



# Diplomarbeit

## Energieoptimierung Lackiererei

Analyse der Quellen und Senken

erstellt für

**Magna Steyr Fahrzeugtechnik Graz**



**Vorgelegt von:**

Eva-Maria Heigl

0235151

**Betreuer/Gutachter:**

DI Ralf Dunkel

Ao.Univ.Prof. DI Dr.techn. Hans Schnitzer

O.Univ.Prof. DI Dr.mont. Werner Kepplinger

Leoben, 01.06.2008

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche erkenntlich gemacht habe.

## DANKSAGUNG

An erster Stelle möchte ich mich bei den Mitarbeitern des Bereiches Technik/NTS von Joanneum Research für die ausgezeichnete Betreuung dieser Diplomarbeit bedanken; im speziellen bei DI Christoph Brunner für das Zustandekommen dieser Arbeit und natürlich bei DI Bettina Slawitsch, die mir mit ihrem fachlichen Know-How und ihren vielen wertvollen Tipps eine große Hilfe war.

Ebenfalls für eine tolle Betreuung möchte ich DI Hanno Prohaska, sowie den anderen Mitarbeitern im Büro der Lackiererei von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz danken. Weiters geht mein Dank für die nette (und geduldige) Hilfe bei meinen Messungen und bei der Datenerhebung an die Mitarbeiter in der Vorbehandlung rund um Herrn Salber.

Für die Betreuung und Korrektur der Diplomarbeit möchte ich mich ganz herzlich bei Prof. Hans Schnitzer (TU-Graz, Joanneum Research), DI Ralf Dunkel (Magna Steyr Fahrzeugtechnik Graz) und Prof. Werner Kepplinger (Montanuniversität Leoben) bedanken.

Besonderer Dank gebührt außerdem meinen Eltern, Manfred und Maria Heigl, die mir dieses Studium ermöglicht haben und natürlich auch meiner Schwester Michaela Heigl fürs Korrekturlesen und ganz einfach dafür, dass es sie gibt.

Und schließlich möchte ich mich bei Robert Gegenhuber bedanken, ohne den das Leben viel weniger Spaß machen würde!

# **Kurzfassung**

## **Energieoptimierung Lackiererei Analyse der Quellen und Senken**

Die vorliegende Diplomarbeit beschäftigt sich mit der Energieoptimierung der Lackiererei von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz Thondorf.

Der Energieanteil der Lackiererei beträgt 70% des gesamten Energiebedarfs des Standortes. Mit ihren vielen Zwischenschritten ist die Lackierung der Autokarosserien ein sehr energieintensiver Prozess, wobei elektrische Energie, thermische Energie in Form von Heißwasser und Erdgas benötigt wird.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden die wichtigsten Energiequellen und -senken in der Lackiererei identifiziert und quantifiziert. Dazu wurden bereits vorhandene Daten zusammengeführt und noch fehlende im Zuge von Messungen ermittelt. Mithilfe dieser Daten konnten anschließend verschiedene Maßnahmen zur effizienten Nutzung von Energie entwickelt werden, z.B. Wärmerückgewinnung aus Druckluftkompressoren oder Verringerung des Heizbedarfs für die Produktionshallen.

Auf Basis dieser Energieeffizienzmaßnahmen und der Einbindung von Solarenergie wurden zwei Gesamtkonzepte erstellt, die Amortisationszeiten von weniger als 1,5 Jahren aufweisen und beträchtliche Einsparungen ermöglichen.

# **Abstract**

## **Energy optimization of the paint shop Analysis of the energy sources and sinks**

The aim of this diploma thesis was the energy-optimization of the paint shop of Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz Thondorf.

The energy requirement of the paint shop comes up to 70% of the total energy requirement of the production site. The painting of the state coaches is done in many energy-demanding steps, which require electrical and thermal energy (hot water) and natural gas.

Within the scope of this diploma thesis, the most important energy sources and sinks of the paint shop were analysed, by collecting existing data and measuring missing data. On the basis of this preliminary work, it was possible to develop measures for the minimal and most efficient energy systems, for example heat-recovery from air compressors or reduction of the space-heating demand.

Based on the developed measures for energy-efficiency and the implementation of solar energy, two integrated concepts with payback periods of less than 1.5 years and high energy-saving potentials were designed.

# Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>1 EINLEITUNG.....</b>	<b>4</b>
1.1 Problemstellung.....	4
1.2 Zielsetzung.....	4
<b>2 GRUNDLAGENTEIL (THEORIETEIL) .....</b>	<b>6</b>
2.1 Das Unternehmen Magna Steyr .....	6
2.2 Energieeffizienz in Industriebetrieben.....	8
2.2.1 Wärmerückgewinnung .....	8
2.2.2 Energieeffizienz in Lackierereien .....	9
2.2.2.1 VBH .....	9
2.2.2.2 Motoren, Ventilatoren.....	9
2.2.2.3 Abluftbehandlung: TNV .....	10
2.2.2.4 Zukünftige Lackierkonzepte: Coil und Platinenbeschichtung .....	10
2.2.3 Weitere Energieeffizienzmaßnahmen .....	11
2.2.3.1 Brennwerttechnologie .....	11
2.2.3.2 Regenerative Wärmetauscher.....	15
2.2.3.3 Wärmepumpen .....	17
2.2.4 Wärmerückgewinnung aus Druckluftkompressoren .....	18
2.2.5 Kältemaschinen und Wärmerückgewinnung .....	20
2.2.5.1 Prinzip.....	20
2.2.5.2 Möglichkeiten der Abwärmenutzung .....	22
2.2.5.3 Free-Cooling .....	23
2.2.5.4 Absorptionskältemaschinen: „Kälte aus Wärme“ .....	24
2.3 Energiebilanzierung.....	27
2.4 Pinchanalyse .....	29
<b>3 PRAKTISCHER TEIL .....</b>	<b>33</b>
3.1 Beschreibung des Lackierprozesses .....	33
3.2 Energiebilanzierung.....	42
3.2.1 Erhebung des Ist-Zustandes.....	42

3.2.1.1	Bodywäscher, Vorbehandlung und Kathodische Tauchlackierung .....	42
3.2.1.2	Druckluftkompressoren .....	68
3.2.1.3	Kältemaschinen .....	74
3.2.1.4	Trockner .....	80
3.2.1.5	Hallenzuluft - Heizung .....	84
3.2.2	Gesamtübersicht Energiesenken und –quellen Magna Steyr .....	89
3.2.2.1	Grafische Darstellung der untersuchten Anlagenbereiche.....	89
3.2.2.2	Zahlenmäßige Darstellung .....	90
3.2.2.3	Sankey-Diagramm .....	95
3.2.3	Ermittlung des optimierten Zustandes („Pinchen“) .....	96
3.2.3.1	Stromliste.....	96
3.2.3.2	Ergebnisse.....	98
<b>4</b>	<b>ERGEBNISSE / DISKUSSION .....</b>	<b>100</b>
4.1	Detailbetrachtung der Ergebnisse der Pinch-Analyse .....	100
4.1.1	Optimierung des Systems Trockner-TNV.....	100
4.1.2	Alternative Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung aus der TNV der Trockner104	
4.1.2.1	Halleninterner Heißwasserkreislauf.....	104
4.1.2.2	Beheizung eines bestimmten Prozessabschnittes.....	107
4.1.2.3	Einspeisung ins Fernwärmenetz .....	109
4.1.3	Wärmerückgewinnung Kompressoren .....	110
4.1.4	Wärmerückgewinnung KTL-Becken.....	112
4.1.5	Alternative Nutzung der Abwärme aus KTL-Becken und Druckluftkompressoren115	
4.2	Weitere Einsparmöglichkeiten .....	119
4.2.1	Abdeckung der VBH-Becken am Wochenende.....	119
4.2.2	Änderungen an der Hallenheizung.....	121
4.2.3	Einsatz von Solarenergie .....	121
4.2.3.1	Konzept A: Kauf der Solaranlage .....	122
4.2.3.2	Konzept B: Vermietung der Dachflächen (Contracting) .....	122
4.3	Wirtschaftlichkeitsberechnung der erarbeiteten Möglichkeiten .....	123
4.3.1	Optimierung der Hallenheizung.....	123
4.3.1.1	Einzelmaßnahmen .....	123
4.3.1.2	Maximal erreichbare Einsparung bei Umsetzung aller Konzepte.....	124
4.3.2	Wärmerückgewinnung Kompressoren .....	124

4.3.2.1	Einsparungen.....	125
4.3.2.2	Investitionskosten .....	126
4.3.3	Wärmerückgewinnung KTL-Becken.....	127
4.3.3.1	Einsparungen.....	127
4.3.3.2	Investitionskosten .....	128
4.3.4	Optimierung des Systems Trockner-TNV.....	128
4.3.5	Einsatz von Solarenergie .....	129
4.3.5.1	Konzept A: Kauf einer Solaranlage .....	129
4.3.5.2	Konzept B: Vermietung der Dachflächen .....	130
<b>5</b>	<b>ZUSAMMENFASSUNG.....</b>	<b>131</b>
<b>6</b>	<b>VERZEICHNISSE.....</b>	<b>135</b>
6.1	Literatur .....	135
6.2	Tabellen.....	137
6.3	Abbildungen .....	139
<b>ANHANG</b>	<b>.....</b>	<b>I</b>
Anhang A	.....	I
Anhang B	.....	II
Anhang C	.....	I
Anhang D	.....	II

# 1 Einleitung

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Identifikation und Erhebung von Energiequellen und –senken in der Lackiererei von Magna Steyr, sowie mit der Erstellung von Konzepten für den minimalen Energieverbrauch.

## 1.1 Problemstellung

Bei Magna Steyr Fahrzeugtechnik, Standort Graz Thondorf, werden in zwei Lackierereien Autokarosserien lackiert. Die Karosserien fahren mit Raumtemperatur in die Lackiererei ein und werden mit Raumtemperatur an die Montagen übergeben. Während der einzelnen Prozessstufen des Lackiervorganges wird thermische Energie für Prozesswärme und auch elektrische Energie benötigt. Die Karosserien werden während des Lackiervorganges mehrfach bis 200 °C erwärmt und danach wieder auf Raumtemperatur gekühlt.

Besonders energieintensive Zwischenschritte bilden der Bodywäscher und die Vorbehandlung, wo Reinigungsmedien mit Heißwasser über Wärmetauscher beheizt werden. Das Bad für die Kathodische Tauchlackierung (KTL) muss rund um die Uhr gekühlt werden. Dies geschieht über eine Kompressionskältemaschine. Neben dieser Kälteanlage sind in der Lackiererei noch weitere zwölf Kältemaschinen installiert, unter anderem zur Klimatisierung der Hallenluft. Die Lackiererei wird außerdem über drei Kompressoren mit Druckluft versorgt.

Eine besonders große Energiesenke bilden die Trockner mit ihren gasbefeuchten Anlagen zur thermischen Nachverbrennung (TNV), in denen die Trocknerabgase zur Abluftreinigung bei über 700 °C verbrannt werden.

Weiters ist die Hallenheizung zu erwähnen: In der Lackiererei muss ständig ein leichter Überdruck herrschen, damit Staubteilchen oder sonstige Verunreinigungen nicht in die Halle gezogen werden. Die dafür benötigte Frischluft wird auf 21 °C aufgewärmt, was bei den großen geförderten Luftmengen eine immense Heizleistung und damit sehr hohe Heizkosten bedeutet.

Die Karosserienlackierung mit all ihren Zwischenschritten ist also ein sehr energieintensiver Prozess dessen Verbrauch ca. 70% des Gesamtenergiebedarfes des Standortes beträgt.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit ist es zum einen, relevante Energiequellen und –senken, ob thermisch oder elektrisch, in der Lackiererei von Magna Steyr zu identifizieren und zu quantifizieren. In einem ersten Schritt sollen daher Daten zum Energieverbrauch der einzelnen Prozessabschnitte, soweit vorhanden, erhoben werden. Noch unbekannte Daten werden danach durch Messungen ermittelt.

Im Anschluss daran, sollen anhand der ermittelten Daten Konzepte für den minimalen Energieverbrauch der Lackiererei von Magna Steyr erstellt werden. Minimaler



Energieverbrauch bedeutet, dass die Energie die dem „Gesamtsystem“ Lackiererei von außen zugeführt wird, möglichst effizient genutzt wird, damit nur ein geringer Teil dieser Energie die Lackiererei „ungenutzt“ auch wieder verlässt, z.B. in Form von heißen Abgasen. Dieses Ziel wird u.a. dadurch erreicht, dass bisher ungenutzte betriebliche Energiequellen in die Energieversorgung eingebunden werden. Weiters kann durch den Einsatz von alternativen Energiequellen (Solarthermie) der Ausstoß von CO<sub>2</sub> verringert werden.



