wasser ergänzt werden), eine relativ stabile Wasserqualität (weder erfolgt eine Eindickung wie bei einer Verdunstungskühlanlage oder einem Nasskühlturm, noch dringen Fremdstoffe ins System ein), geringe Korrosionsgefahr (es gelangt wenig Sauerstoff ins System) und ein geringer Chemikalienverbrauch. Außerdem treten keine Umweltprobleme auf, da keine Giftstoffe wie Toluol aus dem Prozess ins Kühlwasser gelangen (eine Gefahr, die bei Leckagen auftritt). Die Vorteile überwiegen somit. Allerdings gibt es einen nicht unwesentlichen Nachteil: den hohen Strombedarf, z. B. beim Einsatz klassischer Kältemaschinen [4, p. 8].

Umlaufkühlung mit geschlossenem Kühlkreislauf

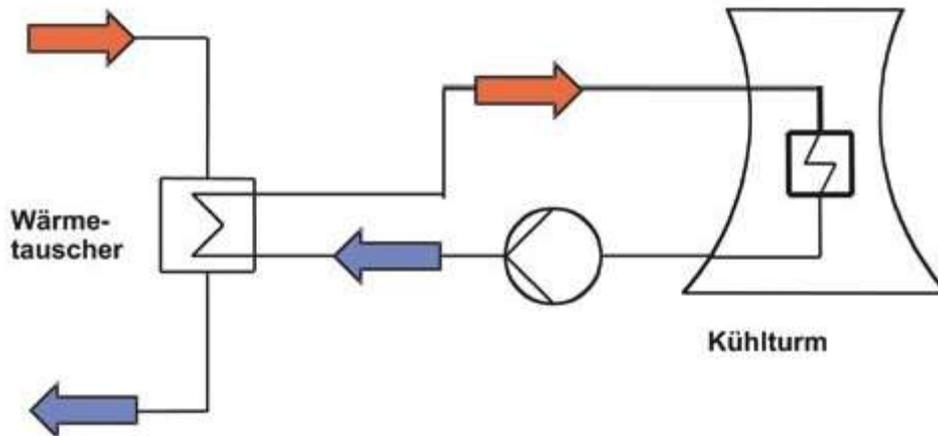


Abbildung 3: geschlossener Kühlkreislauf [3, p. 30].

2.3 Kondensatoren

In der Verfahrenstechnik findet man sehr häufig Aufgaben, bei denen es erforderlich ist, den umgekehrten Prozess zu führen. Dabei wird an einer Grenzfläche die Phase eines Stoffes von gasförmig in flüssig umgewandelt. Dieser Vorgang wird als Kondensation bezeichnet [5, p. 228].

Es werden verschiedene Kondensatoren für Dämpfe in der Industrie verwendet. Wie zum Beispiel: Doppelrohrkondensatoren, Luftgekühlte Kondensatoren, Plattenkondensatoren und Rohrbündelkondensatoren.

2.3.1 Rohrbündelkondensatoren

Der Rohrbündelwärmeübertrager (RWÜ, siehe Abbildung 4) ist ein thermischer Apparat. Dieser wird verwendet, um Wärmeenergie von einem Körper auf einen anderen zu übertragen. Manchmal wird der RWÜ auch als "Rekuperator" bezeichnet, da er im Vergleich zum Regenerator Wärme ohne Zwischenspeicherung überträgt. Der Begriff Rohrbündelwärmetauscher ist immer noch weit verbreitet. Dieser Begriff ist irreführend, da Wärme nur in eine Richtung vom Heizmedium auf das kalte Medium übertragen und eben nicht ausgetauscht wird. RWÜ sind indirekte Wärmetauscher, da Wärme durch die Wand übertragen und die beiden Medien getrennt sind. Dadurch

findet kein Stoffaustausch statt. [6] Folgende Strömungsrichtungen werden unterschieden:

- Gegenstromrekuperatoren
- Kreuzstromrekuperatoren
- Gleichstromrekuperatoren

Bei Kondensation von Dämpfen mittels KW wird meist der Rohrbündelkondensator (Kreuzstromrekuperator) angewendet. Man findet ihn dort, wo große Stückzahlen standardisierter Baugrößen benötigt werden und kompakte und druckfeste Apparate erforderlich sind, so vor allem:

- Kältemittelkondensator in der Kälte- und Klimatechnik,
- Produktkondensator in der chemischen Verfahrenstechnik,
- Wasserdampfkondensator in der Kraftwerkstechnik. [7, p. 297]

U-tube heat exchanger

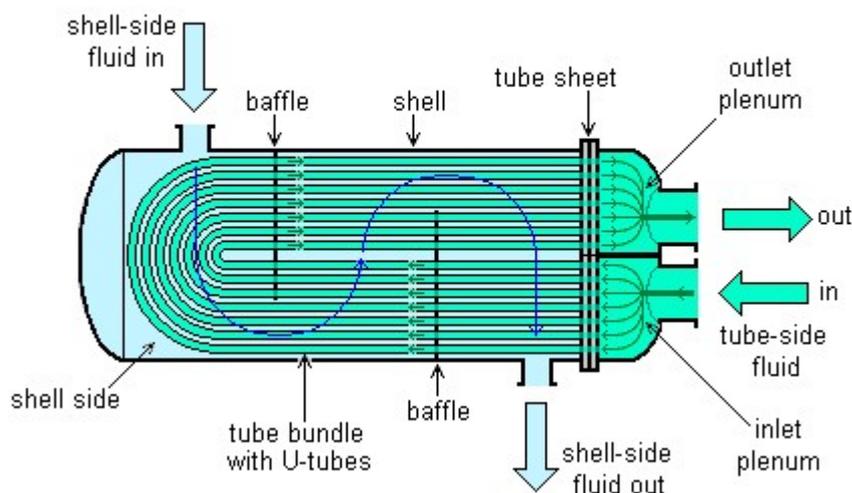


Abbildung 4: Rohrbündelwärmeübertrager [17].

2.4 Kühltürme und dessen Arten

Kühltürme (Rückkühlwerke) haben die Aufgabe, überschüssige Wärme aus einem Prozess abzuführen und übertragen thermische Energie auf die Umgebungsluft. Das Kühlwasser wird im Kreislauf geführt, verdunstet teilweise (üblicherweise 1–3% des Wasserdurchsatzes) und gibt die Wärme durch den direkten bzw. indirekten Kontakt an die vorbeistreichende Luft ab. Durch die Nutzung der Verdunstungsenergie werden Kühlwassertemperaturen unterhalb der Umgebungstemperatur ermöglicht. Je nach

Anlage und Systemtemperaturen muss ein geeigneter Kühlturm ausgewählt werden [[8, p. 105].

Aus ökologischen Gründen werden Kühltürme heute im Wesentlichen in folgenden drei Bauarten ausgeführt. Als erstes gibt es den Nasskühlturm mit offenem Kreislauf (offene Kühltürme). Die zweite Kühlturmart ist der Trockenkühlturm (indirekte Kontakt). Die Dritte Kühlturmvariante ist der Hybridkühlturm (Kombination aus Nass- und Trockenkühlturm).

2.4.1 Nasskühltürme (NKT) mit offenem Kreislauf

Die Nasskühltürme werden in zwei Arten unterteilt. Die erste ist der Naturzugkühlturm. Bei dieser Bauart, die als Standort größere unbebaute Freiflächen benötigt, wird das warme Kühlwasser in den oberen Teil des Kühlturms gepumpt, dort über Sprühdüsen gleichmäßig verteilt und an dem berieselten Kühleinbau, welcher die Austauschoberflächen deutlich vergrößert, im Gegenstrom mit der Kühlluft in Verbindung gebracht. Die Luft erwärmt sich dabei und steigt nach oben. Durch die Auftriebskraft bzw. den entstehenden Druck- bzw. Dichteunterschied von Luft zwischen dem Innenraum (wärmer als die Umgebung) und der Umgebung strömt die Luft von unten in den KT hinein. Da der Partialdruck der Luft niedriger ist als der des Kühlwassers, verdunstet ein kleiner Teil des Wassers. Die benötigte latente Wärmeenergie wird dabei dem verbleibenden Wasser und/oder der Luft² entzogen. Das herunterrieselnde Wasser kühlt ab und wird am Boden des KT in der Auffangwanne gesammelt und steht für Kühlprozess erneut bereit. Die folgende Formel (Archimedischer Auftrieb [9, p. 144]) zeigt den Zusammenhang zwischen Auftriebsdruck und Dichte des KT in Bezug auf die Höhe

$$\Delta p_A = (\rho_{L,Außen} - \rho_{L,Innen}) * g * H \quad (Gl. 1)$$

H: Kühlturmhöhe über dem Kühleinbau

$\rho_{L,Außen}$: Umgebungsluftdichte

$\rho_{L,Innen}$: Luftdichte im Innenraum des KT

Der Vorteil am NZKT ist, dass er wegen des Natureffekts sehr energieeffizient und somit kostengünstig ist. Nachteilig ist jedoch, dass dieses System von offenen

² Im Sommer ist die Lufttemperatur meistens größere als Kühlwassertemperatur. Hier wird auch Energie von der Luft entzogen.

Standorten abhängig ist, die nicht zwingend auf allen Betriebsgeländen zur Verfügung stehen.

Die zweite Bauart ist der Mechanische Kühlturm. In der Lebensmittelindustrie kommen Kühltürme mit zusätzlicher Zwangsbelüftung (Ventilator) zum Einsatz, um den Luftstrom im Kühlturm zu erzwingen. Dadurch wird der Auftriebseffekt verstärkt (bessere Kühlung als bei Naturzugkühltürmen).

Da Ventilatorkühltürme deutlich kleiner als Naturzugkühltürme sind, finden sie auch auf kleineren Betriebsgeländen Platz und können sogar in geschlossenen Gebäuden errichtet werden, da sie nicht von der Umgebungsluft abhängig sind. Vorteilhaft ist auch, dass die Kühlleistung von mit Ventilatoren ausgestatteten Luftstromkühltürmen durch die Zwangsluftregelung gesteuert und somit nach Bedarf geregelt werden kann. Von Nachteil ist bei mechanischen Kühltürmen der zusätzliche Energieaufwand, der nötig ist, um die Ventilatoren zu betreiben. Außerdem sind diese Kühltürme auch in den Betriebskosten insgesamt höher als NZKT, da Ventilatoren, Motoren und Steuerungen gewartet werden müssen.

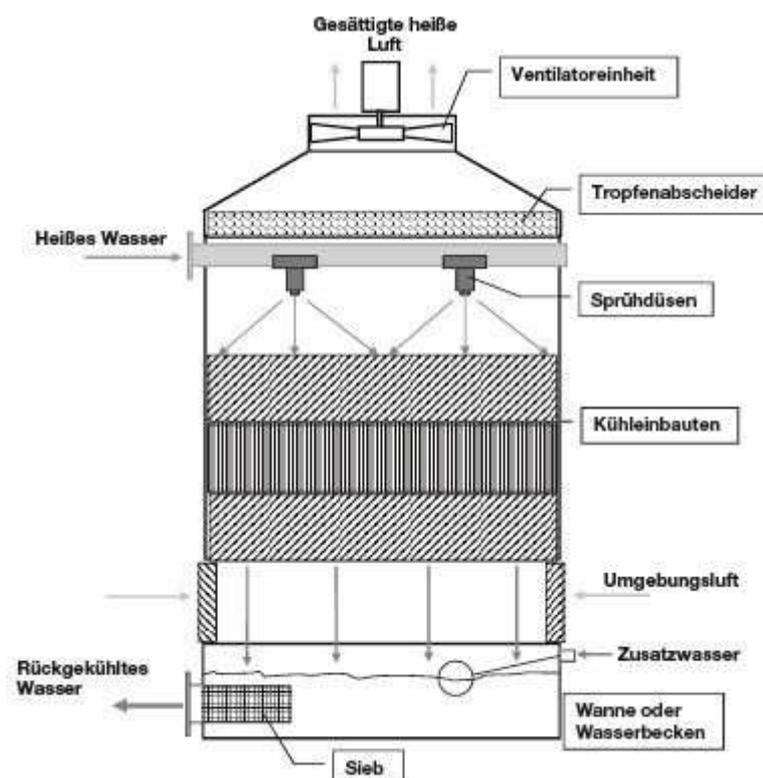


Abbildung 5: zwangsbelüfteter Gegenstromkühlturm mit Ventilator [[20, p. 1656].

Kühlleistung und Kühleffekt dieses NKT sind abhängig von:

- Sprühdüsen, Kühleinbauten und der Höhe des Kühlturmes
- dem Luft-Wasser-Verhältnis L/W (bessere Kühlung bei Erhöhung der Ventilatorleistung oder Reduktion der Wassermenge)
- der Feuchtkugeltemperatur³ der Umgebungsluft
- der Verweilzeit.

In einem NKT wird der Kühleffekt hauptsächlich durch die Verdunstung von Wasser realisiert. Da für die Verdunstung von Wasser Energie benötigt wird, kann diese dem erwärmten Kühlwasser entzogen werden.

Da Umgebungsluft üblicherweise ein Gemisch aus Wasserdampf und Luft ist, ist die Luft bereits zu einem gewissen Teil mit Wasser angereichert. Die Fähigkeit der Luft, weiterhin Wasserdampf aufzunehmen, ist ein Maß für die Abkühlung.

So besteht folglich ein Punkt, an dem die maximale Aufnahmekapazität des Wasserdampfes in der Luft erreicht wird (Sättigung). Dieser Punkt wird bei einer relativen Luftfeuchtigkeit von 100% erreicht und definiert die Feuchtlufttemperatur.

Wenn der Verdampfungsprozess auch der Hauptteil des Kühlprozesses ist, trägt die konvektive Wärmeübertragung ebenfalls zum Kühleffekt bei. Dies ist eine reine Wärmeübertragung ohne Stoffübertragung. Im Vergleich zu herkömmlichen Wärmetauschern ist nur der Temperaturgradient zwischen den Austauschpartnern entscheidend. Daher ist es offensichtlich, dass die konvektive Wärmeübertragung im Kühlturmprozess im Winter stärker an der Kühlung beteiligt ist als im Sommer.

2.4.2 Trockenkühlturm (Geschlossener Kühlturm)

Das Wasser kommt nicht in direkten Kontakt mit der Atmosphäre, sondern strömt in Rohren, die mit Kühlrippen ausgestattet sind. Verdunstungsverflüssiger und Verdunstungskühler mit geschlossenem Kreislauf verwenden statt der Rieseleinbauten (Kühleinbau) einen Wärmetauscher. Über diesem Wärmetauscher wird Wasser versprüht. Die Umgebungsluft im Gegenstrom wird mittels Ventilatoren an Wärmetauscherrohren vorbeigeführt. Die Grenztemperatur des Trockenkühlers ist die Umgebungslufttemperatur. Die Wärmeabfuhr erfolgt rein konvektiv. Die Wärme wird dem Kältemittel oder der Flüssigkeit im Wärmetauscher durch Verdunstung

³ Die Feuchtkugeltemperatur oder Kühlgranztemperatur ist die tiefste Temperatur, bis zu dem Wasser mit nicht gesättigter Luft abgekühlt werden kann (SCHRAMMEK 2007).

entzogen. [10, p. 3] Vorteilhaft an diesem System ist, dass es neben geringen Wartungskosten auch geringere Investitionskosten verursacht und verhältnismäßig wenig Wasser verbraucht. Da es keine direkte Berührung zwischen der Umgebungsluft und dem aufgenommenen warmen Medium gibt, wird die Umwelt nicht belastet.

Die Nachteile sind unter anderem ein hoher Stromverbrauch und die begrenzte Leistung des Trockenkühlturms.

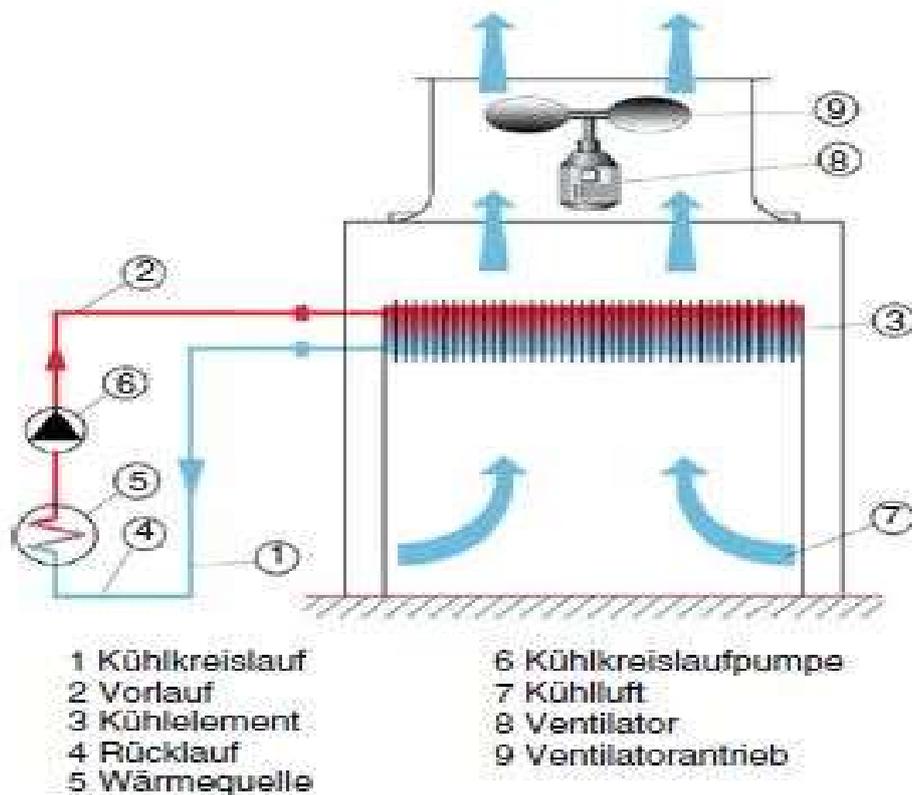


Abbildung 6: geschlossener Trockenkühlturm [[8, p. 109].

2.4.3 Hybridkühlturm

Der zweistöckige Hybridkühlturm hat im trockenen Teil (oberer Teil) ein klassisches Rippenrohrbündel, genau wie in einem Trockenkühlturm, und der Luftstrom wird von einem Ventilator erzeugt, wie beispielsweise in einem NKT. Im Normalbetrieb wird das warme Kühlwasser im Nassteil (untere Ebene) verrieselt. Die obere Schicht (Trocknungsteil) des Hybridkühlturms wird nur zur Schwadentrocknung verwendet und macht nur einen kleinen Teil der Gesamtkühlleistung des Kühlturms aus. Die kalte Luft wird vom Ventilator in der Trocknungszone von außen angesaugt und vom Wärmetauscherpaket (erwärmtes Kühlwasser) erwärmt. Hybridkühltürme werden durch Verdampfung von Umgebungsluft und Wasser gekühlt. Wenn ich trocken fahre,

ich. H. H. Wenn die Außenlufttemperatur niedrig ist, wird die Wärme nur durch Konvektion abgeführt. Wenn die Außenlufttemperatur hoch ist, werden die Rippen des Wärmetauschers mit Wasser benetzt. Aufgrund der Verdunstung wird die Wärme latent abgeführt, was zu einer 3- bis 4-fachen Leistungssteigerung führt. Es kann dazu führen, dass das Kühlwasser unter die Lufttemperatur abgekühlt werden kann [3, p. 30]. Hybridkühltürme erweisen sich als besonders vorteilhaft, da sie keine Dampfschwaden produzieren, einen relativ geringen Wasser- und Stromverbrauch haben, kompakt und somit platzsparend sind. Von Nachteil ist allerdings, dass die Ventilatoren so laut arbeiten, dass es nötig ist, Schallschutzmaßnahmen zu installieren, wodurch wiederum die Investitionskosten sehr hoch sind. Ein noch größeres Problem stellt die aufwändige Wasseraufbereitung dar, die notwendig ist. [3, p. 30]

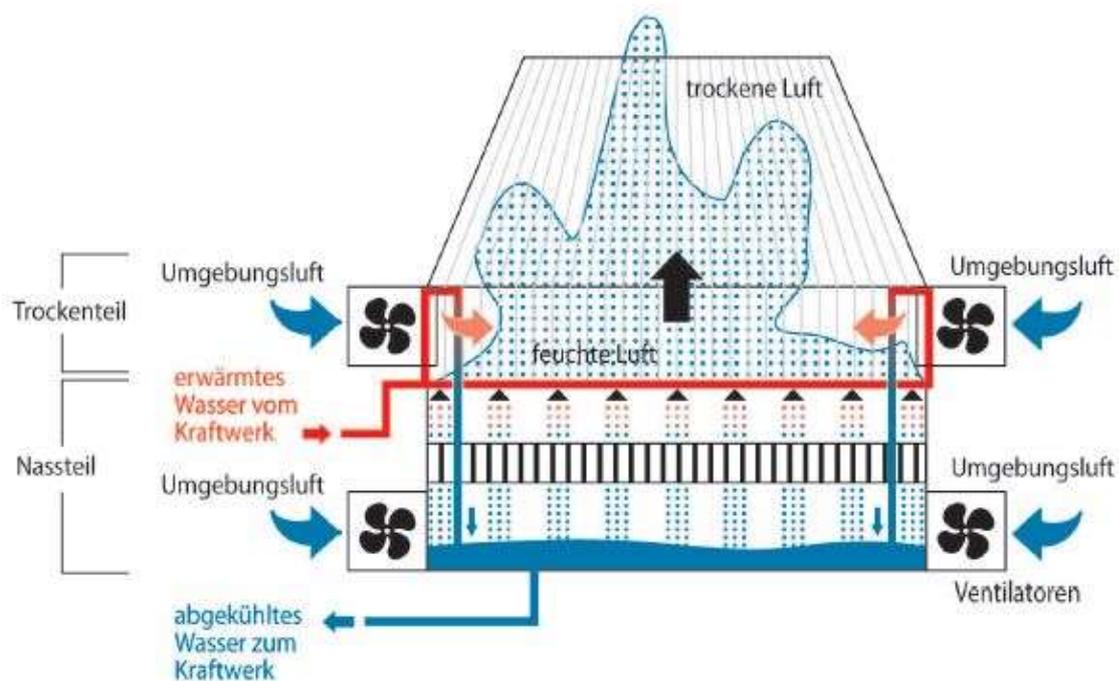


Abbildung 7: Schematischer Vertikalschnitt eines Hybridkühlturms, [11].

2.5 Kaltwasseranlagen

Kaltwasseranlagen werden installiert, wenn man sehr niedrige Kühlwassertemperaturen benötigt. Das Wasser wird in einem Verdampfungskühler durch verdampfendes Kältemittel gekühlt, z. B. auf 3 bis 5 °C. Das verdampfte

Kältemittel wird in einem Kältemittelkompressor verdichtet und in einem luftgekühlten Kondensator verflüssigt [[8, p. 107].

Besonders vorteilhaft bei diesem geschlossenen System sind die niedrigen Kühlwassertemperaturen und die Freiheit von Korrosion und Verschmutzung. Allerdings sind die Investitions- und Betriebskosten recht hoch.

3 Bestandsaufnahme

3.1 Analyse der Kühlwasserqualität bei ROMONTA GmbH

Das Kühlwasser nimmt die anfallende Abwärme aus dem Prozess auf. Die aufgenommene Wärme kann dabei über den Kühlturm an die Umgebung abgegeben werden.

Die zu ersetzenden Wasserverluste, die durch die Verdunstung, Leckagen im Becken und durch in die Kanalisation abfließendes Wasser aus den Gießmaschinen entstehen, werden als Zusatzwasser bezeichnet und dem Becken des Kühlturms hinzugefügt.

Das Kühlturmzusatzwasser (KTZW) für den Kühlturm der Montanwachsfabrik ist von konstanter Wasserqualität. Die erforderlichen Zusatzwassermengen können jederzeit abgesichert werden. Zur Stabilisierung des Kühlturminhaltswassers und zur Verhinderung von Härteablagerungen und Korrosionen in den Kühlwasserkreisläufen wird das Zusatzmittel "Aktiphos® 4180/Ferrofos®" dem KTZW zudosiert. Gegen Mikroorganismen (Bakterien, Pilze und Algen) und Makroorganismen (z. B. Muscheln) wird Ferrocid® 8581 zugegeben, welches in Kombination mit Natriumhypochloritlösung oder Chlorgas in Kühl- und Prozesswässern eingesetzt wird. Die dabei entstehende hypobromige Säure (Ferrocid® 8581-System) ist im Gegensatz zur hypochlorigen Säure, welche die Biozide Komponente bei einer reinen Chlorbehandlung darstellt, auch noch bei höheren pH-Werten stabil und voll wirksam [12].

Die Dosiermengen werden auf Basis regelmäßiger Beprobungen des Kühlwassers festgestellt, die Dosierzeiten der Chlorungen hingegen je nach den Witterungsbedingungen und Kühlwassertemperaturen festgelegt. Verstärkte Biozidbehandlung verhindert weitgehend eine Algenbildung im Bereich des Kühlturms. Bei der Bioziddosierung wird auf die Funktion der Dosierpumpe und auf den Verbrauch

von Chemikalien geachtet, damit die gewünschte Wirksamkeit erreicht wird. Der Kühlturm und die Kondensatoren werden jährlich gereinigt.

Um die Eindickungszahlen im Kühlwasserkreislauf zu bestimmen, werden die folgenden Versuche durchgeführt. Dadurch wird der Wasserverbrauch, der für spätere Rechnungen benötigt wird, ermittelt.

3.1.1 Bestimmung der Leitfähigkeit

Das Verfahren dient zur Bestimmung der elektrischen Leitfähigkeit von Wasser des Kühlturms sowie der Abwässer zur Ermittlung des Gesamtionengehaltes der Lösung. Die elektrische Leitfähigkeit ist ein Maß für den elektrischen Strom, den im Wasser anwesende Ionen leiten. Sie ist abhängig von der Ionenkonzentration, der Ionenart, der Temperatur und der Viskosität der Lösung.

Es wird die Leitfähigkeit des Wassers mittels eines digitalen Leitfähigkeitsmessgerätes LF 92 gemessen.

Die Leitfähigkeit (25 °C) wird abgelesen und ergibt für den Kühlturm = 754 µS/cm.

3.1.2 Bestimmung des Chloridgehaltes

Das Verfahren dient zur Bestimmung der im Wasser enthaltenen Chlorid-Ionen. Dabei handelt es sich um eine argentometrische Titration nach Mohr. Der Endpunkt der Fällungstitration wird durch die Reaktion mit dem Indikator Kaliumchromat angezeigt.

1) Fällungsreaktion:



2) Indikatorreaktion:



Für die Bestimmung werden zu 100 ml der klaren Probelösung ca. 12 Tropfen Kaliumchromat gegeben und mit 0,1 n Silbernitratlösung unter ständigem Schwenken des Kolbens bis zum Farbumschlag von grüngelb nach schwach rotbraun titriert.

Der Chloridgehalt wird dann nach der Titration wie folgt berechnet:

$$\text{Cl}^- \left[\frac{\text{mg}}{\text{l}} \right] = \frac{v * c * M}{v_P} \quad (\text{Gl. 2})$$

- v : Verbrauch An 0,1 n AgNO₃ in ml
- c: Stoffmengenkonzentration von AgNO₃ = 0,1 mol/l
- M: Molarmasse von Cl⁻ = 35,5*10³ mg/mol

- v_p : Volumen der Wasserprobe = 100 ml
- Vereinfacht: $Cl^- \left[\frac{mg}{l} \right] = V * 35,5 = 107 [mg/l cl]$

3.1.3 Bestimmung des p - und m-Wertes, Karbonathärte

Zum Schutz des Kesselmaterials muss Kesselwasser alkalisch reagieren. Das Verfahren dient zur Bestimmung der Alkalität von Wasser des Kraftwerkes (Kühlwasser und Kesselwasser sowie Kondensate) durch Bestimmung des p- und m-Wertes.

Der p-Wert (Phenolphthalein-Alkalität) erfasst alle alkalisch reagierenden Inhaltsstoffe des Wassers, die mit Säuren oberhalb des Phenolphthalein - Umschlags $pH = 8,3$ reagieren.

p-Wert [m val/l] = Verbrauch an ml 0,1 n Salzsäure gegen Phenolphthalein.

Der m- Wert (Methylorange-Alkalität) umfasst den p-Wert und alle Inhaltsstoffe des Wassers, die mit Säure noch unterhalb des Neutralpunktes bis zu einem $pH = 4,3$ reagieren.

m-Wert [m val/l] = Gesamtverbrauch an Salzsäure gegen Mischindikator.

Karbonathärte:

Karbonathärte in [m val/l] =m-Wert

Karbonathärte in °dH = m-Wert*2,8 = 2,5 * 2,8 = 7

3.1.4 Eindickungszahl (EZ)

Die EZ wird durch die folgende Formel berechnet:

$$EZ = \left(\frac{Cl_{Kühlturm}^-}{Cl_{Zusatzwasser}^-} + \frac{\lambda_{Kühlturm}}{\lambda_{Zusatzwasser}} + \frac{GH_{Kühlturm}}{GH_{Zusatzwasser}} \right) / 3 \quad (Gl. 3)$$

$$EZ = \left(\frac{107 [mg/l]}{16 [mg/l]} + \frac{754 [mg/l]}{199 [mg/l]} + \frac{12,9 [mg/l]}{4,3 [mg/l]} \right) / 3$$

$$EZ = \frac{(6,69+3,79+3)}{3} = 4,49 [-]$$

In der folgenden Tabelle 1 werden die Versuchsergebnisse von der Wasseranalyse mit Richtwerten von Kurita Europe GmbH für ROMONTA GmbH eingetragen:

Tabelle 1: Wasseranalyse bei ROMONTA (Z. Alhilal, 2020) und den Richtwerten.

| Datum: 26.08.2020 | Zusatzwasser | Kühlturm3 | Richtwerte | |
|---|--------------|-----------|-----------------|--------------------|
| | | | ROMONTA [13] | VDI 3803 |
| Leitfähigkeit [$\mu\text{S}/\text{cm}$] | 199 | 754 | Ca. 900 | <3000 ⁴ |
| Chlorid [$\text{mg}/\text{l Cl}$] | 16 | 107 | < 600 | |
| Gesamthärte [$^{\circ}\text{dH}$] | 4,3 | 12,9 | ca. 20 - 25 | < 60 ⁵ |
| Karbonathärte [$^{\circ}\text{dH}$] | | 7 | | < 4 ⁶ |
| PH-Wert | | 8,4 | 8,0 – 8,5 | 7 bis 8,5 |
| m-Wert | | 2,5 | < 5 | |
| Phosphat [$\text{mg}/\text{l P}_2\text{O}_5$] | <0,01 | 1,03 | | |
| Aktiphos 640 T [$\text{mg}/\text{l SO}_4$] | | | Ca. 20 | |
| Ferfos 8537 [$\text{mg}/\text{l SO}_4$] | | | Ca. 30 | |
| Keimzahl [KBE/ml, Exp.10] | | | < 10000 | < 10000 |
| Eindickungszahl ges. | | 4,45 | Ca. 4 | |

Die folgende Tabelle 2 zeigt verschiedene Eindickungszahlen in verschiedenen Jahren, die bei ROMONTA GmbH erreicht wurden/werden.