## 2 Grundlagenteil (Theorieteil)

### 2.1 Das Unternehmen Magna Steyr

Magna Steyr Fahrzeugtechnik ist eine Tochtergesellschaft des von Frank Stronach gegründeten kanadischen Automobilzulieferers Magna International und umfasst Teile des früheren Industriekonglomerates Steyr-Daimler-Puch. Johann Puch gründete 1899 sein Unternehmen, anfänglich eine Fahrradfabrik. Ab 1907 begann die Produktion von Automobilen, die bekanntesten Modelle waren zu dieser Zeit verschiedene Ausführungen des Puch Alpenwagen. [1]

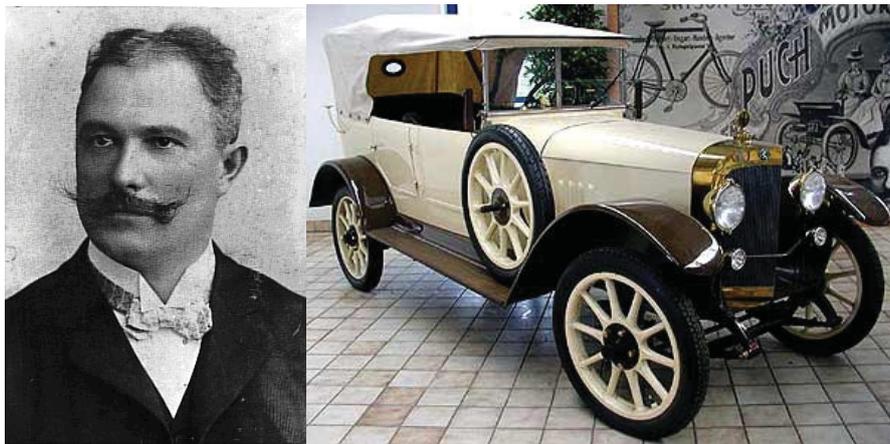


Abbildung 1: Johann Puch [3] und ein Puch Alpenwagen aus dem Jahr 1919 (Foto: Johann Puch Museum Graz) [14]

Nach Fusionen mit der Österreichischen Daimler-Motoren AG und der Steyr Werke AG entstand 1934 schließlich die Steyr-Daimler-Puch AG. In den ca. sechs Jahrzehnten des Firmenbestehens wurden Autos wie der Puch 500, der Pinzgauer oder auch der Puch G produziert. [1]



Abbildung 2: Puch 500 [15] und Pinzgauer (Quelle: [www.bundesheer.gv.at](http://www.bundesheer.gv.at))

1998 fand die Übernahme der Aktienmehrheit der Steyr-Daimler-Puch AG durch Magna International statt. Drei Jahre später erfolgte schließlich die Gründung der Magna Steyr AG & Co KG und 2002 die Umbenennung der Steyr-Daimler-Puch Fahrzeugtechnik in Magna Steyr Fahrzeugtechnik und Magna Steyr Powertrain. [1]

Aus der Komponentensparte Powertrain ging 2004 Magna Steyr Drivetrain als eigenständige Magna Gruppe hervor und agiert mit Firmensitz im steririschen Lannach als führender Hersteller von Antriebsstrang-Komponenten und Systemen für Allradfahrzeuge, heck- und frontangetriebene Fahrzeuge. Magna Steyr Fahrzeugtechnik hingegen beschäftigt sich in Graz mit der Automobilentwicklung und der Automobilproduktion. [1]



Abbildung 3: Werksareal Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz-Thondorf [1]

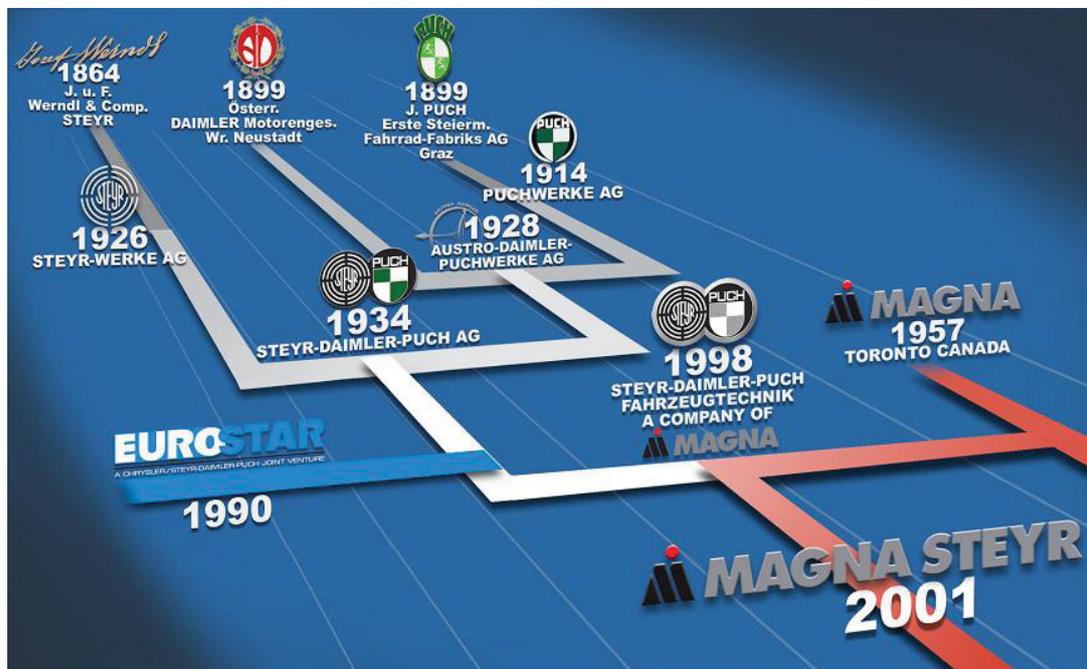


Abbildung 4: Historischer Überblick [1]

## 2.2 Energieeffizienz in Industriebetrieben

Energieeffizienz ist von großer energie-, umwelt- und wirtschaftspolitischer Bedeutung. Unter energiepolitischen Gesichtspunkten betrachtet, kann Energieeffizienz einen wesentlichen Beitrag zur Erhöhung der Versorgungssicherheit leisten. Ein weiterer positiver Effekt ist die Reduktion von schädlichen Umweltauswirkungen, die eine Folge konventioneller Energiegewinnung sind. Wirtschaftlich interessant für Unternehmen ist natürlich die Tatsache, dass sich durch Energieeffizienzmaßnahmen Energiekosten reduzieren lassen [19]. In den letzten Jahren sind Themen wie Umweltschutz, CO<sub>2</sub> und Klimawandel immer mehr in das Blickfeld des öffentlichen Interesses gerückt. Daher ergeben sich für Industrieunternehmen auch imagepolitische Gründe Energie effizient zu verwenden.

Aber wer glaubt, Energieeffizienz für Industriebetriebe sei zwar eine noble aber gänzlich unverbindliche Idee, der irrt, denn dieses Thema findet sich auch in den Gesetzestexten wieder. Die IPPC Richtlinie (96/61/EG) ist das zentrale Instrument zur integrierten Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung infolge industrieller Tätigkeiten. In Artikel 3 (Buchstabe d) wird Energieeffizienz als eine der Betreibergrundpflichten genannt (siehe Anhang A) [19]. In Umsetzung der IPPC-Richtlinie fordert auch die österreichische Gewerbeordnung von „IPPC-Anlagen“ Energieeffizienz (GewO 1994, § 77a (1)) (siehe Anhang B). Als IPPC-Anlagen gelten gewerbliche Betriebsanlagen oder Teile davon, in denen u.a. eine oder mehrere in Anhang 3 GewO 1994 angeführte Tätigkeit(en) ausgeübt wird/werden. Eine IPPC Anlage ist demnach z.B. auch eine „Anlage zur Oberflächenbehandlung von Metallen oder Kunststoffen durch ein elektrolytisches oder chemisches Verfahren mit einem Volumen der Wirkbäder von mehr als 30 m<sup>3</sup>“.

Für die Industrie stellt eine hohe Energieeffizienz also gegenwärtig und zukünftig eine wesentliche Herausforderung dar. Aufgrund der ständig steigenden Energiepreise können immer mehr Energieeffizienzprojekte, die bis vor kurzem aus finanziellen Gründen nicht realisierbar waren, zunehmend wirtschaftlicher umgesetzt werden. [19]

### 2.2.1 Wärmerückgewinnung

Abwärmenutzung sollte aus ökonomischen Gründen erst dann in Betracht gezogen werden, wenn sämtliche wirtschaftlichen Maßnahmen zur Vermeidung von Abwärme oder Wärmeverlusten bereits getroffen wurden. Das bedeutet, dass der primäre Fokus auf prozesstechnischer Optimierung liegen sollte. [19]

Wärmerückgewinnung ist unter anderem in folgenden Fällen möglich: [19]

- Abwärme von elektrisch angetriebenen Maschinen (z.B. Kompressoren, Kältemaschinen etc.) kann zu Heizzwecken eingesetzt werden. [19]
- Warmes/heißes Rauchgas kann zum Vorwärmen von Prozesswasser oder von Verbrennungsluft genutzt werden. [19]



- Kalte Zuluft kann durch warme Abluft vorgewärmt werden. [19]

Die praktische Umsetzung einer Wärmerückgewinnungsanlage unterliegt folgenden möglichen Einschränkungen: [19]

- Um Abwärme nutzen zu können, ist der Transport wärmeleitender Stoffe nötig. Kosten und Transportverluste limitieren jedoch die sinnvoll überbrückbaren Entfernungen. [19]
- Weitgehende Zeitgleichheit von Abwärmeanfall und -bedarf sollte gegeben sein (eine kurzfristige Speicherung ist möglich). [19]
- Platzbedarf für neue Wärmetauscher und Rohrleitungen etc.
- Transport von z.B. korrosiven Medien kann problematisch sein

Mithilfe der „Pinch-Analyse“ können etwaige Rückgewinnungspotentiale identifiziert werden. Dabei handelt es sich um ein thermodynamisches Modell, das Wärmesenken und -quellen eines Prozesses so miteinander kombiniert, dass dem Prozess möglichst wenig Energie „von außen“ zugeführt werden muss. Die Vorgehensweise hierfür ist in Kapitel 2.4 genauer erläutert.

## 2.2.2 Energieeffizienz in Lackierereien

Wie bereits erwähnt, sollte einer Wärmerückgewinnung eine prozesstechnische Optimierung vorangehen. Nachfolgend werden in der Literatur empfohlene Energieeffizienzmaßnahmen speziell für Lackieranlagen beschrieben, mit entsprechender Relevanz für Magna Steyr.

### 2.2.2.1 VBH

Spritzvorbehandlungsanlagen sind aufgrund ihrer Verdünnungsverluste besonders energieintensiv. Es sind große Wärmemengen zum Beheizen der Badbehälter nötig. Deshalb sollte hier unbedingt die Nutzung von Abwärme aus anderen Prozessen in Betracht gezogen werden, z.B. aus einer thermischen Nachverbrennungsanlage. In den meisten Fällen wird die Abwärme in den Rücklauf des Badmediums eingespeist. Durch derartige Maßnahmen können die Energiekosten zum Beheizen der Badmedien wesentlich reduziert werden. [20]

Wird zur Beheizung des Badmediums Heißwasser verwendet, kann der Rücklauf auch durch eine Solarthermische Anlage beheizt werden. [20]

### 2.2.2.2 Motoren, Ventilatoren

Energieeffiziente Technologien: [20]

- Elektromotoren mit Energieeffizienzklasse eff 1
- Drehzahlregelbare Elektromotoren



- Sanftanlauf von Elektromotoren zur Vermeidung von Stromspitzen (Einstufung in günstigeren Stromtarif)
- Ventilatoren mit verbessertem Wirkungsgrad

Derzeit haben Ventilatoren – bezogen auf die benötigte elektrische Antriebsenergie – einen Wirkungsgrad von etwa 0,4. Einige Ventilatorhersteller haben durch Weiterentwicklungen, z.B. 2-flutige Systeme, bereits Wirkungsgrade von beinahe 0,6 erreicht. Durch den Einsatz von energieeffizienten Motoren in Ventilatoren mit verbessertem Wirkungsgrad ließ sich der Verbrauch an elektrischer Energie einer Modellanlage (Lackiererei) in der Literatur um 20% senken. [20]

### 2.2.2.3 Abluftbehandlung: TNV

Energieeinsparmöglichkeiten: [20]

- Vermeidung von überflüssigen Lösemittlemissionen, sodass keine Abluftreinigung erforderlich ist, z.B.: [20]
  - Verwendung von High-Solid Lacken
  - Beschichtung mit Pulverlacken
- Aufkonzentrieren der Lösemittel in der Abluft (Umluftführung, Adsorption): Einerseits wird der Abluftstrom reduziert und damit die erforderliche Heizenergie, andererseits wirken die Lösungsmittel als Heizmittel und verringern die notwendige Energiezufuhr umso mehr, je höher die Konzentration in der Abluft ist (bei Lösemittelkonzentrationen > ca. 7 g/Nm<sup>3</sup> ist keine Energiezufuhr für die TNV mehr nötig!). [20]
- Aufbau von Energieverbundsystemen mit dem Ziel, eine möglichst kontinuierliche Abnahme der Energie zu gewährleisten. Dadurch können Energiekosten für die TNV wesentlich reduziert werden. Das heiße Abgas der TNV kann über mehrere Wärmetauscher (Kaskade) zur Trocknerbeheizung, zur Zulufterwärmung sowie z.B. zur Warmwassererzeugung oder für andere Heizzwecke eingesetzt werden. [20]

### 2.2.2.4 Zukünftige Lackierkonzepte: Coil und Platinenbeschichtung

Hier wird die Beschichtung vor die Umformprozesse verlagert. Vorbehandlung und Lackierung können auf völlig ebenen Flächen durchgeführt werden, wodurch die Möglichkeit besteht umweltfreundlichere und kostengünstigere, nicht-zerstäubende Lackierverfahren einzusetzen, wie z.B. Walzen oder Gießen. Es werden keine großen Druckluftmengen für das Spritzlackieren oder das Versprühen von wässrigen Medien in der Vorbehandlung benötigt, da die Vorbehandlung durch Walzen erfolgen kann. [20]



## 2.2.3 Weitere Energieeffizienzmaßnahmen

### 2.2.3.1 Brennwerttechnologie

Magna Steyr verfügt über keine eigene Heizkesselanlage, sondern bezieht ihr Heißwasser extern. Trotzdem kann die Brennwerttechnologie auch für Magna Steyr interessant sein, da es hier prinzipiell um eine Verbesserung der Energieausbeute von Verbrennungsprozessen geht.