Tabelle 2: Eindickungszahl bei ROMONTA von 2003 bis 2019 und 2020⁷

| Kühlturm | 2003 | 2004 | 2005 | 2011 | 2013 | 2015 | 2019 | 2020 |
|------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Eindickung | 3,5 | 3,7 | 3,9 | 3,8 | 4,5 | 3,64 | 4,06 | 4,5 |

Bei niedrigen Kühlwassertemperaturen im Vorlauf und Rücklauf des KWKLs ist zwangsläufig die Verdunstung im KT ebenfalls niedrig. Bei einer kleinen Verdunstung, d.h. Abgabe von flüchtigem warmem Wasser und flüchtigen Wasserinhaltsstoffen an die Atmosphäre, ist auch die Eindickung im verbleibenden Kreislaufwasser

⁴ je nach Werkstoffen teilweise geringer

⁵ nach Enthärtung: < 20

⁶ nach Härttestabilisierung: < 20

⁷ 2003–2019: jeweiliges Jahresmittel, 2020: Ermittlung durch Ziad Alhilal im August.

entsprechend gering. Es ist zu erwarten, dass mit steigenden Kühlwassertemperaturen, z.B. im Sommerbetrieb 2020, die Verdunstung und damit auch die Eindickung ansteigt. Die Eindickung und der Wasserbedarf müssen immer kontrolliert werden, um die steigende Gefahr von mikrobiologischem Wachstum und Korrosion zu verhindern, sofern die EZ höher ist als 4.

3.2 Technologische Beschreibung des Kühlwasserkreislaufsystems der ROMONTA GmbH

Zur Wärmeableitung aus den Rohrbündel-Wärmeübertragern (RWÜ) wird ein Kühlkreislauf betrieben. Zusätzlich ist für den Kühlwasserkreislauf (KWKL) eine Pumpe zur Stabilisierung der Betriebs- und Löschwasserversorgung installiert. Die Vorlaufleitung des Kühlwassers vom Kühlturm zu den RWÜ's und die Rücklaufleitung sind als Gesamtringleitung ausgeführt. (Siehe Abbildung 8).

Die Kühlwasserversorgung erfolgt über 4 installierte Pumpen SM 400/400 A-001, wovon jeweils 2 in Betrieb sind. Die Pumpen haben folgende Daten: 1650 m³/h Förderleistung bei 29 m Förderhöhe und 20 °C, 225 kW Antriebsleistung und 1450 U/min. Die Pumpen sind unterschiedlich verschlissen, erreichen somit unterschiedliche Wirkungsgrade.

Die gesamte Länge der Rohrleitung in KWKL beträgt etwa 1100 Meter mit unterschiedlichen Durchmessern (von DN200 bis DN800). Das Kühlwasservolumen in der gesamten Rohrleitung bei MWF ist etwa 200 m³ und das KW dem Kühlturmbecken ist ca. 975 m³. Der manuelle hinzugefügte Frischwasserzusatz für den Kühlturm beträgt 15–25 m³/h Wasser, was vom Kraftwerk zugeführt wird.

Der sichere Extraktions- und Verdampfungsprozess kann ohne Kühlwasserkreislauf nicht aufrechterhalten werden. Eine Grenzwertunterschreitung des Förderstromes sowie der Ausfall werden optisch und akustisch gemeldet.

Die erforderlichen Reaktionen bei Kühlwasserteilausfall erfolgen gemäß den betrieblichen Regelungen. Bei Spannungsausfall der Spannungsebene 6 kV schließt der in der Hauptdampfleitung eingebaute Schnellschlussschieber in 77 sec., damit ist die Wärmeenergiezufuhr gesperrt. Für den Abfahrprozess der Extraktion bei Ausfall der Kühlwasserversorgung steht eine Notkühlwasserpumpe zur Verfügung. Gegenwärtig durchlaufen im Durchschnitt ca. 2200 m³/h Wasser den Kühlturm (Min.: 2000 m³/h, Max.: 2500 m³/h).

Aufteilung der Kühlleistung der einzelnen Baustufen, die mit Kühlwasser versorgt werden:

- Extraktion ($\dot{V} = 550 \text{ m}^3/\text{h}$)
- RWÜ's Kühlerbühne Baustufe 1-3 in der VDA ($\dot{V} = 990 - 1040 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$)
- RWÜ's Kühlerbühne Bst. 4 in der Entharzung ($\dot{V} = 700 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$)

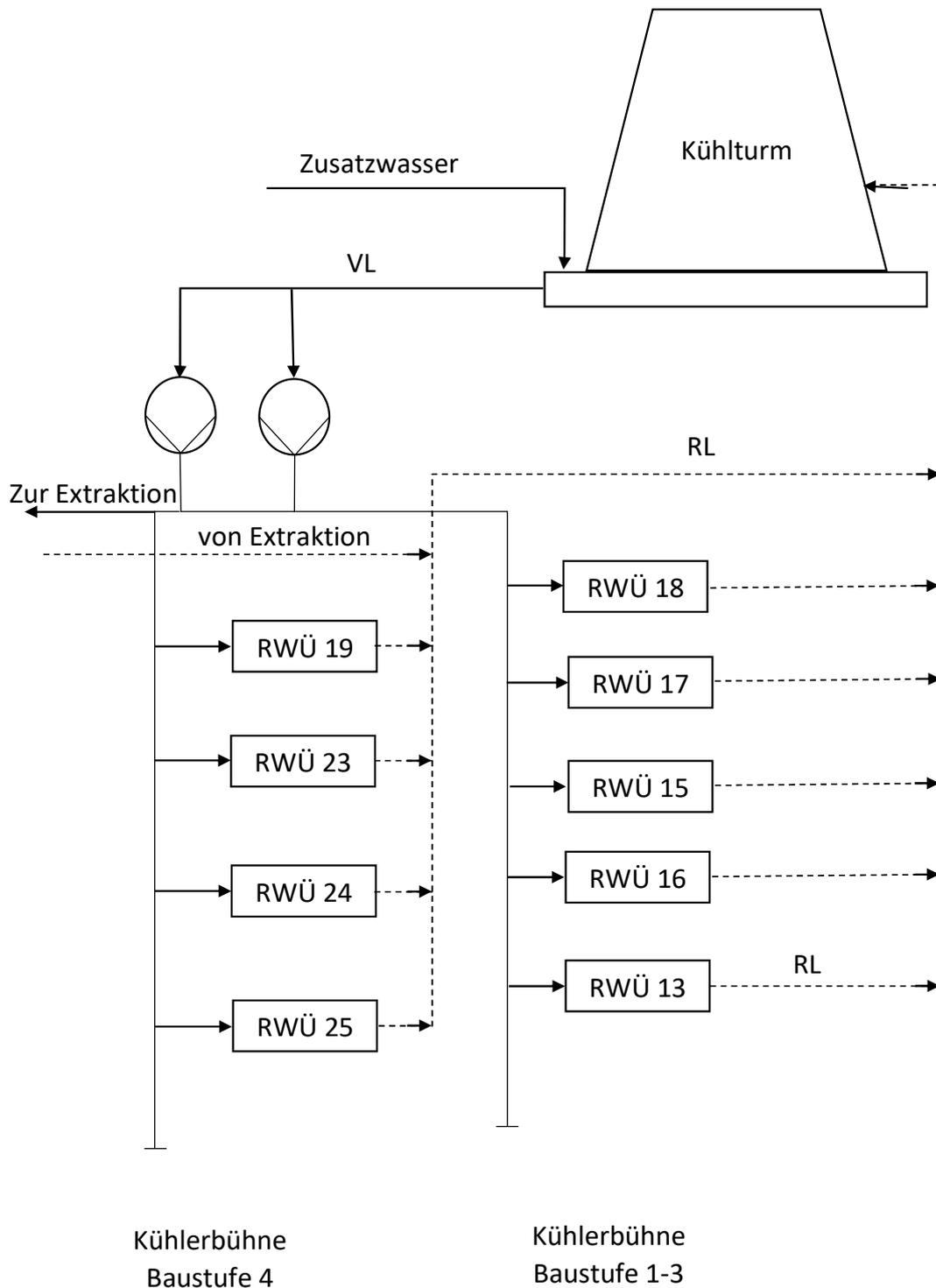


Abbildung 8: Schema Kühlwasserkreislauf (ROMONTA, Alhila)

3.3 Die Kondensatoren

3.3.1 Stoffdaten für jeden Kondensator

In der Extraktionsanlage befindet sich ein größerer Kondensator 01. Die Folgende Stoffe werden mittels Kühlwassers hier auf etwa 50 °C abgekühlt:

Tabelle 3: Kondensator 01 für die Extraktion

| | |
|--------------|--|
| Stoffeintrag | Toluol-Wasserdampf-Gemisch Volumenstrom: ca. 24 t/h Brüden Extraktor 80 °C, 1 bar Brüden Abwasserstripper 97 °C, 1,1 bar Brüden Desolventizer 85 °C, 1 bar Brüden Absorptionsanlage 150 °C, 1 bar Kühlwasser 15-30 °C, 3,5 bar |
| Stoffaustrag | Brüdenkondensat 50 °C, 1bar Kühlwasser 37,5 °C; 2 bar |
| Baudaten | Kühlfläche 470 m ² Raum I 14 m ³ / Druck atmosphärisch / 90 °C Raum II 2,8 m ³ / 0,5 MPa / 35 °C |

- **Kühlerbühne Bst. 1-3:**

Die Kühlerbühne Bst. 1-3 (bei Verdampferanlage) besteht insgesamt aus 5 Kühlern (RWÜ's). Die folgende Abbildung zeigt die Kühlerbühne Baustufe 1-3 mit den Naturzugkühlturm bei ROMONA GmbH.



Abbildung 9: Kondensatoren der Kühlerbühne Bst. 1-3 [Z. Alhilar, 2020].

Die nachstehende Tabelle zeigt die Stoffdaten der Kühler (unmittelbar nach einer Wartung bzw. Generalüberholung) bei ROMONTA GmbH:

Tabelle 4: Die Stoffdaten der Kühlerbühne Bst. 1-3 bei ROMONTA GmbH

| Verwendung | | Vorverd. | Restverd. | Restverd. | Reserve | Sicherheit |
|--------------|------------------------------------|----------|-----------|-----------|---------|-------------------------|
| Kühler | | 17 | 18 | 15 | 16 | 13 |
| Stoffeintrag | Medium | TD | TWDG | TWDG | | TLG |
| | \dot{V}_M [t/h] | 17,8-22 | 4,8 | ca. 0,55 | | 150 [m ³ /h] |
| | T_M [°C] | ≤ 111 | 120-140 | 112 | | 80-85 |
| | $p_{\ddot{u}}$ [bar] | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | | ≤ 0,1 |
| | \dot{V}_{KW} [m ³ /h] | 420 | 490-500 | 50 | | 40-80 |
| | T_{KW} [°C] | 20-30 | 20-30 | 20-30 | | 20-30 |
| | $p_{\ddot{u}}$ [bar] | 1,5-3 | 1,5-3 | 1,5-3 | | 1,5-3 |
| Stoffaustrag | Medium | TK | TWDG | TWDG | | TLG |
| | T_M [°C] | 40-45 | 40-45 | 30-36 | | |
| | $p_{\ddot{u}}$ [bar] | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | | |
| | T_{KW} | 25-28 | 20-35 | 20-30 | | 20-35 |
| Baudaten | | | | | | |
| | Raum1 [I] | 2300 | 2300 | 2300 | 2300 | 2300 |
| | Raum2 [I] | 2700 | 2700 | 2700 | 2700 | 2700 |
| | KF [m²] | 348-354 | 348-354 | 348-354 | 348-354 | 348-354 |

- **Die Kühlerbühne Bst. 4:**

besteht insgesamt aus 4 RWÜ's. Die folgende Abbildung zeigt die Kühlerbühne Baustufe 4 bei ROMONA GmbH:



Abbildung 10: Kühlerbühne Bst. 4 [Z. Alhilal, 2020]

Die folgende Tabelle 5 zeigt die Stoffdaten dieser RWÜs:

Tabelle 5: Die Stoffdaten der Kühlerbühne Bst. 4 (bei neuem Zustand) bei ROMONTA GmbH

| | | Sicherheit | Slop-Kolone | Entharzung | Reserve |
|-----------------------------|---|-------------------|--------------------|-------------------|----------------|
| Kühler | | 22 | 23 | 24 | 25 |
| Stoffeintrag | Medium | TWDG | TWDG | TWDG | TD |
| | p_Ü [bar] | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 | ≤ 0,1 |
| | Ḃ_{KW} [m³/h] | 20 | 260 | 180 | 20 |
| Stoffaustrag | Medium | TWKG | TWKG | TWKG | TWDG |
| Δ T_{KW} [K] | Kühlwasser | - | 3,5 | 10 | 0 |

Bemerkungen:

Jeder RWÜ ist kühlwasserausgangsseitig mit einem Sicherheitsventil ausgerüstet. Jedes Sicherheitsventil ist auf den entsprechend max. zulässigen Betriebsdruck des RWÜ (kühlwasserseitig) eingestellt.

Zur Vermeidung von Überdrücken * 0,1 bar (Ü) (gasseitig) sind Tauchungen mit einer wirksamen Wassersäule von 1000 mm WS = 0,1 bar (Ü) installiert.

3.4 Naturzugkühlturm 3

3.4.1 Arbeitsweise des Kühlturms

Das abzukühlende Wasser wird von zwei Rohrleitungen der Wasserverteilungsanlage im Kühlturm zugeführt und durch Rohrleitung und Wasserversprüher gleichmäßig über den gesamten Kühleinbauquerschnitt (Füllkörper/Kühleinbau) verteilt und versprüht (siehe Abb. 12 und 13).

Im Kühleinbau fließt das Wasser infolge der Konstruktion der PVC-Pakete zum Teil als Wasserfilm und zum Teil im Tropfenfall nach unten.

Durch eine zackenartige Ausbildung der unteren Paketkante fließt das Wasser konzentriert an den Zacken ab. Dadurch bilden sich im Bereich der Lufteintrittsöffnung Gassen für eine unbehinderte Luftzufuhr.

Bei diesem im Gegenstrom verlaufenden Vorgang gibt es das herabfließende Wasser durch die Verdunstung (wodurch der Kühleffekt entsteht) und Konvektion die Wärme an die aufsteigende Luft ab. Die dafür erforderliche Luftmenge steigt empor, nachfolgende Luft wird durch die Lufteintrittsöffnung infolge des Auftriebs (Dichteunterschiedes zwischen Außenluft und erwärmter Luftsäule) im Kühlturm angesaugt und entweicht oben aus dem KT ins Freie. Der im KT erzeugte Dampf kondensiert oberhalb des Kühlturms wieder; dadurch entstehen die bekannten Schwaden. Der wesentliche Teil des Kühlprozesses entsteht durch die Verdunstung eines Teils des Kühlwassers in die Luft. Ein kleiner Teil des Wassers geht folglich dabei verloren und muss dem Kreislauf später wieder zugeführt werden. Das aus dem Kühleinbau fallende und abgekühlte Wasser wird im Becken (Wasserwanne) gesammelt und dem Kühlwasserkreislauf wieder zugeführt.

Die folgende Abbildung 11 zeigt den Naturzugkühlturm 3 bei ROMONTA GmbH:



Abbildung 11: Naturzugkühlturm 3 (ohne Ventilator) bei ROMONTA GmbH, [Z. Alhilar, 2020].



Abbildung 13: Die Wasserversprüher im inneren Raum des KT [Z. Alhilar, 2020].



Abbildung 12: Die Wasserversprüher im inneren Raum des KT [Z. Alhilar, 2020].