Die Temperaturen der Rauchgase aus den Anlagen zur thermischen Nachverbrennung (TNV) bei Magna Steyr betragen über 200°C. In einer bereits bestehenden Wärmerückgewinnung aus diesen Rauchgasen zur Vorwärmung der Trocknerluft, wird nur die „fühlbare“ Wärme des Rauchgases genutzt (und das auch nur teilweise), nicht jedoch die latente Wärme, also jene Wärme die bei der Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfs frei wird, wenn das Rauchgas unter den Taupunkt abgekühlt wird. [19]

*Definition des oberen und des unteren Heizwertes:*

Der (untere) Heizwert  $H_u$  eines Gases ist die Wärme, die bei vollständiger Verbrennung eines Kubikmeters Gas – gerechnet im Normzustand – frei wird, wenn die Anfangs- und Endprodukte eine Temperatur von 25°C haben und das bei der Verbrennung entstandene Wasser dampförmig vorliegt. (Es kommt also nicht zur Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wassers.)

Der obere Heizwert, oder auch Brennwert  $H_o$ , unterscheidet sich von dieser Definition insofern, als dass das bei der Verbrennung entstandene Wasser flüssig vorliegt, also kondensiert ist. Der Brennwert  $H_o$  beinhaltet also über den Heizwert  $H_u$  hinaus, noch die Kondensationswärme die bei Kondensation des im Rauchgas enthaltenen Wassers frei wird.

Durch die Nutzung der latenten Wärme, also des Brennwertes, kann die Energieverwertung noch effizienter gestaltet werden.

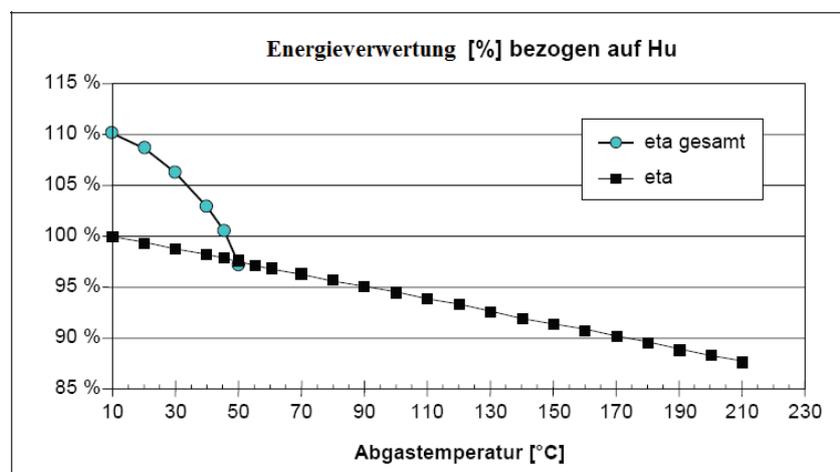


Abbildung 5: effizientere Energieverwertung durch Brennwerttechnologie [19]



„Eta gesamt“ in Abbildung 5 bezeichnet die Energieverwertung unter Ausnutzung des Brennwertes bezogen auf den Heizwert  $H_u$ .

Wie kommt es zu einer Energieverwertung von über 100% bezogen auf den Heizwert  $H_u$ ? Bei der Verbrennung von 1 m<sup>3</sup> Erdgas entsteht bis zu 1,6 kg Wasserdampf. Bei Kondensation dieses Dampfes wird eine Wärmemenge frei, die etwa 11 % der Energie des Heizwertes entspricht. Addiert man diese Energiemenge zum Heizwert, so ergibt sich der „Brennwert“ ( $H_o$ ). Die theoretisch mögliche Energieverwertung bei Brennwertnutzung von Erdgas beträgt ca. 111%, praktisch sind bis 109% erreichbar. [23]

Das Verhältnis Brennwert zu Heizwert beträgt beispielsweise für Wasserstoff  $H_2$  1,19 oder für Erdgas  $CH_4$  1,11 und für reinen Kohlenstoff C 1. Die Nutzung der Brennwerttechnik ist bei Erdgas wirkungsvoller als bei Erdöl oder anderen Kohlenwasserstoffen.

Diese latente Wärme, oder Kondensationswärme, kann mithilfe eines Wärmetauschers (letzte Wärmetauscherstufe im Rauchfang) z.B. zur Warmwasserbereitung oder Hallenheizung verwendet werden. [19]

An dieser Stelle muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass die Brennwerttechnologie in Industriebetrieben mit großen Kosten verbunden ist. Folgende Gründe sind zu nennen: Das Rauchgas soll kondensieren, daher muss der Rauchfang aus Edelstahl bestehen, da es ansonsten zu Korrosion kommen kann. Ist ein solcher Kamin nicht vorhanden, muss mit beträchtlichen Investitionskosten gerechnet werden. Weiters stellt sich auch die Frage, ob im Betrieb überhaupt ein Bedarf für Niedertemperaturwärme, also ein Abnehmer besteht. [19]

### Rauchgas-Taupunkt

Der Rauchgas-Taupunkt ist jene Temperatur, bei der bei Abkühlung der im Rauchgas enthaltene Wasserdampf auszukondensieren beginnt [26]. Die Abkühlung des Rauchgases bis auf diese Temperatur sollte vermieden werden, um Korrosion in Rauchgasleitungen, Kaminen oder Wärmetauschern zu vermeiden, falls diese nicht aus Edelstahl oder sonstigen korrosionsbeständigen Materialien bestehen.

Der Taupunkt von Rauchgasen aus der Verbrennung von Erdgas in gut eingestellten Heizkesseln beträgt laut verschiedenen Quellen zwischen 53°C [21] und 59°C [22]. „Gut eingestellt“ bedeutet, dass die Luftzahl  $\lambda$  mindestens 1 bzw. knapp darüber betragen muss um eine vollständige Verbrennung zu sichern (theoretisch). Je höher der Luftüberschuss im Heizkessel ist, desto größer werden die Abgasverluste, was den Wirkungsgrad des Kessels negativ beeinflusst. Andererseits lässt sich durch hohen Luftüberschuss die Verbrennungstemperatur senken und damit die  $NO_x$ -Bildung einschränken.

Der Rauchgastaupunkt hängt von der Verbrennungsluftmenge (Luftüberschuss  $\lambda$ ), und dem damit verbundenen  $CO_2$ -Gehalt bzw.  $O_2$ -Gehalt der Rauchgase ab. Je geringer der



Luftüberschuss, also je höher der  $\text{CO}_2$ -Gehalt bzw. je niedriger der  $\text{O}_2$ -Gehalt der Rauchgase ist, desto höher ist der Taupunkt (Abbildung 6). [24]

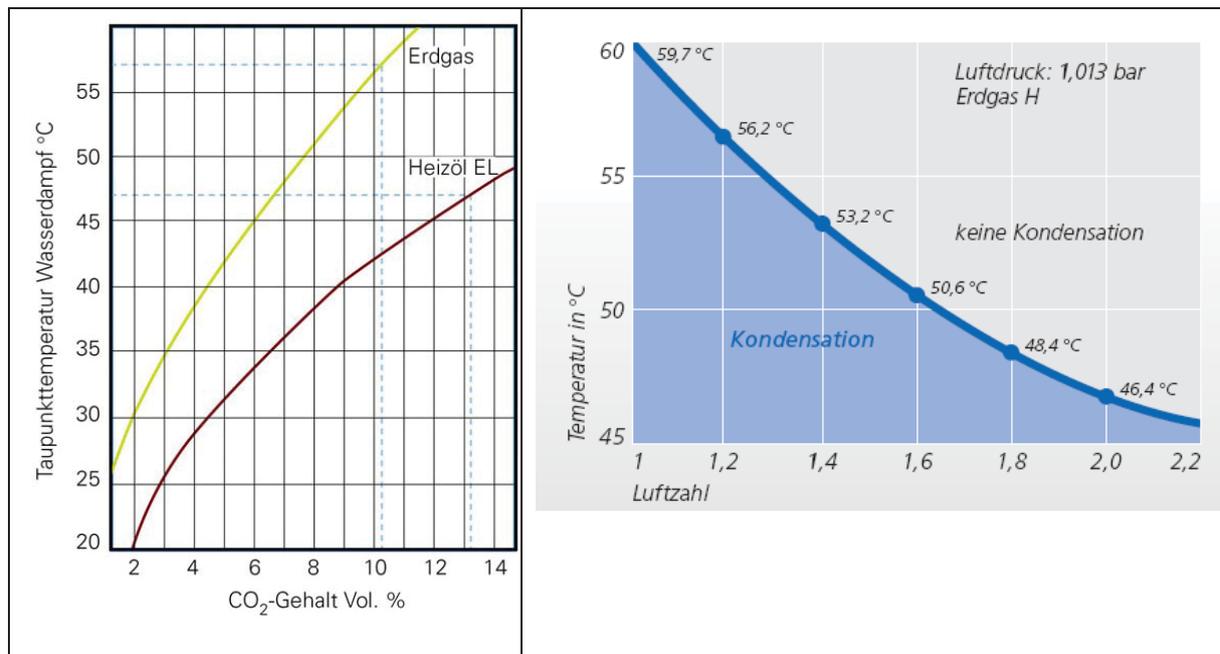


Abbildung 6: Abhängigkeit des Rauchgas-Taupunktes (Erdgas und Erdöl EL) vom  $\text{CO}_2$ -Gehalt [24] bzw. von der Luftzahl  $\lambda$  [25]

Die TNV-Gasbrenner entsprechen jedoch keinem Heizkessel, in dem die Luftzufuhr möglichst ideal eingestellt ist (Luftzahl  $\lambda$  etwas über 1). In den TNV-Brennern werden die Verunreinigungen in der Abluft aus den Trocknern verbrannt, wodurch dem Verbrennungsprozess also mehr als genügend Sauerstoff zugeführt wird. Wichtig ist hier Verbrennungstemperaturen über  $700^\circ\text{C}$  zu erreichen. Es sind aus den Emissionskatastermessungen 2007 einige Daten über die Rauchgase aus den TNV-Brennern bekannt. Anhand dieser Daten können die Wasserdampftaupunkte der TNV-Rauchgase berechnet werden.

Die Wasserdampftaupunkte unterscheiden sich jedoch – bei schwefelhaltigen Brennstoffen – von den tatsächlichen Taupunkten. Rauchgase die Schwefeloxide ( $\text{SO}_2$ ,  $\text{SO}_3$ ) enthalten, also von schwefelhaltigen Brennstoffen stammen, haben einen Taupunkt, der erheblich über dem Wasserdampftaupunkt liegt. Am Taupunkt beginnt verdünnte Schwefelsäure auszukondensieren und verursacht die gefürchtete Taupunkt- oder Niedertemperaturkorrosion in Heizflächen und Versottung von Mauerwerk. Die Wandtemperatur der Heizflächen muss überall größer als die Taupunkttemperatur sein, da die niedrigste Gastemperatur bei rauchgasberührten Heizflächen an der Wand (in der Grenzschicht) vorliegt [26].

Im Falle von Erdgas entspricht jedoch der Wasserdampftaupunkt in etwa dem tatsächlichen Taupunkt: unbehandeltes Erdgas enthält Schwefelwasserstoff  $\text{H}_2\text{S}$  (siehe Tabelle 1), welcher jedoch vor der Verwendung in einer Aufbereitungsstufe entfernt wird.

Tabelle 1: Auszug aus der Zusammensetzung von rohem Erdgas

Verbindung	Anteil [ppm]
Stickstoff	bis 1500
CO <sub>2</sub>	bis 3000
Schwefelwasserstoff H <sub>2</sub> S	bis 3000

Das Rohgas wird aufgrund seines erheblichen CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>S Gehaltes auch Sauggas genannt. CO<sub>2</sub> in größeren Mengen verschlechtert den Heizwert und begünstigt den korrosiven Angriff auf Leitungen, Wärmetauscher etc. und muss daher bis auf geringe Gehalte aus dem Erdgas entfernt werden. Schwefelwasserstoff ist unter anderem aufgrund der weiter oben bereits genannten Gründe unerwünscht und wird bis auf Gehalte unter 3 ppm entfernt. Die Reinigung des Saugergases wird auch als „sweetening“ bezeichnet.

Das gereinigte Rauchgas enthält daher nur sehr wenig H<sub>2</sub>S, weshalb keine wesentlichen Taupunkterhöhungen zu erwarten sind und der tatsächliche Taupunkt somit in etwa dem Wasserdampftaupunkt entspricht.

#### Berechnung des Wasserdampftaupunkts

Anhand folgender Daten aus den Emissionskatastermessungen 2007 kann der Wasserdampftaupunkt der TNV-Abgase berechnet werden: Volumenstrom des feuchten Abgases [Nm<sup>3</sup><sub>f</sub>/h], Volumenstrom des trockenen Abgases [Nm<sup>3</sup><sub>tr</sub>/h], Wassergehalt des Abgases [kg<sub>Wasser</sub>/Nm<sup>3</sup><sub>fLuft</sub>];

Verwendete Formeln:

$$X_{H_2O\_AL} = \frac{x \cdot \dot{V}_{Nf}}{\dot{m}_{Lr}} \quad [\text{kg Wasser/kg Luft}_{tr}] \quad (I)$$

$$p_{s\_Tp} = p_{ges} * \frac{X_{H_2O\_AL}}{\frac{MM_{H_2O}}{MM_{Luft}} + X_{H_2O\_AL}} \quad [\text{bar}] \quad (II)$$

$$\text{Antoine-Gleichung: } T_{\text{Taupunkt}} = \frac{B}{A - \log p_{s\_Tp}} - C \quad [T \text{ in } ^\circ\text{C}, p \text{ in Pa}] \quad (III)$$

X<sub>H<sub>2</sub>O<sub>AL</sub></sub> ... absolute Feuchte des Rauchgases [kg Wasser/kg Luft<sub>tr</sub>]

x ... Wassergehalt der feuchten Luft [kg/m<sup>3</sup><sub>fL</sub>]

MM<sub>H<sub>2</sub>O</sub> ... Molmasse Wasser = 18,015 g/mol



$MM_{\text{Luft}}$  ... Molmasse Luft = 28,85 g/mol

$\dot{V}_{\text{Nf}}$  ... Volumenstrom feuchte Luft [ $\text{Nm}^3/\text{h}$ ]

$\dot{m}_{\text{Lt}}$  ... Massenstrom trockene Luft [ $\text{kg}/\text{h}$ ]

$p_{\text{ges}}$  ... Gesamtdruck = 1 bar

Antoine-Konstanten für Wasser:

$A = 7,19621$

$B = 1730,63$

$C = 233,426$

Die Ergebnisse der Wassertaupunkts-Berechnung sind in Kapitel 4.1.1.1.1 zu finden.