3.4.2 Technische Daten des Kühlturms 3

Der KT 3 steht auf einer massiven Betontasse (ca. 1,75 m tief) mit 8-eckigem Grundriss und ca. 30 m Durchmesser. Der KT wurde 1956 errichtet und im Jahr 1983 saniert.

Im folgendem wird gezeigt, wie die Leistung vom NZKT sich mit der Zeit (nach 37 Jahre) um fast die Hälfte verringert hat. Viele Faktoren beeinflussen die Leistung wie z.B. die Austauschfläche im KT, die Außentemperatur, Windgeschwindigkeit, Eingangstemperatur des Warmwassers und die relative Luftfeuchtigkeit.

Tabelle 6: Die Leistung vom neuen Naturzugkühlturm im Sommerbetrieb laut (ROMONTA-Daten, 1984)

| | |
|-----------------------------------|-----------------|
| Wasserdurchsatz | 2580 t/h |
| Kühlleistung (Wärmeabgabe) | 22495 kW |
| Kühlzonenbreite | 7,5 K |
| Außenlufttemperatur | 12 °C |
| Relative Luftfeuchtigkeit | 70 % |
| Windgeschwindigkeit | 4 m/s |

3.4.3 Bestimmung der Betriebsdaten im Kühlturm (Kühlleistung, Zusatzwasser- und Luftmenge)

Zur Abkühlung des Kühlwassers im Kühlturm verdunstet ein Teil des Wassers und wird mit der Luft ausgetragen. Die verdunste Wassermenge muss ergänzt werden, um die Wassermenge des Kühlkreislaufs konstant zu halten. Da die verdunste Wassermenge reines Wasser ist, verbleiben die Inhaltstoffe im Kühlturmwasser, wodurch ihre Konzentration steigt und Korrosion und Kalkbildung im System verursacht. Um dieses Problem zu verringern, muss kontinuierlich aufbereitetes Zusatzwasser zum Ausgleich der Verdunstungs-, Leckage- und Abschlammverluste zudosiert werden, damit die zulässige Eindickungszahl EZ im Hinblick auf Korrosion und Salzablagerung nicht überschritten wird.

In (Abbildung 14) wird gezeigt, dass mit zunehmender Eindickungszahl der Zusatzwasserbedarf abnimmt.

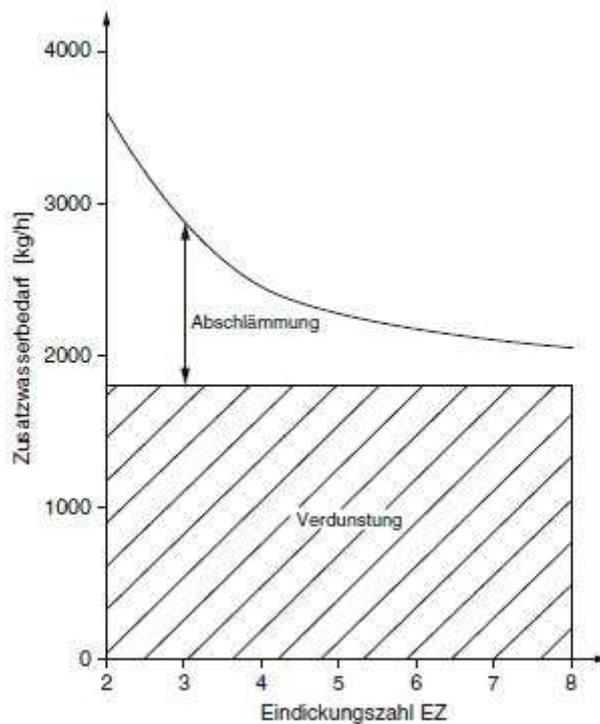


Abbildung 14: Zusatzwassermenge (Frischwasser) als Funktion der Eindickungszahl [[8], S. 12].

Im Normalfall beträgt die Eindickung (EZ) 3-5.

Der vom Kühlturmlieferanten angegebene Spritzwasserverlust durch das Mitreißen von Tropfen liegt zwischen 0,05 und 0,1 % der umlaufenden Wassermenge.

Der Zusatzwasserbedarf für einen Kühlturm setzt sich zusammen aus der für die Wasserkühlung benötigten verdunsteten Wassermenge (V) und der erforderlichen Abschlammung (A) zur Vermeidung einer zu starken Salzanreicherung.

Berechnungsgleichungen für den erforderlichen Zusatzwasserbedarf [[8, p. 12]:

Kühlleistung zur Abkühlung des Kühlwassers $\dot{Q} = \dot{m}_W * C_W * \Delta T$

Überschlägige Berechnung der erforderlichen Wasserverdunstungsrate $\dot{m}_{Verdunstung}$:

$$\dot{m}_{Verdunstung} = \frac{0,7 * \dot{Q}}{r_W} ; C_W = 650 \left(\frac{kWh}{kg} \right) \quad (Gl. 4)$$

Alternativ Berechnung durch Bilanz:

$$\dot{m}_{W,\alpha} * C_{P,W} * T_{W,\alpha} = \dot{m}_{W,\omega} * C_{P,W} * T_{W,\omega} + \dot{m}_{Verd.} * \Delta H_V \quad (Gl. 5)$$

Der Massestrom Verdunstung setzt sich aus der Differenz zwischen Eingang und Ausgang zusammen (Gl. 6).

$$\dot{m}_{\text{Verdunstung}} = \dot{m}_{W,\alpha} - \dot{m}_{W,\omega} \quad (\text{Gl. 6})$$

Formel (5) lässt sich zu (6) umformulieren.

$$\dot{m}_{W,\omega} = \frac{-\dot{m}_{W,\alpha} \cdot c_{p,W} \cdot T_{W,\alpha} + \Delta H_V}{\Delta H_V - c_{p,W} \cdot T_{W,\omega}} \quad (\text{Gl. 7})$$

Erforderliche Abschlämmrate $\dot{m}_{\text{Abschlämmung}}$ zum Einhalten der Eindickungszahl EZ kann nach (Gl. 8) berechnet werden:

$$\dot{m}_{\text{Abschlämmung}} = \frac{\dot{m}_{\text{Verdunstung}}}{EZ-1} \left(\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right) \quad (\text{Gl. 8})$$

Die Zusatzwasserbedarf (Z) wird mit folgenden Formeln berechnet:

$$\dot{m}_{\text{Zusatzwasserbedarf}} = \dot{m}_{\text{Verdunstung}} * \frac{EZ}{EZ-1} = V + A \quad (\text{Gl. 9})$$

Eindickungszahl (EZ) wird mit folgenden Formeln berechnet:

$$EZ = \frac{Z}{(Z-V)} = \frac{Z}{A} = \frac{V}{A} + 1 = 6,69 \quad (\text{Gl. 10})$$

Verdunstete Wassermenge (V) wird mit folgenden Formeln berechnet:

$$V = Z * \left(1 - \frac{1}{EZ} \right) = Z - A = A * (EZ - 1) \quad (\text{Gl. 11})$$

A = Absalzung oder Abschlämmung, einschließlich Sprühverluste (kg/h)

EZ = Eindickungszahl bezogen auf Chloridgehalt

$c_{p,W}$ = Spezifische Wärmekapazität von Wasser (Wh/kg K)

V = Erforderliche Wasserverdunstungsrate zur Kühlwasserkühlung (kg/h)

\dot{m}_W = Kühlwassermenge (kg/h)

\dot{Q} = Kühlleistung zur Kühlung des Kühlwassers von t auf t_{aus} (W)

r_W = Verdampfungswärme von Wasser (Wh/kg)

Z = Zusatzwasserbedarf (kg/h)

Luftstrommenge zum Kühlturm:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{m}_{\text{Verdunstung}}}{X_{\text{aus},2} - X_{\text{ein},1}} \quad (\text{Gl. 12})$$

Die Kühlturmsauslegung wird häufig für $p_E = 10^5$ Pa vorgenommen. Bei deutlichem Abweichen des tatsächlichen Luftdruck-Mittelwertes am Einsatzort ist bei großen Kühltürmen eine entsprechende Berücksichtigung üblich. Der Wasserdampfdruck gesättigt feuchter Luft p_D^* kann aus der Tabelle [Wasserdampftabelle gesättigt feuchter Luft beim Umgebungsdruck, nach HÄUSSLER [5, p. 344]] entnommen werden. Der Wasserdampfgehalt gesättigt feuchter Luft ($x_{\text{ein}}(t_{L,\text{ein}})$) wird wie folgt bestimmt [5, p. 344]:

$$x_{\text{ein}}(t_{L,\text{ein}}) = \frac{0,622 \cdot p_D^*}{p - p_D^*} \quad (\text{Gl. 13})$$

$$x_{\text{aus}}(t_{L,\text{aus}}) = \frac{0,622 \cdot p_D^*}{p - p_D^*} \quad (\text{Gl. 14})$$

Wasserdampfbeladung des eintretenden Luftstroms:

$$X_{\text{ein},1} = \frac{0,622 \cdot \varphi \cdot x_{\text{ein}}(t_{L,\text{ein}})}{0,622 + x_{\text{ein}}(t_{L,\text{ein}}) \cdot (1 - \varphi_1)} \quad (\text{Gl. 15})$$

φ_1 : die relative Luftfeuchtigkeit ungesättigt feuchter Luft

Wasserdampfbeladung des austretenden Luftstroms:

$$X_{\text{aus},2} = \frac{0,622 \cdot \varphi \cdot x_{\text{aus}}(t_{L,\text{aus}})}{0,622 + x_{\text{aus}}(t_{L,\text{aus}}) \cdot (1 - \varphi_2)} \quad (\text{Gl. 16})$$

Die Enthalpie feuchter Luft berechnet sich zu

$$h_{L,\text{ein}} = C_{P,L,\text{tr}} \cdot t_L + X_{\text{ein},1} \cdot (C_{P,D} \cdot t_L + \Delta h_{V,W0}) \quad (\text{Gl. 17})$$

Und speziell für $p = 10^5$ Pa zu

$$h_{L,\text{ein}} = [1,006 \cdot t_L + X_{\text{ein},1} \cdot (1,68 \cdot t_L + 2501)] \cdot 10^3$$

Die Enthalpie gesättigt feuchter Luft berechnet sich zu

$$h_{L,\text{au}} = h_{L,\text{ein}} + \frac{C_{P,W}}{\lambda_{0,5}} \cdot (t_{W,\text{ein}} - t_{W,\text{aus}}) = h_{L,\text{aus}}^* \quad (\text{Gl. 18})$$

$$h_{L,aus}^* = f(t_{L,aus}) \quad (Gl. 19)$$

aus Tabelle [5, p. 344] wird $t_{L,aus}$ abgelesen.

In der folgenden Tabelle werden sowohl die Kühlleistung des Naturzugkühlturms als auch die oben genannten Betriebsdaten ermittelt:

Tabelle 7: Die Betriebsdaten im Naturzugkühlturm 3

| Zeit | ΔT [K] | $Q_{KT,ges}$ [kW] | r_w [Wh/kg] | $\dot{m}_{W,ein}$ [Kg/s] | $\dot{m}_{W,Verd.}$ [t/h] | $\dot{m}_{W,Zus.}$ [t/h] | $\dot{m}_{W,Abschl.}$ [t/h] | $\dot{m}_{Luft,ein.}$ [t/h] |
|----------|-------------------|----------------------|------------------|-----------------------------|------------------------------|-----------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| 27.05.20 | 4 | 10413 | 650 | 622,0 | 11,21 | 13,2 | 2 | 991 |
| 09.07.20 | 3,9 | 10150 | 650 | 621,9 | 10,93 | 12,9 | 1,9 | 925 |
| 06.08.20 | 3,8 | 9882 | 650 | 616,2 | 10,64 | 12,5 | 1,9 | 827 |
| 11.08.20 | 4,3 | 11182 | 650 | 616,8 | 12,04 | 14,2 | 2,1 | 1009 |
| 12.08.20 | 3,5 | 9096 | 650 | 617,7 | 9,80 | 11,5 | 1,7 | 774 |
| 27.08.20 | 6 | 15628, | 650 | 616 | 16,80 | 19,8 | 3,0 | 992 |

Beispiel:

Die Umgebungsluft hat eine Temperatur von 20 °C und eine Feuchte von $\varphi_2 = 0,6$, $p_1 = 100 \text{ kPa}$, $p_{s1} = 2337 \text{ Pa}$ (für 20 °C). Wie groß ist die Enthalpie h und die absolute Feuchte X ?

$$X_1 = 0,622 \text{ kg/kg} \frac{2337 \text{ Pa}}{\frac{100000 \text{ Pa}}{0,6} - 2337 \text{ Pa}} = 0,0088 \text{ kg/kg}$$

Für ungesättigte feuchte Luft ($\varphi_2 < 1$):

$$h_1 = C_{P,L,tr} * t_1 + X_1 (C_{P,D} * t_1 + \Delta h_V)$$

$$h_1 = 1,005 * 20 + 0,0088(1,86 * 20 + 2500) = 42,42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{Luft}}$$

In der folgenden Tabelle 8 wird einen Leistungsvergleich des KT zwischen dem Jahr 1984 (nach der Sanierung) und dem Jahr 2020 (als die vorliegende Arbeit entstand) gezeigt.

Tabelle 8: Leistungsvergleich des NZKT (ROMONTA) zwischen Jahr 1984 (nach Sanierung) und Jahr 2020

| | 1984 (nach Sanierung) | 2020 (Mittelwert) |
|--|-----------------------|-------------------|
| Wasserdurchsatz [t/h] | 2580 | 2176 |
| Kühlleistung (Wärmeabgabe) [kW] | 22495 | 14925 |
| Kühlzonenbreite [K] | 7,5 | 5,9 |
| Außenlufttemperatur [°C] | 12 | 19,1° |
| relative Luftfeuchtigkeit [%] | 70 | 59 ⁸ |
| Windgeschwindigkeit [m/s] | 4 | 8 |

3.5 Ermittlung der Toluoldampfmengen und Kühlleistung für jeden Kühler

3.5.1 Kühler der Baustufe 1-3

3.5.1.1 Kühler 17

Durch die Analyse und Gesamtbilanz der Verdampferanlage wurden die Gesamtdampfmengen, die zum Kondensieren in den Kühler 17⁹ gehen, bestimmt.

Bei dem Kühler Nr. 17 ist eine Bilanzierung der Toluoldampfmenge problematisch, weil ein Teil des Toluoldampfes zum Vorwärmen der Wachslösung¹⁰ in der ersten Stufe der Vorverdampfung verwendet und dort kondensiert wird (der Kondensatanteil ist abhängig von der Wachslösungstemperatur), bevor er zum Toluolkesselkondensat abgeleitet wird.

Bei der Bilanz in der Vorverdampferanlage (siehe Anlage 11) kann nur die Gesamtmenge des Toluoldampfes bestimmt und mit der folgenden Gleichung eine Menge von 33 t/h errechnet werden:

⁸ Zum Zeitpunkt der ersten Datenerhebungen durch den Autor wurde die relative Luftfeuchtigkeit nicht berücksichtigt. Erst bei den letzten drei Messungen im August 2020 flossen diese in die Betrachtung mit ein.

⁹ Siehe Übersicht über die von April bis August 2020 erfassten Messdaten in Anlage 1

¹⁰ Die Temperatur der Wachslösung im Vorwärmer ist zwischen 60 und 70 Grad Celsius.

$$\dot{m}_{TD,ges.} = \dot{m}_{TK} + \dot{m}_{TD} = 33 \text{ t/h} \quad (\text{Gl. 20})$$

Um die zum Kühler 17 abgeleitete Toluoldampfmenge zu bestimmen, ist der Kühler mittels folgender Formeln zu bilanzieren.