### 2.2.3.2 Regenerative Wärmetauscher

Derzeit werden zur Wärmerückgewinnung aus heißer Abluft vorwiegend rekuperative Wärmetauscher eingesetzt. Wärme wird hier durch eine dünne Schicht aus Glas, Metall oder Kunststoff direkt übertragen (Platten- oder Röhrenwärmetauscher). Eine Feuchteübergabe ist nicht möglich. [19]

Die Wärmeübertragung bei regenerativen Wärmetauschern erfolgt intermittierend, d.h. der Wärmeübertragungsmechanismus wird auf der einen Seite mit Wärme beladen und gibt sie zeitverzögert auf der anderen Seite wieder ab. Je nach Bauart ist auch eine Feuchteübertragung möglich. [19]

#### Rotationswärmetauscher (Wärmerad)

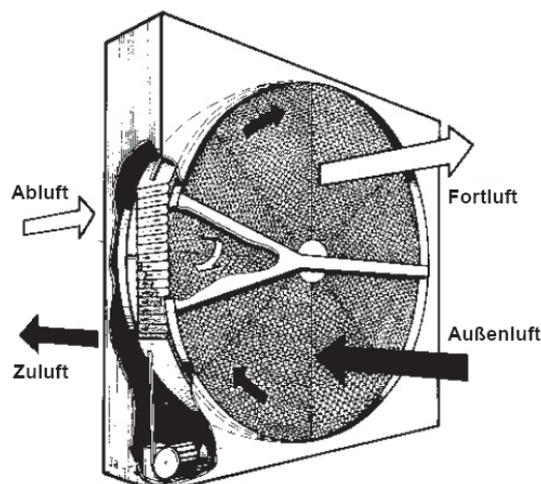


Abbildung 7: Wärmerad [22]

Ein Wärmerad besteht aus lageweise angeordneten, gewellten Blechen (Speichermasse), mit oder ohne hygroskopischer Beschichtung, und wird in gasförmigen Medien verwendet. Ein Teil der Speichermasse wird vom warmen Medium durchströmt und nimmt dessen Wärme (und eventuell auch Feuchte) auf. Durch die Drehbewegung des Rades gelangt der aufgewärmte Teil in den kalten Luftstrom und heizt diesen auf. Einsatzgebiete sind die Wärmerückgewinnung aus Abluftströmen bei Gebäudelüftung und die Verbrennungsluftvorwärmung. [19]

Vorteile: [19]

- Wärme- und Feuchteübertragung möglich
- Kein Zwischenmedium und daher keine Umwälzpumpe nötig (wesentliche Stromeinsparung!)
- Wirkungsgrade bis 85%

Hemmnisse: [19]

- Leckagen bis zu 10% zwischen der warmen und kalten Seite möglich
- Zu- und Abluftstrom müssen örtlich zusammengeführt werden
- Hoher Platzbedarf

### Wärmerohr

In einem hermetisch abgeschlossenen, unter Unterdruck stehenden Behälter wird in einer Heizzone durch Wärmezufuhr ein Wärmeträger verdampft [19]. Es entstehen Dampfbläschen geringer Dichte, die die Dichte der Flüssigkeit gesamt absenken, wodurch das Gasblasen-Flüssigkeits-Gemisch aufzusteigen beginnt. In der Kühlzone am Kopf des Behälters kühlt die Flüssigkeit ab und die Dampfbläschen kondensieren an der Wand. Das Kondensat fließt an der Wand nach unten zurück in die Heizzone. Das Wärmerohr ist oft doppelwandig ausgeführt, sodass der Kondensat-Rücklauf in einem abgetrennten Bereich erfolgen kann, und kein Austausch zwischen aufsteigender und absinkender Flüssigkeit stattfindet.

Diese Wärmetauscher kommen zur Wärmerückgewinnung in Kraftwerken zum Einsatz, zum Kühlen von elektrischen Bauteilen und zur Wärmerückgewinnung bei Gebäudelüftung. [19]



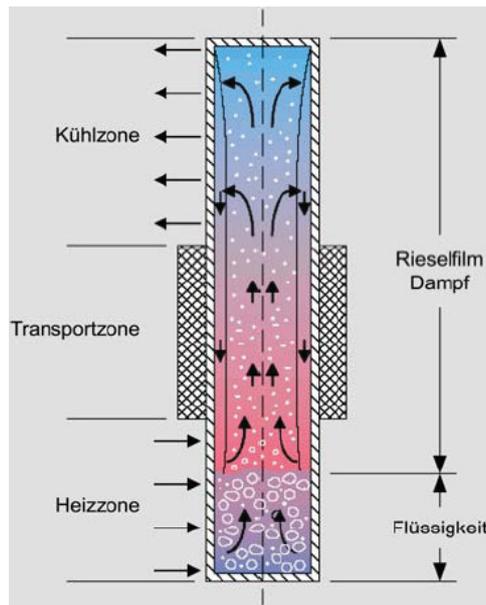


Abbildung 8: Schema eines Wärmerohres [19]

Vorteile: [19]

- Wärmetransport wird durch geringste Temperaturunterschiede aktiviert
- Hohe Wärmestromdichte und kleine Übertragungsfläche: effektive Wärmeleitfähigkeit um Zehnerpotenzen höher als die gut leitenden Metalle Aluminium oder Kupfer
- Passives System: keine aktiven, energieverbrauchenden Antriebselemente wie Pumpen nötig
- Geräuschlos, wartungsfrei
- Theoretischer Temperaturbereich des anströmenden Gases:  $-270 - 2000^{\circ}\text{C}$  (je nach Wärmeträger)

Hemmnisse: [19]

- sehr komplexe Dimensionierung
- wenige Anbieter am Markt
- geringe Flexibilität gegenüber schwankenden Betriebsbedingungen

### 2.2.3.3 Wärmepumpen

Mithilfe einer Wärmepumpe kann Wärmeenergie niedriger Temperatur (z.B. Abwärme) durch Zufuhr exergetisch höherwertiger Energie auf ein höheres Temperaturniveau gebracht werden. Die nötige Energie wird entweder über elektrischen Strom (Kompressionswärmepumpe) oder Wärme (Absorptionswärmepumpe) eingebracht. [19]

Die Funktionsweise von Wärmepumpen wird an dieser Stelle nicht erläutert. Genauere Informationen hierzu finden sich in den Kapiteln 2.2.5 und 2.2.5.4. Dort wird die Funktionsweise von Kompressions- und Absorptionskältemaschinen beschrieben, die in Aufbau und Funktion einer Wärmepumpe entsprechen, jedoch lediglich eine andere Zielsetzung haben.

Vorteile von Wärmepumpen allgemein: [19]

- Kaum nutzbare Wärme auf niedrigem Temperaturniveau kann auf nutzbares Temperaturniveau gebracht werden

Hemmnisse: [19]

- 140°C maximal erreichbares Temperaturniveau
- Nur bei hohen Energiepreisen wirtschaftlich
- Hohe Investitionskosten (Amortisationszeit in der Industrie min. 5 Jahre)

Einsatz: [19]

- Gebäudeheizung von gut gedämmten Gebäuden und Warmwasserbereitung
- Weitere Anwendungen bei denen Warmwasser bis 140°C benötigt wird (bei Magna z.B. zur Beheizung der VBH-Reinigungsmedien)

#### **2.2.4 Wärmerückgewinnung aus Druckluftkompressoren**

Bei der Verdichtung von Luft entsteht Wärme. Diese Wärme befindet sich in der Druckluft und muss bereits im Kompressor weitgehend aus der Luft entfernt werden, bevor diese in die Druckluftleitung strömt. [3]

Jede Druckluftanlage muss daher über eine ausreichende Kühlung verfügen. Als Kühlmedien werden entweder Umgebungsluft oder kaltes Wasser (Stadtwasser, Flusswasser oder Prozesswasser) verwendet. [3]

Die Druckluftkompressoren bei Magna werden mithilfe von Frischluft gekühlt: Kühlwasser (Wasser-Glykol-Gemisch) zirkuliert in einem geschlossenen Kreislauf zwischen dem Kompressor und einem Luftkühler, wo es durch Außenluft abgekühlt wird und danach in kalter Form wieder in den Kompressor eintritt (Abbildung 9)



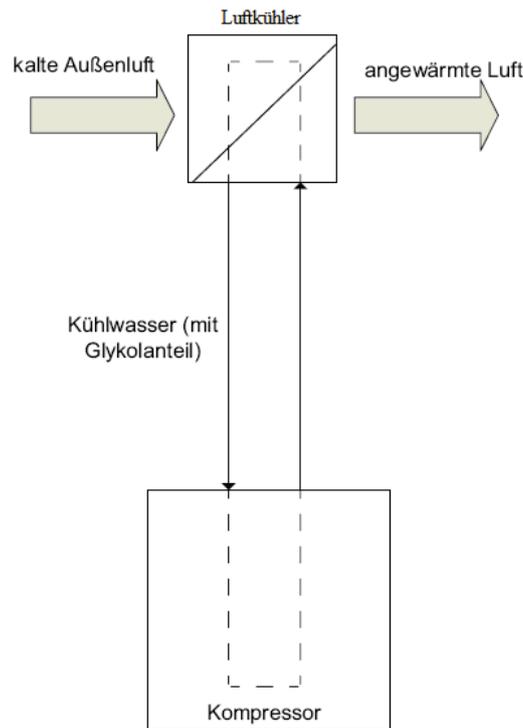


Abbildung 9: Schema Kompressorkühlung bei Magna Steyr mit Luftkühlung

Viele Druckluftanlagen bieten große meist ungenützte Möglichkeiten der Energieeinsparung in Form einer Wärmerückgewinnung. Bei größeren Anlagen können die Energiekosten bis zu 80% der Gesamtkosten ausmachen. [3]

„Bis zu 94% der dem Kompressor zugeführten Leistung kann, in Form von bis zu 90°C heißem Wasser, zurückgewonnen werden. Die Investition in eine Wärmerückgewinnung macht sich also schnell bezahlt.“ [3]

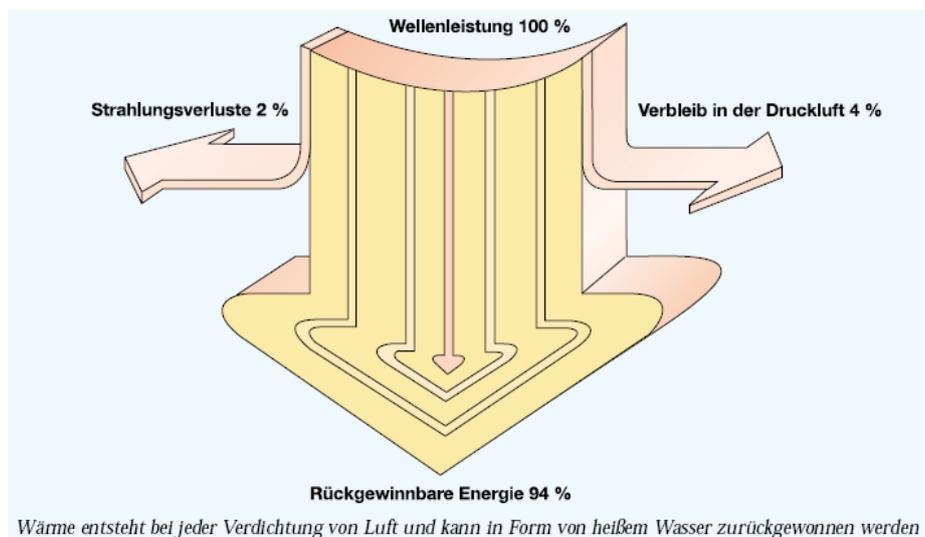


Abbildung 10: Abwärme eines Druckluftkompressors [3]

Eine Wärmerückgewinnung ist – für die Druckluftkompressoren bei Magna – über einen zusätzlichen Wärmetauscher (Abbildung 11) möglich, über den einerseits das warme Kühlwasser aus dem Kompressor und andererseits kaltes Wasser geführt wird. Das gewonnene Warmwasser kann dann – je nach Temperaturniveau – in anderen Prozessen verwendet werden.

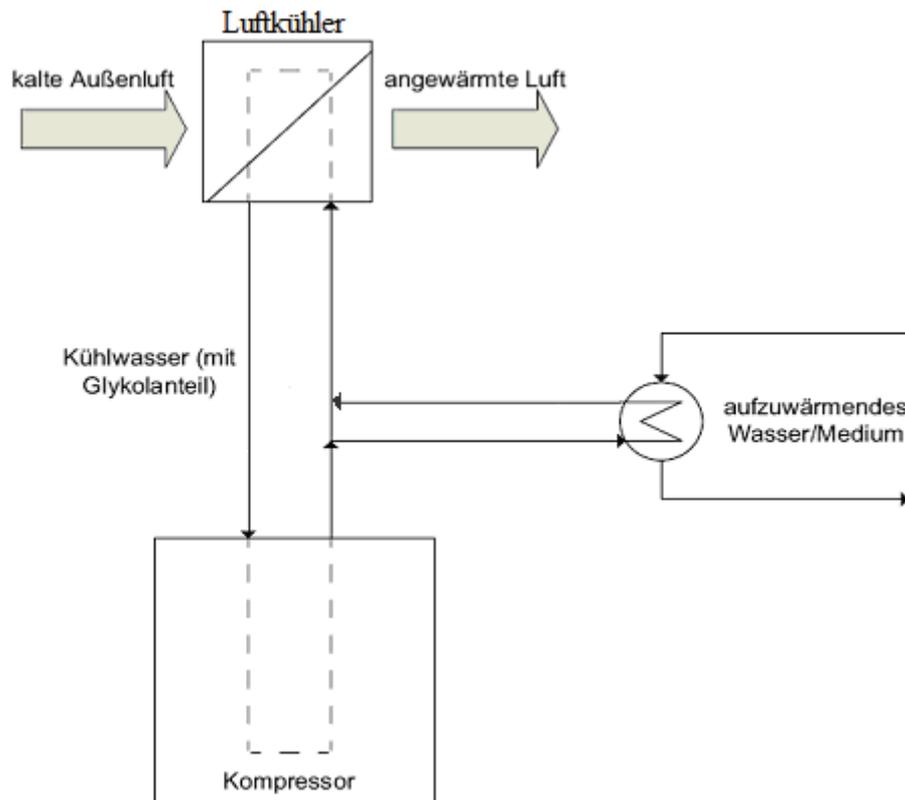


Abbildung 11: Schema für Wärmerückgewinnung aus einem Druckluftkompressor bei Magna

## 2.2.5 Kältemaschinen und Wärmerückgewinnung

### 2.2.5.1 Prinzip

Die Kaltdampfkompressionsanlage ist die zurzeit am weitesten verbreitete Kältemaschine. Der in Abbildung 12 dargestellte Kreislauf entspricht einem thermodynamischen Kreisprozess, bei dem Wärme bei niedriger Temperatur ( $Q_{zu}$ ) aufgenommen und auf einem höheren Temperaturniveau ( $Q_{ab}$ ) wieder abgegeben wird. Eine Kältemaschine arbeitet also nach dem gleichen Prinzip wie eine Wärmepumpe, nur mit unterschiedlicher Zielsetzung. [2]

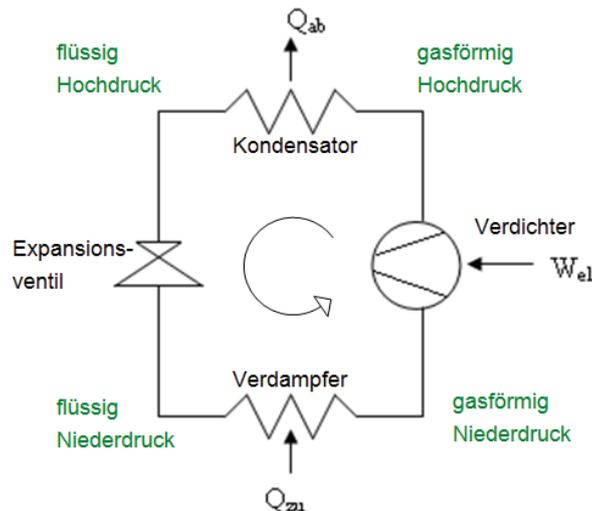


Abbildung 12: Schema einer Kaldampfkompressionskältemaschine

Das Kältemittel (heute üblicherweise R134a, „Frigen“) läuft in einem ständigen Kreislauf zwischen Verdichter, Kondensator, Expansionsventil und Verdampfer. [2]

„Kälte“ wird folgendermaßen „erzeugt“:

Dem zu kühlenden Medium wird im Verdampfer so viel Wärme ( $Q_{zu}$ ) entzogen, dass seine Temperatur auf das gewünschte Niveau absinkt und das Kältemittel gleichzeitig verdampft. Das gasförmige Kältemittel gelangt weiter in den Kompressor (Verdichter) wo es unter Zufuhr von elektrischer Leistung ( $W_{el}$ ) isentrop verdichtet wird, wobei sich sein Druck und seine Temperatur erhöhen. Nach dem Verdichter gelangt das Kältemittel in den Kondensator, wo es sich verflüssigt und seine Kondensationswärme ( $Q_{ab}$ ) frei gibt. Bei den von Magna verwendeten Kältemaschinen wird diese Wärme über Ventilatoren an die Außenluft abgeben. Die Kondensationswärme ( $Q_{ab}$ ) ist die Summe aus der zugeführten elektrischen Leistung ( $W_{el}$ ) und der Kälteleistung ( $Q_{zu}$ ). [2]

Das verflüssigte Kältemittel steht weiterhin unter hohem Druck. Im Expansionsventil „entspannt“ sich das Gas und kühlt dabei (isenthalpe Drosselung, Joule-Thomson-Effekt) ab. Danach gelangt es wiederum in den Verdampfer, wo es aufgrund seines tiefen Drucks unter Wärmezufuhr von außen verdampfen kann. [2]

Damit ist der Kreislauf geschlossen.

$$CoP = \frac{Q_{zu}}{W_{el}} \quad (IV)$$

$$W_{el} + Q_{zu} = Q_{ab} \quad (V)$$

$W_{el}$ ...elektrische Leistung [kW]



$Q_{zu}$ ...Kühlleistung [kW]

$Q_{ab}$ ...Abwärme [kW]

Cop...Coefficient of Performance

Der CoP ist die „Leistungszahl“ der Kältemaschine, also die Kühlleistung bezogen auf die eingesetzte elektrische Leistung.

### 2.2.5.2 Möglichkeiten der Abwärmenutzung

Die Abwärme aus einer Kältemaschine kann folgendermaßen genutzt werden:

- 1) In einem so genannten „Enthitzer“ – einem Wärmetauscher – wird das dampfförmige Kältemittel der Kältemaschine mit kaltem Wasser von seiner Hochdrucktemperatur vor dem Kondensator bis maximal kurz über seine Kondensationstemperatur abgekühlt. Die Hochdrucktemperatur ist je nach Kältemaschine und Kältemittel verschieden. In den in dieser Diplomarbeit betrachteten Fällen können Hochdrucktemperaturen zwischen 65 und 80°C angenommen werden (Erfahrungswerte aus der Arbeit von Joanneum Research), es konnten jedoch keine genauen Daten zu diesen Kältemaschinen in Erfahrung gebracht werden. Das kalte Wasser kann hier demnach auf bis zu 75°C aufgewärmt und danach anderweitig verwendet werden. Die im Enthitzer rückgewonnene Abwärme beträgt ungefähr 15% der gesamten Abwärme der Kältemaschine. Dieser Wert konnte anhand von Beispielberechnungen für die Raumklimatisierung mit dem Kältemitteltool ASEREP der ILK Dresden abgeschätzt werden (Download unter: [www.ilkdresden.de/de/leistungen/kaelte/aserep.htm](http://www.ilkdresden.de/de/leistungen/kaelte/aserep.htm))
- 2) Im zweiten Schritt wird das abgekühlte aber immer noch dampfförmige Kältemittel in einem Kondensator – einfach gesagt ebenfalls ein Wärmetauscher – verflüssigt. Dabei wird die Kondensationswärme des Kältemittels auf das Kühlwasser übertragen. Die hier rückgewonnene Abwärme beträgt ungefähr 85% der gesamten Abwärme der Kältemaschine, es können – im Fall von Magna – jedoch nur Wassertemperaturen von etwa 30°C erreicht werden. Die hier erreichbaren Temperaturen hängen von der Kondensationstemperatur des Kältemittels am gewählten Betriebspunkt der Kälteanlage ab.

Es kann aber auch die gesamte Abwärme – bei niedrigen Temperaturen – einzig im Kondensator gewonnen werden.

Am wirtschaftlichsten ist Abwärmenutzung bei großen Kältemaschinen, die ganzjährig in Betrieb sind. Weiters sollte vor Neukauf einer Kältemaschine überlegt werden, ob eine Abwärmenutzung sinnvoll ist, da eine Nachrüstung mit den nötigen Komponenten auf jeden Fall teurer sein wird.



### 2.2.5.3 Free-Cooling

Zurzeit werden immer mehr Kältemaschinen mit so genanntem „Free-Cooling“ (Freie Kühlung) ausgestattet.

Im Free-Cooling Betrieb erfolgt die Kühlung des Mediums teilweise oder vollständig mit kalter Außenluft und nicht (nur) mithilfe der Kältemaschine. Das bedeutet, dass die Kältemaschine nicht in Betrieb ist, wenn die Außenlufttemperaturen niedrig genug sind um das zu kühlende Medium auf die gewünschte Temperatur zu bringen. Dies ist im Winter der Fall, sowie in den Übergangszeiten in der Nacht. Dadurch kommt es zu einer deutlichen Einsparung des Stromverbrauchs. [4]

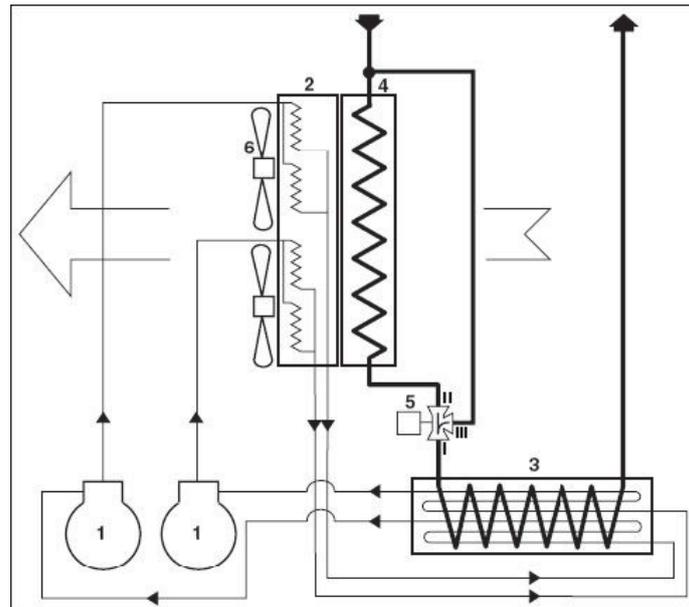
Auch wenn die Außentemperaturen nicht ausreichen um das Medium vollständig zu kühlen, so kann doch zumindest eine Vorkühlung erfolgen, bevor die Kältemaschine zum Einsatz kommt. [4]

Die Mehrkosten für eine Free-Cooling Anlage sind relativ gering, jedoch muss folgendes beachtet werden: Ist die betreffende Kältemaschine im Winter und in den Übergangszeiten – wo entsprechend tiefe Außentemperaturen herrschen – überhaupt in Betrieb? Am sinnvollsten ist der Einsatz von Free-Cooling bei solchen Kältemaschinen, die ganzjährig konstante Wärmelasten aufweisen. Bei Klimaanlage, in denen nur relativ hohe Soll-Temperaturen (z.B. 15 – 20°C Hallenlufttemperatur) gefordert sind, kann aber auch im Sommer in der Nacht ein Free-Cooling Betrieb möglich sein. [4]

In Abbildung 13 ist das Schema einer Kältemaschine mit Free-Cooling zu sehen:

Wenn zu hohe Außenlufttemperaturen herrschen, wird das zu kühlende Medium direkt über die Kältemaschine geleitet. Bei teilweiser freier Kühlung läuft das Medium zuerst über das Free-Cooling Register und danach noch über den Verdampfer der Kältemaschine. Während des Betriebsmodus „100 Prozent freie Kühlung“ wird die volle Kühlleistung durch das Freikühlregister erbracht. [4]





1 Verdichter, 2 Verflüssiger-Register, 3 Verdampfer, 4 Free-Cooling-Register

Abbildung 13: Schema einer Kältemaschine mit Free-Cooling [4]

Eine Nutzung der durch das Free-Cooling aufgewärmten Luft – z.B. zur Hallenheizung – kann in Betracht gezogen werden.

#### 2.2.5.4 Absorptionskältemaschinen: „Kälte aus Wärme“

Kälte wird heute hauptsächlich mittels elektrisch-angetriebener Kompressions-Kälteanlagen erzeugt. Eine genauere Beschreibung dieses Prinzips ist in Kapitel 2.2.5 zu finden. Daneben sind aber auch andere Verfahren möglich, wie z.B. Absorptions-Kälteanlagen. [11]

Anders als in Kompressions-Kältemaschinen wird hier der Kältemitteldampf nicht mechanisch verdichtet, sondern mithilfe eines Absorptionsmittels im Absorber gelöst und anschließend durch Wärmezufuhr wieder aus der Lösung ausgetrieben. Danach kann er wie in Kompressions-Kälteanlagen im Kondensator verflüssigt werden. [11]

Die Kälteerzeugung in einer Absorptionskälteanlage erfolgt mithilfe eines Zweistoffsystems, in dem – wie bereits oben erwähnt – eine Flüssigkeit eine andere absorbiert und wieder von ihr getrennt wird. Heute ist es meist Lithiumbromid, das Wasser absorbiert oder Wasser, das Ammoniak absorbiert. Der absorbierte Stoff ist das Kältemittel, der andere das Lösungsmittel. Zusammen bilden sie das „Arbeitspaar“. [12]

Der große Vorteil dieser Art der Kälteerzeugung liegt darin, dass elektrische Energie – anders als bei Kompressionskälteanlagen – lediglich für den Antrieb der Lösemittelpumpen benötigt wird und daher nur einen Bruchteil der mechanischen Antriebsenergie einer vergleichbaren Kompressionsanlage ausmacht. [11]

„Angetrieben“ wird die Kältemaschine durch Wärme, die im besten Fall Abwärme aus dem Betrieb, oder auch Solarwärme sein kann. Bei Verwendung von Abwärme aus dem Betrieb, kann im Vergleich zu einer Kompressionskältemaschine, ein Großteil der bisher benötigten elektrischen Energie eingespart werden.