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{Q}_{Warmtoluol} \quad (\text{Gl. 21})$$

Die Wärmeleistung kann als Produkt von Massestrom, der spezifischen Wärmekapazität und der Temperaturdifferenz, errechnet werden (Gl. 22). Für $c_{p,w}$ (20 °C, 1 atm), 5.7 K Temperaturdifferenz und einem Durchfluss von 421 t/h ergibt sich ein Wert von 2790 kW.

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{m}_{KW} * C_{P,W} * \Delta T_{KW} \quad (\text{Gl. 22})$$

Bei Toluol findet bei Kühlung von 111 °C auf 45 °C eine Dampf-Phase, Übergang-Phase und Kondensat-phase statt, diese werden gemäß Formel 23 berücksichtigt und damit wird die Toluoldampfmenge berechnet.

$$\dot{Q}_{KW} = \dot{Q}_{TD} + \dot{Q}_{Phasenübergang} + \dot{Q}_{TK} \quad (\text{Gl. 23})$$

$$\dot{Q}_{TD} = \dot{m}_{TD} * C_{P,T,D} * \Delta T_{111-110,6^{11}C}$$

$$\dot{Q}_{\text{Übergangsspha}} = \dot{m}_T * \Delta H_V \quad (\text{Gl. 24})$$

$$\dot{Q}_{TK} = \dot{m}_{TK} * C_{P,TK} * \Delta T_{110,6-45C}$$

$$\dot{m}_{TD \text{ zum Kühler 17}} = 20,99 \text{ t/h}$$

¹¹ Siedepunkt vom Toluol = 110,6 °C

In der folgenden Tabelle 9 wird zuerst die gesamte eingedampfte Toluolmenge durch Bilanzierung der VDA ermittelt.

Tabelle 9: Die gesamte Toluolmenge als Kondensat und Dampf

| Datum | $\dot{m}_{TD, ges.}$ [kg/h] | \dot{m}_{TD} [kg/h] | \dot{m}_{TK} [kg/h] |
|----------|--------------------------------|--------------------------|--------------------------|
| 20.05.20 | 33419 | 20993 | 12425 |
| 27.05.20 | 31919 | 21829 | 10090 |
| 07.07.20 | 31035 | 20862 | 10173 |
| 09.07.20 | 31072 | 17882 | 13190 |

Wie in Tabelle 9 zu erkennen ist, werden zwischen 30 % und 40 % der gesamten eingedampften Toluolmenge $\dot{m}_{TD, ges.}$ in der Vorverdampferanlage für das Vorwärmen der Miscella verwendet und als Toluolkondensat \dot{m}_{TK} zum Toluolbehälter abgeführt.

Bei der Ermittlung der minimalen und maximalen Toluoldampfmenge \dot{m}_{TD} die zum Kondensieren in den Kühler 17 fließt, wurden die in Tabelle 10 dargestellten Ergebnisse erzielt:

Tabelle 10: minimale und maximale Werte Kühler 17

| Kühler 17 | Minimal | Maximal |
|---------------------------------|--------------|--------------|
| ΔT_T [K] | 111 → 42 | 113 → 42 |
| $\Delta H_{V,T}$ [kJ/kg] | 363 | 363 |
| $C_{P,TK}$ [kJ/kg. K] | 1,7 | 1,7 |
| $C_{P,TD}$ [kJ/kg. K] | 1,5 | 1,5 |
| \dot{m}_{TD} [kg/h] | 17882 | 22000 |
| \dot{Q}_{TK} [kW] | 579 | 713 |
| \dot{Q}_{TD} [kW] | 1 | 22 |
| $\dot{Q}_{Phasenübergang}$ [kW] | 1803 | 2218 |
| $\dot{Q}_{RWÜ 17}$ [kW] | 2383 | 2953 |

Die maximale Leistung beträgt 2953 kW für 22 t/h Toluol, die minimale hingegen 2383 kW für 17,88 t/h Toluol.

3.5.1.2 Kühler 18

Kühler 18¹² wird auch als Restverdampferkühler bezeichnet, weil der im flüssigen Wachs verbleibende Toluolanteil sowohl durch indirekte als auch direkte Erhitzung mittels Wasserdampfes eingedampft und zum Kühler 18 abgeleitet wird. Bei diesem Gemisch handelt es sich um ein Azeotrop. Da der Dampf also aus zwei Stoffen (56% Wasserdampf und 44% Toluoldampf) besteht, liegt der Siedepunkt bei 84,1 °C. Die Stoffdaten wie C_p und ΔH_V wurden mit Hilfe des Programms CHEMCAD ermittelt. Die Gleichungen und der Rechenweg entsprechen den für Kühler 17 genannten; im Unterschied zu diesen handelt es sich hierbei jedoch um ein Gemisch und eben nicht um reines Toluol.

In der folgenden Tabelle 11 wird die minimale und maximale Menge des Toluol-Wasserdampf-Gemischs, die zum Kondensieren im Kühler 18 (RWÜ 18) fließt, ermittelt.

Tabelle 11: minimale und maximale Werte Kühler 18

| Kühler 18 | Min. | Max. |
|---------------------------------|-------------|-------------|
| ΔT_{TWDG} [K] | 133 → 42,5 | 130 → 44 |
| $\Delta H_{V,TWDG}$ [kJ/kg] | 1460 | 1460 |
| $C_{P,TWKG}$ [kJ/kg. K] | 3,06 | 3,06 |
| $C_{P,TWDG}$ [kJ/kg. K] | 1,74 | 1,74 |
| \dot{m}_{TWDG} [kg/h] | 4612 | 4955 |
| \dot{Q}_{TWKG} [kW] | 170 | 173 |
| \dot{Q}_{TWDG} [kW] | 108 | 108 |
| $\dot{Q}_{Phasenübergang}$ [kW] | 1870 | 2010 |
| $\dot{Q}_{RWÜ\ 18}$ [kW] | 2148 | 2290 |

¹² Siehe Übersicht über die von April bis August 2020 erfassten Messdaten in Anlage 2

3.5.1.3 Kühler 15

Da die Toluoldampfmenge in diesem am Ende der zweiten Stufe der Restverdampfung stehenden Kühler (Wasserdampfmenge ca. 350 bis 550 kg/h) naturgemäß sehr klein ist (5 bis 50 kg/h),¹³ wird sie vereinfachend als reiner Wasserdampf betrachtet und die Stoffdaten des Wassers zur Berechnung der Minimal- und Maximalkühlleistung verwendet.

Tabelle 12: minimale und maximale Werte für den Kühler 15

| Kühler 15 | Minimal | Maximal |
|---------------------------------|------------|------------|
| ΔT_{WD} [K] | 114 → 35 | 114 → 35 |
| \dot{V}_W [m ³ /h] | 40 | 50 |
| $\Delta H_{V,WD}$ [kJ/kg] | 2250 | 2250 |
| \dot{m}_{TWDG} [kg/h] | 425 | 550 |
| $\dot{Q}_{RWÜ 15}$ [kW] | 300 | 395 |

3.5.1.4 Summe Kühlleistung der Kühlerbühne Baustufe (Bst.) 1-3

Die hier mitgeteilten Werte wurden am 27. Mai (max.) und am 9. Juli 2020 (min.) gemessen. Da die Kühler 17 und 18 miteinander verbunden sind, wird in der Regel immer einer der beiden Kühler belastet, während der andere entlastet wird (siehe Anlagen 1, 2 und 3).

$$\sum \dot{Q}_{Baustufe\ 1-3} = \dot{Q}_{RWÜ\ 17} + \dot{Q}_{RWÜ\ 18} + \dot{Q}_{RWÜ\ 15} \quad (Gl. 25)$$

Mit den Werten aus Tab. 10 bis 12 ergibt sich für die Summe der minimalen und maximalen Kühlleistung der Baustufe 1-3 ein Wert zwischen 5100 – 5400 kW.

3.5.2 Kühlerbühne Bst. 4

Kühler 22 dient als Sicherheitskühler und wird mit Kühlwasser eines Volumenstroms von ca. 13 m³/h betrieben. Beim Kühler 25 handelt es sich um eine Reserve. Der Volumenstrom des Kühlwassers beträgt hier ca. 20 m³/h.

¹³ Siehe Übersicht über die von April bis August 2020 erfassten Messdaten in Anlage 3

3.5.2.1 Kühler (WT) 23

Die Kühlleistung wird mit Hilfe der Gl. 22 berechnet.

Tabelle 13: Kühlleistung vom Kühler 23

| Kühler 23 | \dot{V}_{KW} [m ³ /h] | \dot{m}_{KW} [kg/s] | ΔT_{KW} [K] | \dot{Q}_{KW} [kW] |
|-----------|------------------------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|
| | 260 | 72,2 | 3,5 | 1057,9 |

3.5.2.2 Kühler 24

Dieser ist für die Entharzung gedacht und gehört zur Baustufe 4. Die Kühlleistung wird mit Hilfe der Gl. 22 berechnet.

Tabelle 14: Kühlleistung vom Kühler 24

| Kühler 24 | \dot{V}_{KW} [m ³ /h] | \dot{m}_{KW} [kg/s] | ΔT_{KW} [K] | \dot{Q}_{KW} [kW] |
|-----------|------------------------------------|-----------------------|---------------------|---------------------|
| | 180 | 50 | 10 | 2092,5 |

3.5.2.3 Summe Kühlleistung der Kühlerbühne Bst. 4

$$\sum \dot{Q}_{KB-4} = \dot{Q}_{RWÜ 23} + \dot{Q}_{RWÜ 24} \quad (Gl. 26)$$

$$\sum \dot{Q}_{Bst. 4} = 1057,9 + 2092,5 = \mathbf{3150,4 \text{ kW}}$$

In der Dispersionswachsanlage (DW50) befindet sich ein Plattenwärmetauscher (PWT), der täglich 18 Chargen Toluol kühlt. Der Kühlwasserzufluss ist dennoch kontinuierlich auf ca. 120 m³/h eingestellt. Außerdem werden zwei Kältemaschinen (KM) betrieben, von denen jeweils eine für die Spezialwachsanlage und die Entharzung verwendet wird. Die Kühlleistungen der PWT und KM können Herstellerangaben entnommen werden und sind in Tab. 15 gelistet.

Tabelle 15: Herstellerangaben von den Kühlleistungen der PWT und KM

| $\dot{Q}_{PWT,DW50}$ | $\dot{Q}_{KM,DW50}$ | $\dot{Q}_{KM,Entharzung}$ |
|----------------------|---------------------|---------------------------|
| 92 [kW] | 60 [kW] | 60 [kW] |

3.5.3 Kühler 01 (RWÜ 01)

Tabelle 16: Die Kühlleistung des Kühlers 01

| Kühler 01 | |
|--------------------|-------------------------|
| \dot{m}_{TWDG} | 24 [t/h] |
| \dot{V}_{KW} | 550 [m ³ /h] |
| ΔT_{KW} | 7,5 [K] |
| $\dot{Q}_{RWÜ 01}$ | 4785 [kW] |

3.5.4 Die benötigte Kühlleistung für die gesamte Anlage

Die gesamte Kühlleistung (KL) alle RWÜ in der gesamten Anlage, die das Kühlwasserkreislaufsystem belasten, wird wie folgt ermittelt:

$$\begin{aligned}\Sigma \dot{Q}_{KL,min.} = & \Sigma \dot{Q}_{Baustufe\ 1-3} + \Sigma \dot{Q}_{KB-4} + \dot{Q}_{PWT,DW50} + \dot{Q}_{KM,DW50} \\ & + \dot{Q}_{KM,Entharzung} + \dot{Q}_{RWÜ01}\end{aligned}$$

Mit den Werten aus Tab. 10 bis 16 ergibt sich die Summe der minimalen und maximalen Kühlleistung der gesamten Anlage ein Wert zwischen 13250 – 13550 kW. Die durch das Kühlwasser aufgenommene Wärme wird über den Kühlturm an die Umgebung abgegeben.

3.6 Zusammenfassung der Bestandsaufnahme

Nach der Bilanzierung der Kühlleistung der MWF ergab sich eine benötigte Kühlleistung der gesamten Anlage von 13250 – 13550 kW. Um diese Kühlleistung zu gewährleisten, gibt es die Baustufen 1-3 und 4, einen Kühler in der Extraktionsanlage und zwei Kältemaschinen. Die so aufgenommene Wärme wird dann anschließend an die Umgebung über den Naturzugkühlturm abgegeben.

Im Folgenden wird nur die Baustufe 1-3 näher betrachtet und hinsichtlich der Verbesserungsmöglichkeiten beurteilt. Die Kühlleistung dieser Baustufe beträgt 5100 – 5400 kW. Mit einem Kühlleistungsanteil von ungefähr 40 % ist diese Baustufe die am meisten beanspruchte Kühlerbaugruppe in der MWF.

Die Baustufe 1-3 besteht aus fünf Kühlern. Dabei sind die Kühler 15, 17 und 18 die wichtigsten in der Baustufe. Der Kühler 13 ist ein Sicherheitskühler und der Kühler 16 ist als Reserve vorhanden. Daher wird für die weitere Betrachtung der Baustufe 1-3 nur auf die Hauptkühlbauteile eingegangen, wobei der Kühler 15, der den Kühlwasserkreislauf am wenigsten belastet, hierbei vernachlässigt werden kann.

Um die benötigte Kühlleistung bei Kühler 17 zu bestimmen, muss die Toluoldampfmenge (warmes Medium), die zum Kondensieren abgeleitet wird, ermittelt werden. Dieser Wert liegt zwischen 17,88 – 22,00 t/h und stammt aus der Rechnung und der Bilanz der VDA (siehe Anlagen 1 und 4). Die Schwankung der Toluoldampfmengen ist bei diesem Kühler abhängig von der Wachskonzentration in der eingespeisten Wachslösung (Wachsgehalt = 3,5 – 7 Ma%) und dem Wachslösungsvolumen, das zur VDA gefördert wurde. Wenn mehr Wachslösung in die VDA gefahren wird, dann erreicht die Vorverdampferanlage eine geringere Eindickung. Da in dieser Stufe nicht so viel Toluol eingedampft wird, wird der Kühler (Kondensator) 17 entlastet, d.h. die Toluoldampfmenge beträgt bei der größtmöglichen Wachslösungsmenge im Vorverdampfer nur 17,88 t/h. Bei geringeren Wachslösungsmengen verhält es sich entsprechend umgekehrt, das heißt hier kann die Toluoldampfmenge bis zu 22 t/h betragen. Wird Kühler 17 jedoch entlastet, dann wird in der ersten Stufe der Restverdampfung der Kühler 18 stärker belastet. Alle Kühler geben die Wärmeenergie an das Kühlwasser ab, das in den Kühlturm mündet. Dort wird es heruntergekühlt und wieder in den Prozess eingespeist.

Im Kühlturm: Die Verdunstungs- und Sprühverluste (ohne Abflutungs- und Kreislaufverluste) betragen im neuen Zustand laut Kühlturmhersteller ca. 0,95% bis 1,60% des Wasserdurchsatzes, wobei diese Menge je nach Luftfeuchtigkeit, Wassereintrittstemperatur und Kühlerbauart schwankt. Entgegen den Herstellerangaben zum Kühler (nach der Sanierung 1984) wurden im August 2020 deutlich niedrigere Verdunstungs- und Versprühverluste von ca. 0,44% bis 0,75% gemessen (siehe Anlagen 9 und 10). Das heißt, dass die Leistung des KT sich von 22495 auf 14925 kW verschlechtert hat (siehe Tab. 8). Der Grund dafür sind Ablagerungen im Rieselkanal bzw. zwischen den Kühleinbauflächen, die zu Verstopfungen führen und die Leistung des Kühlturmes aufgrund der Verkleinerung der Kühlaustauschfläche erheblich beeinträchtigen. Gleiches gilt auch für Ablagerungen im Wassersprühverteiler, denn auch hier sind Verstopfungen möglich.

Die Rücklaufftemperatur zum KT sowie die Umgebungstemperatur spielen dabei eine dominante Rolle: Bei höherer Rücklaufftemperatur steigt die Verdunstung und damit auch der Kühleffekt. Die Rücklaufftemperatur zum KT sollte 50 °C nicht überschreiten, um eine höhere Eindickungszahl (EZ) (größere als 5) zu vermeiden. Wenn dies gegeben ist, sinkt der Zusatzwasserbedarf. Außerdem verursacht eine EZ höher als 5, bedingt durch die Steigerung des Chloridgehalt im umlaufenden Wasser Korrosion. Zudem muss warmes Zusatzwasser im Kühlturmbecken hinzugefügt oder auch ein Teil des warmen Kühlwasserrücklaufs durch einen Bypass in die Kühlturmtrasse abgeleitet werden.

Durch die Bestandsaufnahme wurde festgestellt, dass die geforderte Kühlwassermenge zu hoch ist, denn die vorhandene Korrosion in den Kühlern (Abb. 15, 16 und 17) führt zu Verstopfungen und damit zu einer geringeren Wärmeaustauschfläche, wodurch sich die Kühlleistung verringert. Es resultiert ein erhöhter Kühlwasserbedarf, um die erforderliche Kühlleistung zu erzielen. Aufgrund des Alters der RWÜ und der damit verbundenen Korrosion bzw. dem Materialverschleiß sind teilweise bis zu 5 Prozent der Wärmeübertragerfläche abgeblendet und mindern dadurch die Leistung der RWÜ.

Im jetzigen Zustand wird der Kühlkreislauf übermäßig belastet, weil die Austrittstemperatur des Toluols und des Toluol-Wasserdampf-Gemisches zu gering ist. Durch die anschließende Erhitzung des Toluols in der Extraktionsanlage auf 95 °C verursacht dies doppelte Verluste.

Idealerweise sollte die Austrittstemperatur des Toluol-Wasserdampf-Gemisches bei ca. 60 °C liegen. Bei höheren Temperaturen steigt die Verdunstungsmenge des Gemisches an, was wiederum zu einem Überdruck im System führt. Deswegen gibt es das sogenannte Gaspendelsystem, welches einen leichten Unterdruck aufrechterhält (es saugt die entstehenden Dämpfe aus dem gesamten Prozess an, um Überdruck zu vermeiden), weil Armaturen wie Dichtung und Pumpen einem beständigen Überdruck nicht dauerhaft standhalten können. Anschließend darf kein Toluoldampf in die Luft gelangen.

Die Temperaturerhöhungen des Kühlwassers nach jedem Kühler liegen zwischen 2 und 6 K (siehe Anlagen 1 und 2). Dies zeigt keine optimale Anpassung der erforderlichen Kühlleistung und eingesetzten Kühlwassermenge, weil der

Naturzugkühlturm 3 bei jetziger Kühlwassermenge (ca. 2200 m³/h) bis 8 K abkühlen könnte.

Abgesehen vom schlechten Zustand der Kühler, des KT und der Rohrleitung gibt es zwei Möglichkeiten, um die Kühlwassermenge zu reduzieren:

- 1) Erhöhung des Temperaturunterschieds zwischen dem Vorlauf zur VDA und dem Rücklauf zum KT
- 2) Abkühlen des wärmeren Mediums auf 60 °C anstatt 45 °C.

Daraus folgt eine Reduzierung der geforderten Kühlwassermenge und ein besserer Kühleffekt im Kühlturm.

Die folgenden Abbildungen zeigen die Verstopfung und Korrosion im Kühler 15.



Abb. 17: Jetziger Zustand des Kühlers 15 mit Verstopfung und Korrosion.



Abb. 16: vergrößertes Bild von Kühler 15



Abb. 18: vergrößertes Bild von Kühler 15



Abb. 15: Der jetzige Zustand der Rohrleitung

4 Möglichkeiten zur Optimierung der Kühlerbühne Bst. 1–3

Nachdem in den vorangegangenen Abschnitten der gesamte KWKL der ROMONTA GmbH beschrieben und bilanziert worden ist, geht es im Folgenden darum, zu ermitteln, unter welchen Bedingungen und durch welche Maßnahmen die Ausgangstemperatur des warmen Mediums aus den Kühlern auf 60 °C erhöht werden kann, um das aufwendige Erhitzen des Toluols vor der Extraktion auf ein energieeffizientes Maß zu reduzieren.

Auf Grundlage der erhobenen Messdaten und mittels Bestimmung des Wachsgehaltes in der Miscella über den Zeitraum Mai bis August 2020 konnte die Leistungsfähigkeit der einzelnen Kühler vor der Optimierung bilanziert werden (siehe Anlagen 4 und 5).

Die folgende Tabelle 17 zeigt die Kühlleistung, die Kühlwassermenge und die Dampfmenge für alle Kühler vor der Optimierung:

Tabelle 17: Bst 1-3 vor der Optimierung

| 27.05.20 | Kühler 17 | Kühler 18 | Kühler 15 |
|--------------------------|------------------|------------------|------------------|
| \dot{m}_{TD} [t/h] | 22 | 4,6 | 0,55 |
| \dot{V}_{KW} [m³/h] | 420 | 490-500 | 41 |
| $\dot{Q}_{KW,alt}$ [kW] | 2953 | 2148 | 395 |
| $\dot{Q}_{KW,ges.}$ [kW] | 5496 | | |

Während die Leistungsfähigkeit und Energieeffizienz der Kühler 17 und 18 optimiert werden kann, ist dies beim Kühler 15 mit einem zu geringen Wasserdurchsatz von 40 m³/h (im Vergleich zu 420 m³/h bei Kühler 17 bzw. ca. 500 m³/h bei Kühler 18) kaum möglich, da die Differenz wenig signifikant (ca. 5 m³/h) ist.

Tabelle 18: Zweite Stufe Restverdampfung – Kühler 15 vor und nach der Optimierung

| | $\dot{m}_{T-W-Gemisch}$ [Kg/h] | $\dot{Q}_{KW,Neu}$ [kW] | \dot{V}_{KW} m³/h | |
|-------------|-----------------------------------|----------------------------|---------------------|-----|
| | | | Neu | Alt |
| Min. | 425 | 300 | 30 | 38 |
| Max. | 550 | 395 | 38 | 41 |

Für die Kühler 17 und 18 lassen sich auf rechnerischem Wege Optimierungsmöglichkeiten finden.

Kühler 17 ermöglicht die Berechnung der Leistung des warmen Mediums und die resultierende Leistung des kalten Mediums, woraus eine neue Volumenmenge an Kaltwasser resultiert:

$$\dot{Q}_{max,neu,warm} = \dot{Q}_{max,neu,kalt}$$

Die neue maximale Kühlwasserleistung wird dann wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{max,neu} = \dot{m}_{max,TK} * C_{P,TK} * \Delta T_{TK} + \dot{m}_{max,TD} * C_{P,TD} * \Delta T_{TD} + \dot{m}_{max,TD} * \Delta H_{V,T}$$

Die Ausgangstemperatur des Toluols aus Kühler 17 soll nunmehr 60 °C, anstatt den ursprünglichen 45 °C, betragen. Dazu ist zunächst die Leistung des Kühlers zu ermitteln:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{22000}{3600} \right) \frac{kg}{h} * 1,7 \frac{kJ}{kg * K} * (110,6 - 60)K + \left(\frac{22000}{3600} \right) \frac{kg}{h} * 1,5 \frac{kJ}{kg * K} \\ & * (112 - 110,6)K + \left(\frac{22000}{3600} \right) \frac{kg}{h} * 360 \frac{kJ}{kg} = \mathbf{2757 kW} \end{aligned}$$

Als nächstes wird die neue Wassermenge anhand der folgenden Gleichung berechnet:

$$\dot{m}_{Wasser,neu} = \frac{\dot{Q}_{Wasser,neu}}{C_{P,Wasser} * \Delta T_{Kühler 17}}$$

Der Kühlturm kann laut Herstellerangabe Kühlwasser im Umfang von 2200 m³/h um bis zu 8 K abkühlen. Um eine verdunstungsbedingte hohe Eindickungszahl zu vermeiden, sollte die Höchsttemperatur des in ihn eingespeisten Kühlwassers 50 °C nicht überschreiten. Diese Parameter bilden den Rahmen für die im Folgenden aufgestellten hypothetischen Berechnungen zur Ermittlung der minimalen bzw. maximalen Wassermenge, die nötig ist, um den Toluoldampf, der durch den Kühler läuft, von 130 °C (Eingangstemperatur) auf höchstens 60 °C (Ausgangstemperatur) abzukühlen. Ausgehend von der durchschnittlichen Kühlleistung von 2 bis 6 K, soll dabei eine Temperaturdifferenz von 7 und 8 K angenommen werden. Durch die Reduktion der Wassermenge von 2200 auf 1650 m³/h kann der Kühlturm das Kühlwasser entsprechend leichter herunterkühlen, sodass theoretisch auch ein Temperaturunterschied von 9 K denkbar ist:

$$\dot{m}_{Wasser,neu} = \left(\frac{2757 \text{ kW}}{4,185 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * 7 \text{ K}} \right) * 3600 \text{ s} = 338801 \text{ kg/h}$$

$$\rightarrow \dot{V}_{Wasser,neu,max} = 338,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

Die minimale Kühlleistung beträgt:

$$\dot{Q}_{Wasser,neu,Min.} = 2241 \text{ kW}$$

$$\dot{V}_{Wasser,neu,min} = 275,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Im Vergleich zum alten Wert: $\dot{V}_{Wasser,alt} = 420 \text{ m}^3/\text{h}$

Hier wird mindestens $\dot{V} = 81,3 \text{ m}^3/\text{h}$ gespart.

Hier wird maximal $\dot{V} = 144,7 \text{ m}^3/\text{h}$ gespart

Die Ermittlung des Optimierungsgrades für Kühler 18 erfolgt mittels derselben Gleichung wie für Kühler 17, wobei die Ergebnisse nicht identisch ausfallen, da es sich bei den in Kühler 18 eingebrachten Stoffen um ein Toluol-Wasser-Gemisch handelt. Basierend auf dieser Kalkulation lässt sich der Optimierungsgrad wie folgt darstellen:

Tabelle 19: Die maximale Kühlwassermenge und Kühlleistung nach der Optimierung für Kühler 17, 18 und 15

| 27.05.20 | Kühler 17 | | Kühler 18 | | Kühler 15 | |
|---|-----------|------|-----------|-------|-----------|------|
| | Alt | Neu | Alt | Neu | Alt | Neu |
| \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 7 \text{ K}$ [m ³ /h] | 420 | 339 | 500 | 251,4 | 41 | 38,5 |
| \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 8 \text{ K}$ [m ³ /h] | 420 | 296 | 500 | 219,9 | 41 | 38 |
| \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 9 \text{ K}$ [m ³ /h] | 420 | 263 | 500 | 195,5 | 41 | 38 |
| $\dot{Q}_{KW,neu}$ [kW] | | 2757 | | 2046 | | 395 |
| $\dot{Q}_{KW,ges.}$ [kW] | 5248 | | | | | |

Summiert man nun die Wassermenge jedes Kühlers (Kühler 13/Sicherheitskühler mit 60 m³/h, Wasserverluste zur Gießmaschine mit ca. 5 m³/h, Kühler 15, 17 und 18), so erhält man die gesamte zur Verdampferanlage bzw. Kühlerbühne Bst. 1–3 geführte Kühlwassermenge (siehe Anlagen 6, 7 und 8).

Der Volumenstrom für die VDA liegt nach jetzigem Stand zwischen 1000 und 1035 m³/h.

In der folgenden Tabelle wird der neue Volumenstrom für die VDA nach der Optimierung ermittelt. Dabei werden die Temperaturunterschiede zwischen Ein- und Ausgang des Kühlwassers an allen RWÜ der VDA gezeigt.

Tabelle 20: Gesamteinsparungspotenzial an Wasser in der Kühlerbühne Bst. 1–3 nach der Optimierung

| Gesamte KW-Menge zur VDA | Min. | Max. | Sparmenge |
|---|-------------|-------------|------------------|
| $\dot{V}_{KW,ges.}$ [m ³ /h] bei $\Delta T = 7$ K | 628 | 693 | 325 - 392 |
| $\dot{V}_{KW,ges.}$ [m ³ /h] bei $\Delta T = 8$ K | 562 | 619 | 400 - 460 |
| $\dot{V}_{KW,ges.}$ [m ³ /h] bei $\Delta T = 9$ K | 511 | 562 | 457 - 510 |
| $\dot{Q}_{KW,neu}$ [kW] | 4630 – 5175 | | |

Die Toluoldampfmengen in den RWÜ der Verdampferanlage (VDA) sind von der geforderten Miscellenmenge und ihrem Wachsgehalt abhängig. Der Toluoldampf und das Toluol-Wasserdampf-Gemisch, welche eine Temperatur von mindestens 112°C haben, werden bis auf ca. 45°C abgekühlt. Da das reine Toluol nochmal in den Kreislauf zurückgeführt wird, muss es erneut auf 95°C erwärmt werden (siehe auch Seite 45), um anschließend dem Extraktionsprozess zur Verfügung zu stehen. Diese zweite Erwärmung mit anschließender Abkühlung erfordert einen hohen zusätzlichen Energiebedarf. Effizienter wäre ein Herunterkühlen auf ≤ 60 °C, um Überdruck im Gassystem zu vermeiden.

Die Kühlzonenbreite (also die Differenz zwischen Eingangs- und Ausgangstemperatur) des Naturzugkühlturmes liegt laut Hersteller zwischen 7 und 8 K. Die zurzeit genutzte Kühlzonenbreite liegt zwischen 3,5 und 5,9 K. Hier kann eine Optimierung stattfinden, beispielsweise indem man das System der Rohrleitungen im Kühlwasserkreislauf mit den jeweils aus der VDA kommenden Toluol- bzw. Toluol-Wassergemisch-Mengen bilanziert. Beispielsweise könnte der Volumenstrom des Wassers im

Kühlwasserkreislauf verringert werden (von ca. 2200 auf etwa 1650 m³/h), wodurch eine bessere Kühlung im Kühlturm erzielt würde.

Außerdem ließe sich dadurch auch eine der beiden zurzeit im Einsatz befindlichen energieintensiven Pumpen einsparen um damit, neben Energiekosten, auch Wartungskosten reduzieren. Dieser Vorschlag birgt allerdings ein Risiko in sich: Bei gleichbleibendem Hauptrohrleitungsdurchmesser lässt die Strömungsgeschwindigkeit nach, was Algen- und Legionellenbildung und -wachstum in sogenannten toten Ecken begünstigt. Durch diese Ansammlung organischer Masse wird die Korrosion der Rohrleitung beschleunigt, woraus wiederum ein hoher Druck- und Energieverlust sowie die starke Abnutzung der Rohrleitung und ein möglicher Rohrbruch resultieren (siehe Abb. 18). Dies lässt sich bei gleichbleibenden Rohrleitungen dadurch verhindern, dass geringere Wassermengen eingespeist werden, denn damit erhöht sich die Rücklauftemperatur des Kühlwassers, wodurch das Algen- und Legionellenwachstum stark verringert bzw. ganz verhindert werden. Mit abnehmendem Wasservolumenstrom (größere Verweilzeit), nimmt die Temperaturdifferenz zwischen den Strömen ab, wodurch eine geringere Abkühlung des Toluolstroms resultiert. Falls damit eine Temperatur von ≤ 60 °C (Vermeidung Überdruck) des Toluolstroms eingehalten werden kann, stellt dies eine mögliche Optimierung da, weil bei der späteren Erhitzung auf 95 °C Wärmeenergie eingespart werden kann.