Absorptionskältemaschinen zeichnen sich weiters u.a. durch folgende Eigenschaften aus: [11]

- einfacher Aufbau, einfache Bedienung und Unterhaltung
- außer Pumpen keine beweglichen, verschleissbehafteten Maschinen
- ölfreies Kältemittel
- geringer Geräuschpegel, keine Vibrationen
- lange Lebensdauer

### Funktionsweise

Der Kältemittelkreislauf entspricht im Prinzip dem einer Kompressionskältemaschine: Das gasförmige Kältemittel wird im Kondensator verflüssigt (Abwärme  $Q_{ab}$ ), expandiert im nachfolgenden Ventil auf einen geringeren Druck und verdampft im Verdampfer unter Aufnahme der Wärme aus dem zu kühlenden Medium ( $Q_{zu}$ ), wodurch Kälte „erzeugt“ wird. (Abbildung 14) Nun folgt jedoch kein mechanischer Verdichter – wie bei einer Kompressionskältemaschine – sondern der so genannte thermische Verdichter. Darunter versteht man ein System von hintereinander geschalteten Wärmetauschern in dem das Kältemittel zuerst im Lösemittel absorbiert und anschließend wieder ausgetrieben wird. Dieser Teil der Kältemaschine ist der Lösemittelkreislauf. [11]

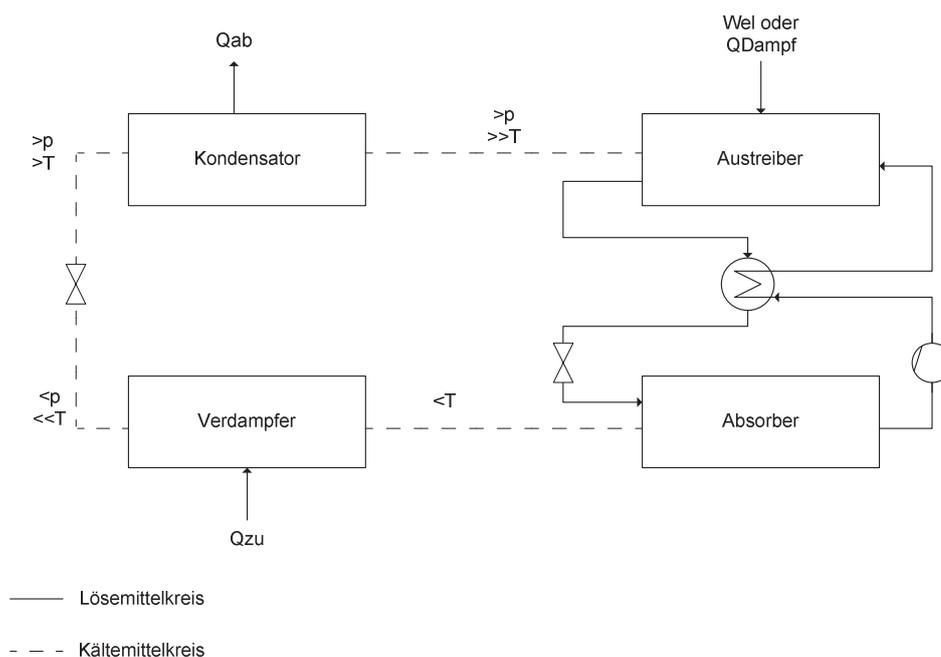


Abbildung 14: Schema einer Absorptionskältemaschine [12]



Im Austreiber oder Desorber werden die Stoffe voneinander getrennt, da die Lösung erhitzt wird (Zufuhr von elektrischer Energie  $W_{el}$  oder von Wärme  $Q_{Dampf}$ ). Aufgrund seiner geringeren Verdampfungstemperatur verdampft das Kältemittel zuerst und gelangt weiter in den Kondensator. [12]

Nach der Trennung vom Kältemittel wird das nun „arme“ Lösemittel durch ein Ventil auf den niedrigeren Absorberdruck entspannt, durch den internen Wärmetauscher abgekühlt und dem Absorber zugeführt. Dadurch kann es den Kältemitteldampf im Absorber aufnehmen. Die angereicherte „reiche“ Lösung wird schließlich durch eine Lösemittelpumpe zurück zum Austreiber geleitet. [12]

Damit ist der Kältekreis geschlossen.

Absorptionskältetechnik ist also immer dort von besonderem Interesse, wo die Wärme zum Betrieb des Desorbers kostengünstig zur Verfügung gestellt werden kann, z.B. als Abwärme oder über solare Beheizung, da sie die Bereitstellung von Kälte fast ohne Einsatz von Primärenergie ermöglicht. Daraus ergeben sich natürlich auch niedrige Betriebskosten. [16]

Trotz der beschriebenen Vorteile kommt die Absorptionstechnik derzeit noch relativ selten zur Kälteerzeugung oder in Wärmepumpen zum Einsatz. Der Grund dafür sind die hohen Investitionskosten, die deutlich über denen vergleichbarer Kompressionsanlagen liegen. Aufgrund dieser hohen Investitionskosten lassen sich – trotz niedriger Betriebskosten – zurzeit noch keine wirtschaftlichen Amortisationszeiten erreichen. [16]

Der Absorber ist der teuerste Teil der Absorptionskälteanlage und bestimmt damit entscheidend die Investitionskosten. Daher liegt der Forschungsschwerpunkt zurzeit darin, diese Komponente zu optimieren und damit die Herstellkosten zu verringern. [16]

Bei zukünftigen Neuanschaffungen von Kälteanlagen sollte also auf jeden Fall geprüft werden, ob im Prozess entsprechende ungenützte Abwärmeströme vorhanden sind um eine Absorptionskältemaschine betreiben zu können.

Nachfolgend soll noch genauer auf den Betrieb von Absorptionskälteanlagen mittels Solarwärme eingegangen werden.

### Solare Kühlung/Klimatisierung

*Wirtschaftlichkeit solarthermischer Kälteanlagen:* [17]

- solar betriebene Kältemaschinen noch nicht wirtschaftlich
- solarthermische Anlage ist größter Kostenfaktor
- Betriebs- und Wartungskosten niedriger als bei konventionellen Anlagen
- Investitionskosten aufgrund der geringen Stückzahlen höher
- Mehrkosten aber teilweise nur noch geringfügig über den Kosten einer konventionellen Anlage



- hohe Nutzungsdauern entscheidend für die Anlagenwirtschaftlichkeit (aufgrund der solarthermischen Anlage)
- in Europa noch relativ kleiner Markt

*Fazit:* [17]

- deutliche Reduktion des Energieverbrauchs und der CO<sub>2</sub> Emissionen möglich
- sehr hoher solarer Deckungsgrad (größer 70%) oder besser ein vollständig solares Heizsystem nötig
- wirtschaftlichen Anlagenbetrieb: zusätzliche Investitionskosten der thermischen Kältetechnik müssen noch reduziert werden (höhere Stückzahlen...)
- gute Möglichkeit um sommerliche Wärme effizient zu nutzen

Viele Konzepte der Absorptionstechnik sind mittlerweile aus dem Prototypentwicklungsstadium heraus und in den Feldtest und die Produktion übergegangen, daher werden in den nächsten Jahren vermehrt Projekte bzw. Solar Cooling Kits auch im kleinen Leistungsbereich umgesetzt werden. [17]

Tabelle 2: marktgängige Anlagen zur solaren Kühlung/Klimatisierung [17]

Technologie	Absorption			Adsorption	DEC
	einstufig	zweistufig	einstufig		
Kältemittel	Wasser	Wasser	Ammoniak	Wasser	–
Sorptionsmittel	Lithium-bromid	Lithium-bromid	Wasser	Silikagel	Silikagel od. Lithium-chlorid
Kälte-träger	Wasser	Wasser	Wasser-Glykol	Wasser	Luft
Kältetemperaturbereich [°C]	6 – 20	6 – 20	-30 – +20	6 – 20	16 – 20
Heiztemperaturbereich [°C]	70 – 90	130 – 160	80 – 180	55 – 100	55 – 100
Kühlwassertemperatur [°C]	25 – 40	25 – 40	25 – 50	25 – 35	nicht erforderlich
Kälteleistungsbereich [kW]	5 – 20.500	170 – 23.300	10 – 1.000	5 – 350	6 – 300
Leistungszahl (COP) [-]	0,6 – 0,7	1,1 – 1,4	0,5 – 0,6	0,6 – 0,7	0,5 – 1,0

Weitere Möglichkeiten zur Kälteerzeugung mittels Wärme bieten die Adsorptionstechnologie und die Flüssigsorption.

## 2.3 Energiebilanzierung

In Abbildung 15 ist das Bilanzgebiet für die Energiebilanz über einen beliebigen Wärmetauscher in der Vorbehandlung dargestellt.



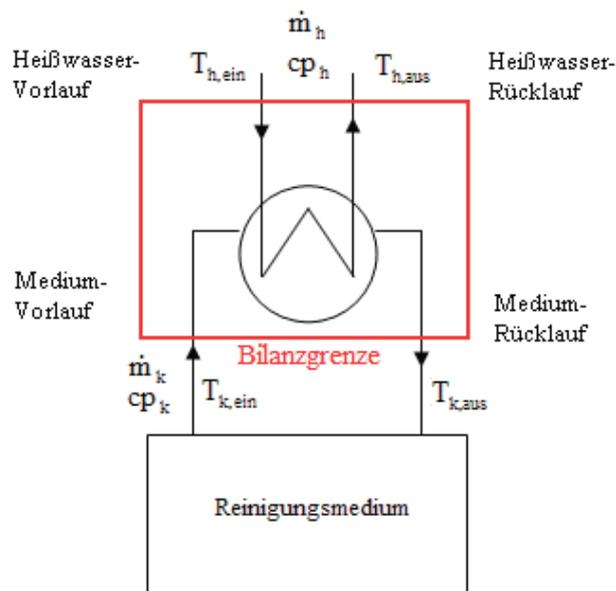


Abbildung 15: Bilanzgebiet

Die Energiebilanz für einen Wärmeaustauscher ist unter Annahme stationärer Bedingungen und unter Vernachlässigung von kinetischer, potentieller Energie und Wärmeverlusten folgendermaßen aufzustellen: [18]

$$\sum \dot{m} \cdot \Delta h = 0 \quad (\text{VI})$$

Ohne Phasenübergänge ist  $\Delta h$  gegeben durch Multiplikation von  $c_p$  mit  $\Delta T$ . Damit ergibt sich Gleichung (V) für den Wärmeaustausch zwischen einem heißen (Index h) und eine kalten (Index k) Strom zu: [18]

$$\dot{m}_h \cdot cp_h \cdot (T_{h,aus} - T_{h,ein}) + \dot{m}_k \cdot cp_k \cdot (T_{k,aus} - T_{k,ein}) = 0 \quad (\text{VII})$$

Formel (VI) bezeichnet die zwischen dem heißen und dem kalten Strom ausgetauschte Wärmemenge. [18]

$c_p$  ... spezifische Wärmekapazität [kJ/(K\*kg)]

$\dot{m}$  ... Massenstrom [kg/s]

T ... Temperatur [K]

h ... spezifische Enthalpie [kJ/kg]

Die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  ist abhängig von der Temperatur (siehe dazu Kapitel 2.4!!).

## 2.4 Pinchanalyse

Bei der Pinchanalyse handelt es sich um eine „thermodynamische Methode zum Auffinden des optimalen Energieversorgungssystems eines Prozesses“. [8] Sie wurde in den späten 1970er Jahren unter der Leitung von Bodo Linnhoff an der Universität von Manchester entwickelt und seitdem ständig verfeinert.

Jeder verfahrenstechnische Prozess enthält Prozessströme mit Massenstrom  $\dot{m}$  und mittlerer spezifischer Wärmekapazität  $c_{pm}$ , die von einer Anfangstemperatur ( $T_a$ ) auf eine Endtemperatur ( $T_e$ ) gebracht werden müssen. [9]

Jene Ströme, die erwärmt werden sollen ( $T_a < T_e$ ), bezeichnet man dabei als "kalte" Ströme, und jene die abgekühlt werden müssen ( $T_a > T_e$ ), als "heiße" Ströme. [9]

Im Falle der „kalten“ Ströme wird Wärme zugeführt: [9]

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_{pm} * (T_e - T_a) \quad [\text{kW}] \quad (\text{VIII})$$

„Heißen“ Strömen wird Wärme entzogen: [9]

$$\dot{Q} = \dot{m} * c_{pm} * (T_a - T_e) \quad [\text{kW}] \quad (\text{IX})$$

Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  ist abhängig von der Temperatur. Bei Berechnung eines Wärmestroms laut Formel VIII oder IX, dessen Temperatur sich zwischen  $T_a$  und  $T_e$  ändert, muss daher (näherungsweise) mit der mittleren spezifischen Wärmekapazität  $c_{pm}$  in diesem Temperaturbereich gerechnet werden.  $c_{pm}$  lässt sich folgendermaßen aus tabellierten Werten (z.B. VDI Wärmeatlas) ermitteln:

$$c_{pm} \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_m \Big|_{0^\circ\text{C}}^{t_2} * t_2 - c_m \Big|_{0^\circ\text{C}}^{t_1} * t_1}{t_2 - t_1} \quad [\text{kJ}/(\text{kg} * \text{K})] \quad (\text{X})$$

$t_{1,2}$  ... Start- und Endtemperatur [ $^\circ\text{C}$ ]

$c_{pm} \Big|_{0^\circ\text{C}}^{t_2}$  ... tabellierte spezifische Wärmekapazität [ $\text{kJ}/(\text{kg} * \text{K})$ ] zwischen  $0^\circ\text{C}$  und einer beliebigen Temperatur  $t_2$

Ziel der Pinch-Analyse ist es, ein System zu ermitteln, in dem möglichst wenig zusätzlich „von außen“ geheizt bzw. gekühlt werden muss. Das wird z.B. erreicht, indem bisher „ungenützte“ heiße Abwärmeströme zum Aufheizen kalter Prozessströme verwendet werden.