In Zukunft ist darauf zu achten, dass die großen Rohrleitungen in diesem Bereich bei Reparaturen durch solche mit geringerem Durchmesser ausgetauscht werden. Zurzeit beträgt die Strömungsgeschwindigkeit (ω) 1 und 2 m/s (siehe Tabelle 21), nötig wären aber zwischen 3 und 4 m/s. Zur Ermittlung des optimalen Rohrleitungsdurchmessers kann folgende Formel verwendet werden:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{KW}}{\pi \cdot \omega}} \quad (\text{Gl. 27})$$

Der neue Durchmesser nach der Rechnung beträgt DN300 und DN400 mm.

Ein schrittweiser Austausch dürfte dabei weniger kostenintensiv sein als ein sofortiger vollständiger Austausch des gesamten Rohrleitungssystems.

Die Rohrleitung, die zur VDA verlegt wurde, hat unterschiedliche Durchmesser.

Die Größen werden in der folgenden Tabelle (21) benannt:

Tabelle 21: Jetzige Strömungsgeschwindigkeit in den Rohrleitungen, die nur zur und aus der VDA verlegt wurden.

| Durchmesser (d) [mm] | Volumenstrom zur VDA [m³/h] | Geschwindigkeit [m/s] |
|-------------------------|--------------------------------|--------------------------|
| 400 | 1020 | 2,26 |
| 500 | 1020 | 1,44 |
| 600 | 1020 | 1 |

Nach der Optimierung werden die folgenden neuen Wassermengen und die neue Strömungsgeschwindigkeit (ω) mit der Gleichung 28 berechnet:

$$\omega = \frac{\text{Volumen}}{\text{Fläche}} \quad (\text{Gl. 28})$$

Als Beispiel:

$$\omega_1 = \frac{4 * \dot{V}_{KW,1}}{\pi * d^2}$$

$$\omega_1 = \frac{4 * \frac{550 \text{ [m}^3\text{/h]}}{3600 \text{ [s]}}}{\pi * (0,4 \text{ [m]})^2} = 1,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Tabelle 22: Verschiedene reduzierte Durchsatzvolumina mit Strömungsgeschwindigkeiten nach der Optimierung

| d [mm] | $\dot{V}_{KW,1}$ [m³/h] | $\dot{V}_{KW,2}$ [m³/h] | $\dot{V}_{KW,3}$ [m³/h] | ω_1 [m/s] | ω_2 [m/s] | ω_3 [m/s] |
|-----------|----------------------------|----------------------------|----------------------------|---------------------|---------------------|---------------------|
| 400 | 550 | 600 | 700 | 1,22 | 1,33 | 1,54 |
| 500 | 550 | 600 | 700 | 0,78 | 0,85 | 0,99 |
| 600 | 550 | 600 | 700 | 0,54 | 0,59 | 0,69 |

Hier ist zu sehen, dass die Strömungsgeschwindigkeit zu klein und nicht optimal für die Rohrleitung ist. Für den künftigen Austausch der Rohrleitung sollen die folgenden Durchmesser verwendet werden, um tote Ecken innerhalb einer Rohrleitung zu vermeiden. Dabei ist eine Strömungsgeschwindigkeit von 4 m/s anzunehmen:

$$d = \sqrt{\frac{4 * \dot{V}_{KW}}{\pi * \omega}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 550 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{\pi * 4 \left[\frac{m}{s} \right] * 3600[s]}} = 0,221 [m] = 221 [mm]$$

Daraus folgt, dass die zukünftige einen Durchmesser DN250/DN300 verwendet werden sollten.

Für die Sammelrohrleitung (1650 bis 1850 m³/h) sollte ein Durchmesser DN400 verwendet werden.

In dieser Arbeit wurde nur die Verdampferanlage genauer betrachtet und optimiert. Für zukünftige Arbeiten gibt es noch Optimierungsmöglichkeiten für die Extraktionsanlage und für die Kühlerbühne Bst. 4, beispielweise durch Verringerung des Wasserdurchsatzes, denn dadurch würde, mittels zusätzlich verbesserten Kühleffekt im KT, viel Energie eingespart.

Um einen zu hohen Überdruck im Gaspensystem zu vermeiden, fiel die Entscheidung darauf, 60 °C für die Ausgangstemperatur des Toluolkondensates anzustreben. Da höhere Temperaturen zu einer erhöhten Verdunstung führen, würde ein entsprechender Überdruck entstehen, für den das bestehende Gaspensystem nicht ausgelegt ist.

Wieweit soll die Ausgangstemperatur des Toluolkondensates bzw. des Toluol-Wasserkondensat-Gemisches erhöht werden, um einen Überdruck aufgrund der entstehenden Dämpfe im System zu vermeiden? Kann die Ausgangstemperatur des Toluolkondensates bzw. des Toluol-Wasserkondensat-Gemisches noch weiter erhöht werden, um das Einsparpotential zu erhöhen? Diese Fragen können durch weitergehende Untersuchungen geklärt werden.

5 Schlussfolgerung

Das Kühlwassersystem wurde in der Arbeit auf Wärmeüberträger, Kühlwasserkreislauf und Kühlturm reduziert, um sich auf die wesentlichsten energetischen Einsparpotenziale konzentrieren zu können. Untersucht wurde, ob die Ausgangstemperatur des abgekühlten Toluols und die Ausgangstemperatur des Kühlwassers gesteigert werden können, um bessere Kühleffekte im KT zu erzielen und auf diese Weise Betriebskosten zu verringern.

Um den WÜ und Kühlwasserkreislauf zu charakterisieren wurde eine Bilanzierung durchgeführt, die Grundlage für die Ermittlung von Einsparpotenzialen ist. Die Toluoldampfmenge wurde durch die Bilanz der VDA (siehe Anlage 11) berechnet. Zur Optimierung wurde die folgende Formel für jeden Kühler verwendet: $\dot{Q} = \dot{m}_W * c_W * \Delta T$. Steigert man ΔT durch eine Verringerung des Durchflusses, kann ein besserer Kühleffekt im Naturzugkühlturm erzielt werden. Gleichzeitig sollte dazu auch die Wassermenge im Kühlkreislauf reduziert werden. Bei reduzierter Wassermenge sinkt auch automatisch die Pumpenleistung, sodass die Anzahl der Pumpen von 2 auf 1 reduziert werden kann. Um die Wassergeschwindigkeit auch mit einer Pumpe optimal zu halten, muss der Durchmesser der Rohrleitung verkleinert werden. Die veralteten WÜ, deren Korrosionsschutz im Laufe der zurückliegenden Jahrzehnte abgetragen wurde, weisen aufgrund korrodierter kleiner Bündelrohre im Innenraum nur noch eine eingeschränkte Leistungsfähigkeit auf. Sie müssten entsprechend gegen neue WÜ ausgetauscht werden, die den derzeitigen energetischen Normen entsprechen.

6 Literaturverzeichnis

- [1] V. Autoren, „www.efa-chemie.de,“ [Online]. Available: https://www.efa-chemie.de/pdf/kuehlwasser_praesentation.pdf. [Zugriff am 05 10 2020].
- [2] v. Autoren, „www.umweltbundesamt.de,“ [Online]. Available: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/419/dokumente/bvt_kuehlsysteme_vv.pdf. [Zugriff am 05 10 2020].
- [3] J. Weißenburger, „Moderne Wasseraufbereitung. Teil 4: Kühlwasser- und Klimawasseraufbereitung,“ *IKZ-HAUSTECHNIK*, p. 30 ff., 12 2004.
- [4] H.-J. Krabbe, *Kühlkreisläufe im fossil gefeuerten Kraftwerken*, Mannheim, 2013.
- [5] v. Autoren, „Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden (Teil 1),“ Leipzig, 1986.
- [6] „www.kbcdco.tema.org,“ [Online]. Available: <http://kbcdco.tema.org>. [Zugriff am 08 10 2020].
- [7] R. Plank, *Handbuch der Kältetechnik*, Bd. 3, Berlin-Göttingen-Heidelberg: Springer, 1959.
- [8] M. Nitsche, *Nitsche-Planungs-Atlas/ Planung und Berechnung*, Hamburg, Deutschland, 2018.
- [9] P. Berliner, „Natiirlicher Zug,“ in *Kühlturm- Grundlagen der Berechnung und Konstruktion*, Karlsruhe, 1974, p. 144.
- [10] EUROVENT9-5, 2002. [Online]. Available: <https://eurovent.eu/sites/default/files/field/file/Eurovent%20REC%209-5%20-%20Recommended%20code%20of%20practice%20to%20keep%20your%20cooling%20system%20efficient%20and%20safe%20-%20DE.pdf>. [Zugriff am 09 10 2020].
- [11] „www.energie-schweiz.ch,“ 2009. [Online]. [Zugriff am 16 10 2020].
- [12] „kurita.eu/de/ferrocid-dilurit,“ [Online]. [Zugriff am 12 10 2020].
- [13] Dr. Richter, „Servicebericht Kühlwasseranalyse,“ Niederlassung Wittenberg bei Kurita Europe GmbH, 2016.

- [14] MULTI Kühlsysteme GmbH, „<https://images.app.goo.gl/dFgUn795HANVmUGUA>,“ Kühlsysteme, 09 2020. [Online]. Available: <https://images.app.goo.gl/dFgUn795HANVmUGUA>. [Zugriff am 10 09 2020].
- [15] ROMONTA GmbH, Amsdorf, 2004.
- [16] M. Roth, Auslegungskriterien für Nasskühltürme in Kraftwerken, Mannheim: VDI Wissensforum, 2013.
- [17] „Marine Engineering,“ 13 Dezember 2010. [Online]. Available: <https://www.engineering-marine.blogspot.com>. [Zugriff am 01 10 2020].
- [18] „www.sanosil.com,“ [Online]. Available: <https://www.sanosil.com/de/productlines/kuhlkreislauf-kuhlturm/>. [Zugriff am 09 10 2020].
- [19] H. B. u. T. Eisenhut, „Energieeffiziente Kühlsysteme,“ Wien, 20112.
- [20] VDI, VDI-Wärmeatlas, 11 Auflage, © Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [21] G. ROMONTA, „Jahresabschlussbericht Wasserwirtschaft 2014,“ Amsdorf, 2015.
- [22] „Wasseranalysevorschriften,“ Amsdorf, 2003.
- [23] „www.evapcool.de,“ [Online]. [Zugriff am 22 10 2020].

7 Abbildungsverzeichnis

| | |
|--|----|
| Abbildung 1: Flussbild Durchlaufkühlung [Siemens VAI intern]. | 6 |
| Abbildung 2: Offener Kühlkreislauf [3, p. 30]. | 7 |
| Abbildung 3: geschlossener Kühlkreislauf [3, p. 30]. | 8 |
| Abbildung 4: Rohrbündelwärmeübertrager [17]. | 9 |
| Abbildung 5: zwangsbelüfteter Gegenstromkühlturm mit Ventilator [[20, p. 1656]. | 11 |
| Abbildung 6: geschlossener Trockenkühlturm [[8, p. 109]. | 13 |
| Abbildung 7: Schematischer Vertikalschnitt eines Hybridkühlturms, [11]. | 14 |
| Abbildung 8: Schema Kühlwasserkreislauf (ROMONTA, Alhilal) | 20 |
| Abbildung 9: Kondensatoren der Kühlerbühne Bst. 1-3 [Z. Alhilal, 2020]. | 21 |
| Abbildung 10: Kühlerbühne Bst. 4 [Z. Alhilal, 2020]. | 23 |
| Abbildung 11: Naturzugkühlturm 3 (ohne Ventilator) bei ROMONTA GmbH, [Z. Alhilal, 2020]. | 25 |
| Abbildung 12: Die Wasserversprüher im inneren Raum des KT [Z. Alhilal, 2020]. | 26 |
| Abbildung 13: Die Wasserversprüher im inneren Raum des KT [Z. Alhilal, 2020]. | 26 |
| Abbildung 14: Zusatzwassermenge (Frischwasser) als Funktion der Eindickungszahl [[8], S. 12]. | 28 |
| Abb. 18: Der jetzige Zustand der Rohrleitung | 41 |
| Abb. 16: vergrößertes Bild von Kühler 15 | 41 |
| Abb. 15: Jetziger Zustand des Kühlers 15 mit Verstopfung und Korrosion. | 41 |
| Abb. 17: vergrößertes Bild von Kühler 15 | 41 |

8 Verzeichnis der Tabellen

| | |
|--|----|
| Tabelle 1:Wasseranalyse bei ROMONTA (Z. Alhilal, 2020) und den Richtwerten..... | 18 |
| Tabelle 2: Eindickungszahl bei ROMONTA von 2003 bis 2019 und 2020..... | 18 |
| Tabelle 3: Kondensator 01 für die Extraktion | 21 |
| Tabelle 4: Die Stoffdaten der Kühlerbühne Bst. 1-3 bei ROMONTA GmbH..... | 22 |
| Tabelle 5: Die Stoffdaten der Kühlerbühne Bst. 4 (bei neuem Zustand) bei ROMONTA GmbH | 23 |
| Tabelle 6: Die Leistung vom neuen Naturzugkühlturm im Sommerbetrieb laut (ROMONTA- Daten, 1984) | 27 |
| Tabelle 7: Die Betriebsdaten im Naturzugkühlturm 3..... | 31 |
| Tabelle 8: Leistungsvergleich des NZKT (ROMONTA) zwischen Jahr 1984 (nach Sanierung) und Jahr 2020 | 32 |
| Tabelle 9: Die gesamte Toluolmenge als Kondensat und Dampf..... | 34 |
| Tabelle 10: minimale und maximale Werte Kühler 17 | 34 |
| Tabelle 11: minimale und maximale Werte Kühler 18..... | 35 |
| Tabelle 12: minimale und maximale Werte Kühler 15..... | 36 |
| Tabelle 13: Kühlleistung vom Kühler 23 | 37 |
| Tabelle 14: Kühlleistung vom Kühler 24 | 37 |
| Tabelle 15: Herstellerangaben von den Kühlleistungen der PWT und KM..... | 37 |
| Tabelle 16: Die Kühlleistung des Kühlers 01 | 38 |
| Tabelle 17: Bst 1-3 vor der Optimierung | 42 |
| Tabelle 18: Zweite Stufe Restverdampfung – Kühler 15 vor und nach der Optimierung | 42 |
| Tabelle 19: Die maximale Kühlwassermenge und Kühlleistung nach der Optimierung für Kühler 17, 18 und 15 | 44 |
| Tabelle 20: Gesamteinsparungspotenzial an Wasser in der Kühlerbühne Bst. 1–3 nach der Optimierung..... | 45 |
| Tabelle 21: Jetzige Strömungsgeschwindigkeit in den Rohrleitungen, die nur zur und aus der VDA verlegt wurden. | 47 |
| Tabelle 22: Verschiedene reduzierte Durchsatzvolumina mit Strömungsgeschwindigkeiten nach der Optimierung..... | 47 |