Prozessströme können u.a. über Wärmetauscher so gekoppelt werden, dass die von außen zugeführte Wärme bzw. Kälte minimal wird.

#### Erstellung der Hot- and Cold Composite Curve:

Die gefundenen heißen und kalten Prozessströme können in einem Temperatur-Leistungs-Diagramm, wie in Abbildung 16 dargestellt, aufgetragen werden.

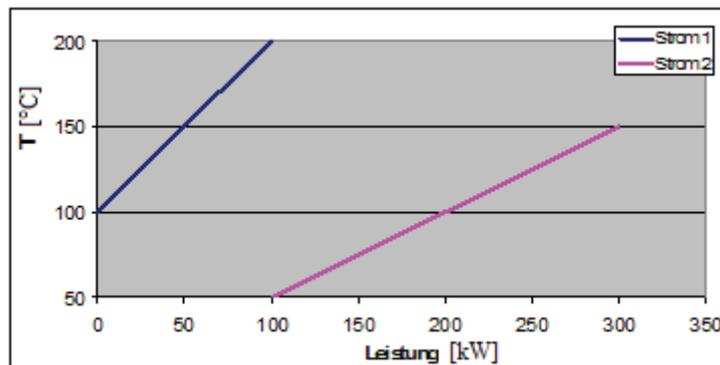


Abbildung 16: Beispielhafte Darstellung zweier heißen Ströme im Temperatur-Leistungs-Diagramm [9]

Diese Prozessströme werden anschließend zu einer Summenkurve addiert. (Abbildung 17)

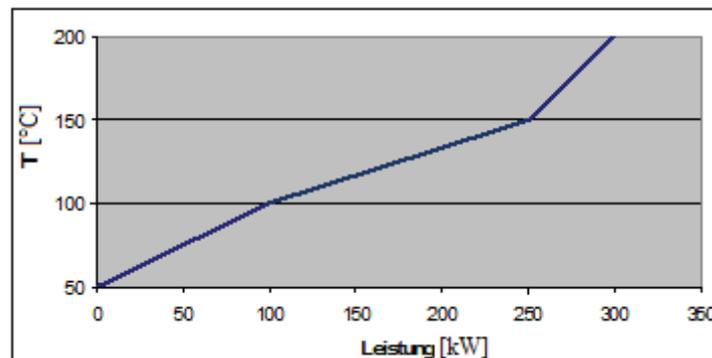


Abbildung 17: Die aus beiden Strömen zusammengesetzte Summenkurve [9]

Die aus den „kalten“ Strömen gewonnene Summenkurve wird als „Cold Composite Curve“, die aus den „heißen“ Strömen gewonnene, als „Hot Composite Curve“ bezeichnet. Diese Summenkurven stellen den kumulierten Heiz- und Kühlbedarf dar. [8]

In Abbildung 18 ist ein Beispiel einer solchen „Hot-and-Cold“ Composite Curve für mehrere heiße und kalte Prozessströme zu sehen.

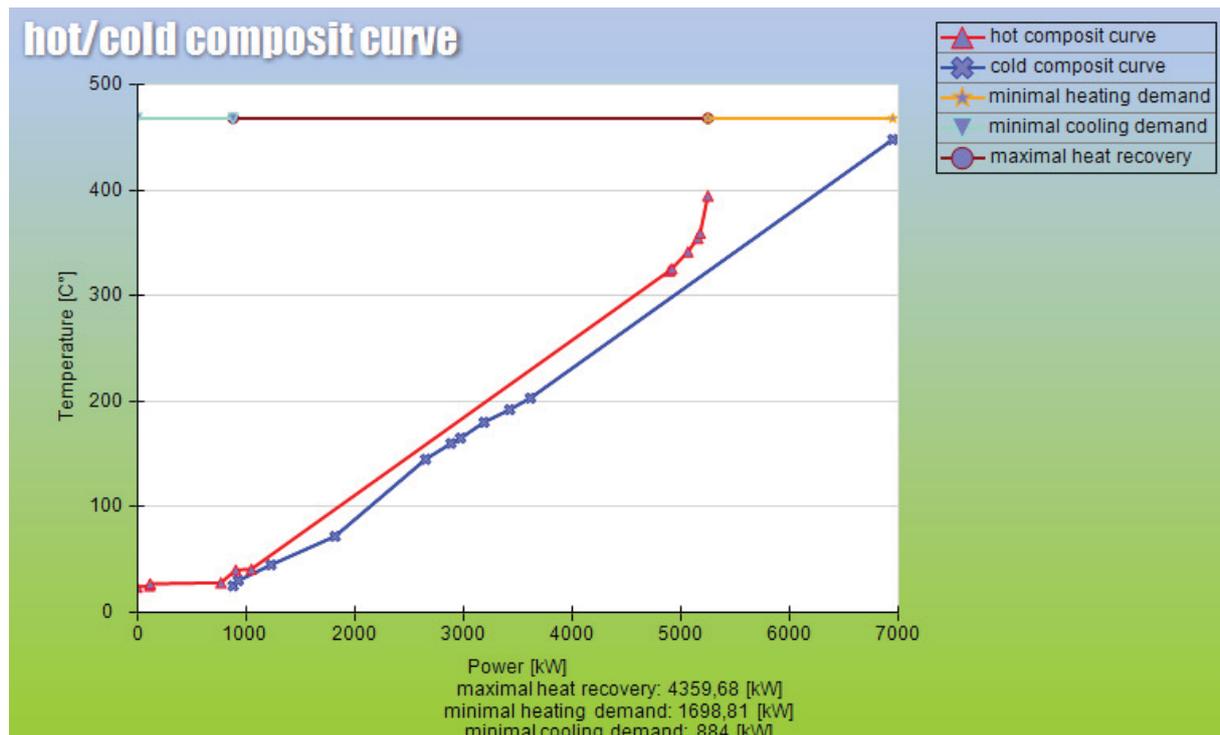


Abbildung 18: Beispiel einer „Hot-and-Cold Composite-Curve“

Nur im gemeinsamen Enthalpiebereich der roten und der blauen Kurve, und wo eine Temperaturdifferenz besteht, ist der Bereich in dem theoretisch Wärmerückgewinnung möglich ist. In Abbildung 18 liegt dieser etwa zwischen 1000 und 5000 kW. Das bedeutet, dass in diesem Bereich die kalten Ströme vollständig durch die heißen Ströme aufgeheizt werden könnten, dass hier also theoretisch kein zusätzlicher Heiz- oder Kühlbedarf besteht. [8]

Alle Ströme die rechts von diesem „Rückgewinnungsbereich“ liegen, müssen in jedem Fall durch Wärmequellen „von außen“ beheizt werden (Heizdampf, Wärmeträgeröl, Direktheizung). Ströme die links davon liegen, müssen „von außen“ gekühlt werden (Kühlwasser, Kältemittel). [8]

Der vertikale Abstand zwischen den beiden Kurven entspricht der für den Wärmetausch zur Verfügung stehenden Temperaturdifferenz ( $\Delta T$ ). Den Punkt an dem dieser Abstand zwischen den beiden Summenkurven minimal wird ( $\Delta T_{\min}$ ), bezeichnet man als „Pinch“. [8] Durch Verschieben der Kurven entlang der x-Achse kann das  $\Delta T$  für den geplanten Wärmetauscher beliebig eingestellt werden. Ein  $\Delta T$  von beispielsweise 10°C bedeutet, dass in dem neuen Wärmetauscher ein heißer Strom mit einer Temperatur von 100°C, einen kalten Strom nur auf maximal 90°C aufheizen kann. Ebenso kann ein kalter Strom mit 30°C, einen heißen Strom nur auf 40°C abkühlen.

„Der Pinch teilt den Prozess in ein Gebiet über dem Pinch, das mit einer Wärmequelle von außen im Gleichgewicht steht und in ein Gebiet unter dem Pinch, das mit einer äußeren Wärmesenke im Gleichgewicht steht. Über dem Pinch darf keine Wärme vom Prozess nach

außen abgeführt werden, da dies zusätzlichen Heizbedarf zur Folge hätte; unter dem Pinch darf keine Wärme von außen zugeführt werden, da dies zusätzlichen Bedarf an Kühlung verursachen würde.“ [8]

Ein Wärmetransfer „über den Pinch“ würde aus den oben genannten Gründen sowohl den Heiz- als auch den Kühlbedarf erhöhen und sollte daher ebenfalls vermieden werden. [9]

Daraus ergeben sich die „goldenen Regeln“ der Pinchtechnologie für minimalen Energiebedarf: [9]

- Keine Wärmetransfer über den Pinch
- Keine kalten Betriebsmittel über dem Pinch
- Keine heißen Betriebsmittel unter dem Pinch

Die mithilfe der Pinch-Analyse gewonnene „Hot-and-Cold“ Composite Curve zeigt also sehr anschaulich, in welchem Bereich eines Prozesses Wärmerückgewinnung theoretisch möglich wäre. Weitergehend muss nun ermittelt werden, welche Prozessströme im Detail über Wärmetauscher gekoppelt werden sollen und ob eine Wärmerückgewinnung aufgrund der räumlichen Lage der einzelnen Anlagenteile überhaupt sinnvoll ist.

## 3 Praktischer Teil

### 3.1 Beschreibung des Lackierprozesses

Abbildung 19 stellt den Ablauf des Lackierprozesses bei Magna Steyr dar. Die Karossen gelangen vom Rohbau in die Lackiererei und anschließend zur Endfertigung in die Montage. [10]

Im Anhang befindet sich ein detailliertes Schema der Lackiererei mit einer Übersicht über alle Prozessschritte.

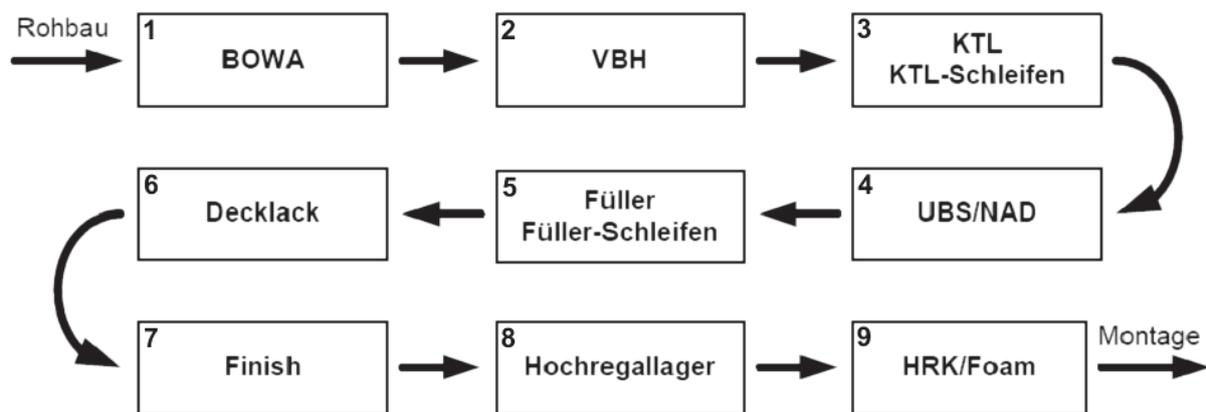


Abbildung 19: Flussbild Lackierprozess [1]

#### 1. BOWA:

Diese erste Stufe bezeichnet die Vorreinigungsanlage (auch Bodywäscher genannt). Hier erfahren die Rohkarosserien eine Grobreinigung und Vorentfettung durch allseitiges Abspritzen mit einer entsprechenden Reinigungslösung. [10]

#### 2. VBH:

Die Vorbehandlung bildet die Grundlage für die Korrosionsbeständigkeit der Karosserie. Dazu gehören die Prozesse der Entfettung, der Aktivierung, der Phosphatierung und der Passivierung. [10]

Im Zuge der Entfettung werden Hilfsstoffe wie Schmieröle, diverse Fette und Korrosionsschutzöle aus dem Produktionsprozess entfernt. Als Reiniger kommen wässrige, mild alkalische Substanzen zum Einsatz die auch eine einfache und wirtschaftliche Abwasserbehandlung ermöglichen. Der Entfettungsprozess wird entweder als Tauchbad (höhere Konzentrationen) oder als Sprühbehandlung (niedrigere Konzentrationen) ausgeführt. Abbildung 20 zeigt als Beispiel das Tauchbecken der VBH Halle 83. [10]



Abbildung 20: VBH Tauchbecken H83 [1]

Die Aktivierung der Metalloberfläche erfolgt als Tauchverfahren. Dieser Prozess, gemeinsam mit dem Entfetten, hinterlässt eine ungeschützte, sehr reaktionsfreudige Karosserie, der ideale Ausgangspunkt für die Phosphatierung. [10]