9 Anlagenverzeichnis

Anlagenverzeichnis

Anlage 1: Stoffdaten vom Kühler 17 für das Kühlwasser und das warme Medium (Toluol) (Z. Alhilar, 2020)

| Datum | \dot{V}_{KW} [m ³ /h] | \dot{m}_{KW} [kg/s] | T_{aus} [C°] | T_{ein} [C°] | ΔT [K] | \dot{Q}_{KW} [kW] | ΔT_T [K] | ΔH_T [kJ/kg] | \dot{m}_T [kg/h] |
|----------|---------------------------------------|--------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------------|---------------------|-------------------------|-----------------------|
| 28.04.20 | 423,5 | 117,6 | 27,7 | 23,2 | 4,5 | 2216 | 70 | 363 | 16560 |
| 04.05.20 | 421 | 116,9 | 22 | 18,2 | 5,8 | 2839 | 76 | 363 | 20788 |
| 12.05.20 | 420 | 116,7 | 15,2 | 11,6 | 3,6 | 1758 | 80 | 363 | 12697 |
| 12.05.20 | 420 | 116,7 | 20,1 | 15,5 | 4,6 | 2246 | 74 | 363 | 16551 |
| 18.05.20 | 419,5 | 116,5 | 19,6 | 12,6 | 7 | 3414 | 72 | 363 | 25365 |
| 20.05.20 | 421 | 116,9 | 27 | 21,3 | 5,7 | 2790 | 68 | 363 | 20993 |
| 27.05.20 | 420 | 116,7 | 27,5 | 21,5 | 6 | 2930 | 71 | 363 | 21829 |
| 01.07.20 | 426 | 118,3 | 29,5 | 24,4 | 5,1 | 2526 | 67 | 363 | 19066 |
| 07.07.20 | 427 | 118,6 | 27,4 | 21,8 | 5,6 | 2780 | 69 | 363 | 20862 |
| 09.07.20 | 427 | 118,6 | 27 | 22,2 | 4,8 | 2383 | 69 | 363 | 17882 |
| 03.08.20 | 396 | 110 | 27,8 | 21,4 | 6,4 | 2947 | 68 | 363 | 22206 |
| 06.08.20 | 410 | 113,9 | 34 | 27,7 | 6,3 | 3003 | 65 | 363 | 22848 |
| 11.08.20 | 410 | 113,9 | 33 | 27,8 | 5,2 | 2479 | 64 | 363 | 18934 |
| 12.08.20 | 408 | 113,3 | 35,4 | 29,7 | 5,7 | 2704 | 62 | 363 | 20833 |
| 27.08.20 | 411 | 114,1 | 27,2 | 22,1 | 5,1 | 2437 | 68 | 363 | 18307 |

Anlage 2: Stoffdaten vom Kühler 18 für das Kühlwasser und das warme Medium (Toluol-Wasser-Gemisch) (Z. Alhilar, 2020)

| Datum | \dot{V}_{KW} [m³/h] | \dot{m}_{KW} [kg/s] | T_{aus} [C°] | T_{ein} [C°] | ΔT [K] | \dot{Q}_{KW} [kW] | ΔT_{TW} [K] | ΔH_{TW} [kJ/kg] | \dot{m}_{TW} [kg/h] |
|----------|--------------------------|--------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 28.04.20 | 489 | 136 | 27,3 | 23,2 | 4,1 | 2331 | 87 | 1460 | 5013 |
| 04.05.20 | 490 | 136 | 20,5 | 18,2 | 2,3 | 1310 | 93 | 1460 | 2797 |
| 12.05.20 | 488 | 136 | 13,8 | 11,6 | 2,2 | 1248 | 102 | 1460 | 2625 |
| 12.05.20 | 490 | 136 | 18,3 | 15,5 | 2,8 | 1595 | 94 | 1460 | 3402 |
| 18.05.20 | 489 | 136 | 17,6 | 12,6 | 5 | 2843 | 89 | 1460 | 6118 |
| 20.05.20 | 490 | 136 | 25,1 | 21,3 | 3,8 | 2165 | 88 | 1460 | 4660 |
| 27.05.20 | 490 | 136 | 25,3 | 21,5 | 3,8 | 2165 | 91 | 1460 | 4649 |
| 01.07.20 | 500 | 139 | 28,2 | 24,4 | 3,8 | 2209 | 84 | 1460 | 4798 |
| 07.07.20 | 500 | 139 | 25 | 21,8 | 3,2 | 1860 | 86 | 1460 | 4023 |
| 09.07.20 | 500 | 139 | 25,8 | 22,2 | 3,6 | 2093 | 87 | 1460 | 4510 |
| 03.08.20 | 463 | 129 | 25,6 | 21,4 | 4,2 | 2261 | 85 | 1460 | 4891 |
| 06.08.20 | 499 | 139 | 30 | 27,7 | 2,3 | 1334 | 81 | 1460 | 2912 |
| 11.08.20 | 498 | 138 | 31 | 27,8 | 3,2 | 1851 | 86 | 1460 | 4002 |
| 12.08.20 | 496 | 138 | 33,5 | 29,7 | 3,8 | 2191 | 78 | 1460 | 4797 |
| 27.08.20 | 505 | 140 | 26 | 22,1 | 3,9 | 2290 | 86 | 1460 | 4955 |

Anlage 3: Stoffdaten vom Kühler 15 für das Kühlwasser und das warme Medium (Toluol-Wasser-Gemisch) (Z. Alhilar, 2020)

| Datum | \dot{V}_{KW} [m³/h] | \dot{m}_{KW} [kg/s] | T_{aus} [C°] | T_{ein} [C°] | ΔT [K] | \dot{Q}_{KW} [kW] | ΔT_{TW} [K] | ΔH_{TW} [kJ/kg] | \dot{m}_{TW} [kg/h] |
|----------|--------------------------|--------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------------------------|------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 28.04.20 | 35 | 9,7 | 27,3 | 23,2 | 4,1 | 166,9 | 81 | 2250 | 235 |
| 04.05.20 | 37,5 | 10,4 | 21,4 | 18,2 | 3,2 | 139,5 | 79 | 2250 | 197 |
| 12.05.20 | 38,5 | 10,7 | 16,5 | 11,6 | 4,9 | 219,3 | 86 | 2250 | 306 |
| 18.05.20 | 41 | 11,4 | 21,4 | 12,6 | 8,8 | 419,5 | 84 | 2250 | 589 |
| 20.05.20 | 41 | 11,39 | 29 | 21,3 | 7,7 | 367,1 | 90 | 2250 | 510 |
| 27.05.20 | 40,5 | 11,3 | 29,0 | 21,5 | 7,5 | 357,5 | 82 | 2250 | 502 |
| 01.07.20 | 41 | 11,4 | 32,8 | 24,4 | 8,4 | 400,4 | 80 | 2250 | 566 |
| 07.07.20 | 40 | 11,1 | 29,5 | 21,8 | 7,7 | 358,1 | 79 | 2250 | 506 |
| 09.07.20 | 41 | 11,4 | 28,5 | 22,2 | 6,3 | 300,3 | 78 | 2250 | 425 |
| 03.08.20 | 37,5 | 10,4 | 29,5 | 21,4 | 8,1 | 353,2 | 80 | 2250 | 499 |
| 06.08.20 | 39 | 10,8 | 35,5 | 27,7 | 7,8 | 353,7 | 79 | 2250 | 501 |
| 11.08.20 | 52 | 14,4 | 34,0 | 27,8 | 6,2 | 374,9 | 77 | 2500 | 486 |
| 12.08.20 | 50 | 13,9 | 36,2 | 29,7 | 6,5 | 377,9 | 77 | 2250 | 538 |
| 27.08.20 | 43 | 11,9 | 30,0 | 22,1 | 7,9 | 395,0 | 90 | 2250 | 550 |

Anlage 4: Vorverdampfung – Kühler 17 vor der Optimierung durch Bilanz der Vorverdampferanlage

| Datum | T_{um} °C | $\dot{V}_{Miscella}$ m³/h | Wachsg ehalt % | Wachsg ehalt % | \dot{m}_{TD} t/h | $\dot{Q}_{KW,alt}$ kW | \dot{V}_{KW} m³/h |
|----------|----------------|------------------------------|-------------------|-------------------|-----------------------|--------------------------|------------------------|
| 04.05.20 | -2 | 44 | 6,39 | 52,82 | 20,8 | 2840 | 421 |
| 20.05.20 | 13 | 45 | 5 | 47,6 | 20,99 | 2790 | 421 |
| 27.05.20 | 16 | 43,5 | 5,96 | 51,43 | 22 | 2953 | 420 |
| 01.07.20 | 23 | 44 | - | - | 19,1 | 2526 | 426 |
| 07.07.20 | 17 | 43 | 6,5 | 52,5 | 20,86 | 2780 | 427 |
| 09.07.20 | 18 | 42,5 | 6,4 | 53,9 | 17,88 | 2383 | 427 |
| 27.08.20 | 19,1 | - | - | - | 18,3 | 2437 | 411 |

Anlage 5: Erste Stufe Restverdampfung – Kühler 18 vor der Optimierung durch Bilanz der Restverdampferanlage

| Datum | $\dot{V}_{Miscella}$ [m³/h] | Wachsge halt % | Wachsge halt % | $\dot{m}_{T-W-Gemisch}$ [Kg/h] | $\dot{Q}_{KW,alt}$ [kW] | \dot{V}_{KW} [m³/h] |
|----------|--------------------------------|-------------------|-------------------|-----------------------------------|----------------------------|--------------------------|
| 04.05.20 | 44 | 52,82 | 99,5 | 4663 | 2279 | 490 |
| 20.05.20 | 45 | 47,6 | 98,2 | 4626 | 2165 | 490 |
| 27.05.20 | 43,5 | 51,43 | 99 | 4612 | 2148 | 490 |
| 01.07.20 | 44 | - | - | 4764 | 2209 | 500 |
| 07.07.20 | 43 | 52,5 | 99,36 | 4913 | 1860 | 500 |
| 09.07.20 | 42,5 | 53,9 | 99,8 | 4532 | 2093 | 500 |
| 27.08.20 | - | - | - | 4955 | 2290 | 505 |

Anlage 6: Die Wassermenge und die Leistung des Kühlers 17 nach der Optimierung

| Datum | \dot{m}_T [m³/h] | $\dot{Q}_{KW,neu}$ [kW] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 7$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 8$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 9$ K [m³/h] |
|----------|-----------------------|----------------------------|---|---|---|
| 04.05.20 | 20788 | 2605 | 320 | 280 | 249 |
| 20.05.20 | 20993 | 2631 | 323 | 283 | 251 |
| 27.05.20 | 22000 | 2757 | 339 | 296 | 263 |
| 01.07.20 | 19066 | 2389 | 294 | 257 | 228 |
| 07.07.20 | 20862 | 2614 | 321 | 281 | 250 |
| 09.07.20 | 17882 | 2241 | 275 | 241 | 214 |
| 27.08.20 | 18307 | 2294 | 282 | 247 | 219 |

Anlage 7: Die Wassermenge und die Leistung des Kühlers 18 nach der Optimierung

| Datum | \dot{m}_{TW} [m³/h] | $\dot{Q}_{KW,neu}$ [kW] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 7$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 8$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 9$ K [m³/h] |
|----------|--------------------------|----------------------------|---|---|---|
| 04.05.20 | 4663 | 2091,2 | 256,9 | 224,8 | 199,8 |
| 20.05.20 | 4626 | 2074,6 | 254,9 | 223,0 | 198,2 |
| 27.05.20 | 4612 | 2045,8 | 251,4 | 219,9 | 195,5 |
| 01.07.20 | 4764 | 2136,5 | 262,5 | 229,7 | 204,2 |
| 07.07.20 | 4913 | 2203,3 | 270,7 | 236,9 | 210,5 |
| 09.07.20 | 4532 | 2032,4 | 249,7 | 218,5 | 194,2 |
| 27.08.20 | 4955 | 2222,1 | 273,0 | 238,9 | 212,3 |

Anlage 8: Der gesamte Wasserbedarf und die Kühlleistung der Kühlerbühne Bst. 1-3 nach der Optimierung

| Datum | $\dot{Q}_{KW,ges.Bst. 1-3}$ [kW] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 7$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 8$ K [m³/h] | \dot{V}_{KW} bei $\Delta T = 9$ K [m³/h] |
|----------|-------------------------------------|---|---|---|
| 04.05.20 | 5090,7 | 680,0 | 607,9 | 551,8 |
| 20.05.20 | 5099,1 | 681,1 | 608,8 | 552,6 |
| 27.05.20 | 5188,7 | 693,1 | 619,3 | 561,9 |
| 01.07.20 | 4933,9 | 659,0 | 589,5 | 535,5 |
| 07.07.20 | 5202,4 | 694,9 | 620,9 | 563,4 |
| 09.07.20 | 4701,7 | 628,0 | 562,4 | 511,4 |
| 27.08.20 | 4925,2 | 657,9 | 588,5 | 534,6 |

Anlage 9: Die Betriebsdaten des Kühlturms in verschiedenen Zeiten

| Datum | $t_{L, ein}$ [°C] | φ_{Luft} | $X_{L, ein}$ [$\frac{kg_W}{kg_L}$] | x_{ein}^* [-] | $h_{L, ein}$ [$\frac{kJ}{kg_L}$] | $h_{L, aus}$ [$\frac{kJ}{kg_L}$] | $t_{L, aus}$ [°C] | $p_{L, aus}$ [Bar] | $X_{L, aus}$ [$\frac{kg_W}{kg_L}$] | \dot{m}_L [$\frac{t}{h}$] |
|----------|----------------------|------------------|---|--------------------|---------------------------------------|---------------------------------------|----------------------|-----------------------|---|----------------------------------|
| 20.05.20 | 13 | 0,3 | 0,003 | 0,009 | 20,07 | 63,26 | 21,6 | 0,0255 | 0,0161 | 1098 |
| 27.05.20 | 16 | 0,3 | 0,003 | 0,011 | 24,61 | 57,83 | 20 | 0,0234 | 0,0147 | 991 |
| 01.07.20 | 23 | 0,35 | 0,006 | 0,018 | 38,64 | 87,64 | 27,5 | 0,0366 | 0,0233 | 961 |
| 07.07.20 | 17 | 0,3 | 0,004 | 0,012 | 26,18 | 64,39 | 22 | 0,0264 | 0,0167 | 987 |
| 09.07.20 | 18 | 0,3 | 0,004 | 0,013 | 27,80 | 60,19 | 21 | 0,0249 | 0,0156 | 925 |
| 03.08.20 | 18 | 0,35 | 0,004 | 0,013 | 29,42 | 75,93 | 25 | 0,0317 | 0,0201 | 1007 |
| 06.08.20 | 28,7 | 0,35 | 0,008 | 0,025 | 50,48 | 82,04 | 26 | 0,0336 | 0,0213 | 827 |
| 11.08.20 | 27 | 0,68 | 0,015 | 0,023 | 66,05 | 101,76 | 30 | 0,0424 | 0,0272 | 1009 |
| 27.08.20 | 19,1 | 0,59 | 0,014 | 0,024 | 54,71 | 104,54 | 32,5 | 0,0480 | 0,0309 | 992 |

Anlage 10: Die Betriebsdaten des Kühlturms in verschiedenen Zeiten

| Datum | $m_{W,aus}$ [kg/s] | $\dot{m}_{Verd.}$ [t/h] | $\dot{m}_{Zus.}$ [t/h] | $\dot{m}_{Abschl.}$ [t/h] | Verdunstungsverluste | EZ [-] |
|-----------------|--|---|--|---|-----------------------------|-------------------|
| 20.05.20 | 618,3 | 14,6 | 17,1 | 2,6 | 0,65 | 6,69 |
| 27.05.20 | 618,9 | 11,2 | 13,2 | 2,0 | 0,50 | 6,69 |
| 01.07.20 | 617,8 | 16,5 | 19,5 | 2,9 | 0,74 | 6,69 |
| 07.07.20 | 618,8 | 12,9 | 15,2 | 2,3 | 0,58 | 6,69 |
| 09.07.20 | 618,9 | 10,9 | 12,9 | 1,9 | 0,49 | 6,69 |
| 03.08.20 | 618,0 | 15,7 | 18,5 | 2,8 | 0,70 | 6,69 |
| 06.08.20 | 618,4 | 10,6 | 12,5 | 1,9 | 0,48 | 6,69 |
| 11.08.20 | 618,0 | 12,0 | 14,2 | 2,1 | 0,54 | 6,69 |
| 12.08.20 | 618,3 | 9,8 | 11,5 | 1,7 | 0,44 | 6,69 |
| 27.08.20 | 617,7 | 16,8 | 19,8 | 3,0 | 0,75 | 6,69 |