Bei der Phosphatierung wird eine nichtmetallische, anorganische Schicht auf der Metalloberfläche erzeugt, eine so genannte Konversionschicht. Ziel dieser Behandlung ist ein erhöhter Korrosionsschutz und eine verbesserte Haftfähigkeit der nachfolgend aufgetragenen Lackierung. Die Konversionschicht entsteht durch chemische Reaktion der wässrigen Behandlungslösung mit dem metallischen Untergrund. [10]

Der Grund für die sehr gute Haftung liegt darin, dass die gebildete Schicht beinahe gleich aufgebaut ist (Gitterstruktur) wie das Grundmaterial (Substrat). Diesen Effekt bezeichnet man auch als Epitaxie. Je ähnlicher die Struktur der gebildeten Schicht der Struktur des Substrates ist, desto besser ist ihre Haftfestigkeit. [10]

Als wichtigstes und am häufigsten angewandtes Phosphatierverfahren ist das Zinkphosphatieren zu nennen. Hierbei kommen Phosphorsäure-Lösungen mit gelösten Salzen von saurem Zinkphosphat, Beschleuniger (Nitrit, Chlorat) und Oxidationsmittel (Wasserstoffperoxid) zum Einsatz. [10]

Die Schichtbildung beruht auf folgenden chemischen Vorgängen: [10]

- Beizangriff an der Metalloberfläche
- Wasserstoffentwicklung und pH-Wert Verschiebung an der Metalloberfläche
- Bildung von schwerlöslichem tertiärem Zinkphosphat und Phosphorsäure

Die Reaktion kommt zum Stillstand, sobald die gesamte Metalloberfläche mit einer Phosphatschicht bedeckt ist. Die resultierenden Schichten weisen ein Flächengewicht von 1 – 6 g/m<sup>2</sup> auf. Der bei der Reaktion entstehende Eisen(III)-Phosphatschlamm wird mittels kontinuierlich arbeitender Bandfilter abgetrennt. [10]

Durch die Anwendung einer passivierenden Nachspülung lassen sich die Eigenschaften der Phosphatschichten verbessern. Dies ist vor allem für den Korrosionsschutz und die Haftfestigkeit anschließend aufgetragener Lackschichten, vor allem bei der kathodischen Elektrottauchlackierung (KTL), von Bedeutung. [10]

### 3. KTL:

Nach der Vorbehandlung passieren die Karossen die Zonen der kathodischen Elektrottauchlackierung (KTL). Hier wird die erste Lackschicht und somit der Korrosionsschutz für die gesamte Karosserie inklusive aller Hohlräume gebildet. Zur KTL gehören das Tauchbecken, das Spritzspülen, das Reinfiltratspülen und das Einbrennen. [1]

Elektrottauchlackierung bedeutet Metallbeschichtung unter Zuhilfenahme von elektrischem Gleichstrom. Die Tauchlackierung wird deshalb als kathodisch bezeichnet, weil der Lack an der Kathode abgeschieden wird. [10]

Das Elektrottauchbad (10 – 20% Feststoff) beinhaltet Bindemittel, Pigmentpaste und geringe Mengen an Lösemitteln. „Die Masse des abgeschiedenen Lackes ist direkt proportional der Stromdichte in Abhängigkeit von der Beschichtungszeit und der Dichte des Trockenfilmes.“ Der Lackfilm selbst wirkt isolierend, was dazu führt, dass der Widerstand während des Prozesses ansteigt und die auf der Karosserie abgeschiedene Lackmenge somit absinkt. Das KTL-Becken ist isoliert. Um ein Entmischen der Suspension zu verhindern, wird das gefilterte Lackkreislaufmaterial gezielt umgewälzt. Für eine qualitativ hochwertige Lackierung muss die Badtemperatur in engen Toleranzen, 32 °C +/- 1 °C, gehalten werden. Aus mehreren Gründen ist eine ständige Kühlung des Beckens notwendig: [10]

- bei der Abscheidung entstehende Wärme
- Energieeintrag der Umwälzpumpen
- Wärmeeintrag durch die in der VBH erwärmten Karossen

In Abbildung 21 ist zu sehen, wie eine Karosserie in das KTL-Becken einfährt.





Abbildung 21: KTL Tauchbecken H8 [1]

Bei der Beschichtung werden die zur Neutralisation der Bindemittel notwendigen Säuren nicht mit ausgeschieden und würden sich schließlich im Lackbad anreichern.

Um dies zu verhindern werden die negativ geladenen Säurereste mittels eines Elektro-Dialyseverfahrens entfernt. Bei diesem Verfahren werden Anoden in Dialysezellen mit einer Flüssigkeit (Anolyt) durchspült. Die Abtrennung der Zellen zum Lackbad hin erfolgt durch eine semipermeable Membran. Die Säuremoleküle werden durch die Membran in den Anolytkreislauf gezogen. Somit ist die Säurebildung auf den Anolytkreislauf beschränkt. Der Leitwert der Anolytsäure (Mischung aus Ameisensäure und Essigsäure) wird laufend mit einer Messsonde überprüft. Zum Halten des Leitwertes muss ein Teil der Anolytsäure im Überlauf über die Neutralisation entsorgt und durch VE-Wasser ergänzt werden. [10]

In Abbildung 22 ist das KTL-Tauchbecken mit Pendelförderer, Karosse und dem Anolytkreislauf zu sehen.

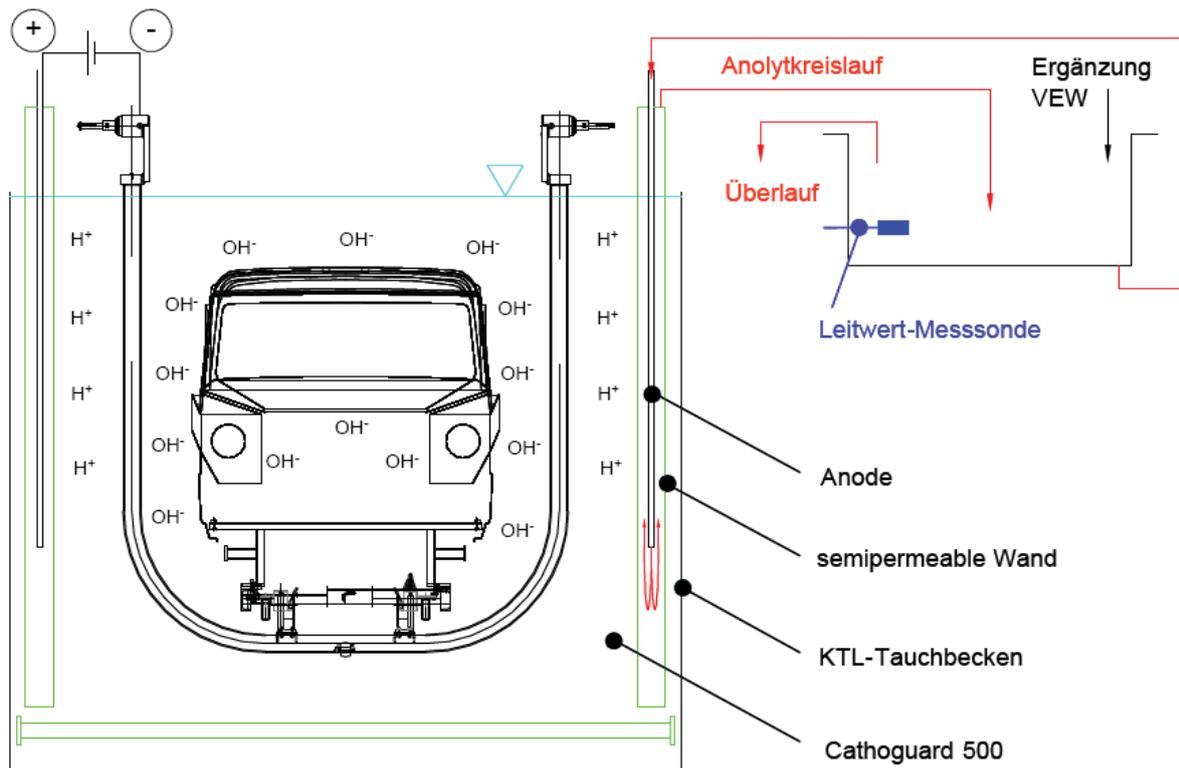


Abbildung 22: KTL-Tauchbecken mit Anolytkreislauf [1]

Im Betrieb kommt es zu einer Anreicherung des Bades mit niedermolekularen Bestandteilen, welche durch Ultrafiltration entfernt werden müssen. Die Ultrafiltration soll vor allem genügend Filtrat aus der Badsuspension für die Spülung zur Verfügung stellen und damit die Rückführung des ausgeschlepten Lackes gewährleisten. Hierzu wird die Lacksuspension über mehrere Filtermodule geführt, durch deren Membran eine Abtrennung des Wassers sowie niedermolekularer Stoffe erfolgt. Das Konzentrat gelangt wieder in das Becken. [10]

Die an den beschichteten Karossen anhaftenden Lackreste werden in mehreren Stufen entfernt. In den einzelnen Stufen wird Rezirkulat verwendet, um zu große Abwassermengen zu vermeiden. Das Rezirkulat wird im Gegenstrom (Kaskade) geführt und muss nur gelegentlich erneuert werden. Zum Abschluss der KTL wird der Lack im Einbrennofen vernetzt. Im Zuge des KTL-Schleifens wird die Oberfläche auf Fehlstellen (Einschlüsse, Läufer etc.) überprüft und falls nötig ausgebessert. [1]

#### 4. UBS/NAD: (Unterbodenschutz, Nahtabdichtung)

Im Anschluss an die KTL werden alle Nähte an der Karosse mit PVC versiegelt. Dieser Prozessabschnitt dient der Dichtheit, der Geräuschdämmung und dem Steinschlagschutz. Nahtdichtarbeiten werden typspezifisch sowohl im Ober- als auch im Unterboden durchgeführt. Zusätzlich erfolgt ein ca. 1 mm dickes Flächenspritzen. [1]

Zur Geräuschkämpfung können außerdem Dämmmatten auf Bitumenbasis eingelegt werden, die ebenso im nächsten Trocknungsschritt (Füllertrockner) mit dem Karossenboden verschmelzen. [10]

In Abbildung 23 erfolgt der Unterbodenschutz mittels Robotern an einer BMW-Karosserie. [1]



Abbildung 23: USB H83 [1]

Abbildung 24 zeigt die händische PVC-Nahtversiegelung. [1]



Abbildung 24: NAD H8 [1]

### 5. Füller:

Die Füllerschicht (Wasserfüller) bildet die zweite Lackschicht und schützt die darunter liegende KTL vor UV-Strahlung und Steinschlag. Die Lackierung der Innenbereiche, wie Falz- und Einstiegsbereiche, erfolgt manuell mit Pistolen. Die Außenhautbeschichtung, wie in Abbildung 25 dargestellt, wird mit elektrostatischen Hochrotationsglocken (ESTA) durchgeführt. Hierbei werden Schichtstärken von 25 – 30  $\mu\text{m}$  erzielt. Der Lack wird 20 Minuten bei 150 °C Objekttemperatur eingebrannt. [10]

Im Zuge des Füller-Schleifens wird die Oberfläche auf Fehlstellen (Einschlüsse, Rinner, Läufer, Kocher) überprüft und gegebenenfalls punktuell geschliffen. [1]



Abbildung 25: Füller H83 [1]

### 6. Decklack:

Den Abschluss der Lackierung bildet die Paarung Basislack/Klarlack. [1] Der Wasserbasislack bildet die dritte und damit effektbestimmende und farbgebende Komponente der Decklackierung. Wie bei der Füllerapplikation wird die Beschichtung der Außenhaut mit Hochrotationsglocken und der Innenbereiche manuell mit Pistolen durchgeführt. Je nach Farbton ergeben sich Schichtstärken zwischen 12 und 30  $\mu\text{m}$ . Anschließend muss der Wassergehalt in einem so genannten „flash off“ (IR-Trockner, Warmblasen und Kühlen) auf eine Restfeuchte von < 10% reduziert werden. [10]

Der 2-komponentige Klarlack ist die vierte Lackschicht. Er besteht aus Stammlack und dem Härter, welche die Lackierung vor allen Umwelteinflüssen schützen und für den nötigen Glanz sorgen. Die Beschichtung der Außenhaut und der Innenbereiche erfolgt analog der Wasserbasislackapplikation. Hierbei ergeben sich Schichtstärken von ungefähr 40 – 50  $\mu\text{m}$ . Das Einbrennen des Basis- und des Klarlackes erfolgt über 20 Minuten bei einer Objekttemperatur von 145 °C. [10]

Abbildung 26 zeigt die Beschichtung der Karosseaußenhaut mit Decklack. [1]



Abbildung 26: Decklack H8 [1]

### 7. Finish:

Nach Durchlaufen der Decklacklinie gelangt die Karosserie zum Finish. Dort werden kleine Fehler geschliffen und poliert. Am Ende des Polierbandes wird entschieden, ob die Karosserie einwandfrei ist oder nicht. Karosserien, die den Anforderungen nicht genügen, gelangen entweder zum Spot-Repair, wo kleine Stellen nachlackiert und mittels Infrarot getrocknet werden, oder werden erneut in die Decklacklinie geschickt. [1]

In Abbildung 27 ist der Finish-Bereich der Halle 83 zu sehen. [1]



Abbildung 27: Finish H8 [1]

### 7. Hochregallager:

Abschließend erfolgen eine Sortierung der Karossen im Hochregallager und eine selektive Aussteuerung in Richtung der Montage. [1]

### 8. Hohlraumkonservierung/Foam:

Während des Transportes zur Montage erfolgt entweder eine Hohlraumkonservierung (HRK) oder eine Schäumung der Karossen. Im Rahmen der Konservierung werden bei den Karossen des Typs G, S, Saab und X3 für definierte Hohlräume Hohlraumkonservierungen auf wässriger Wachsbasis zur Verbesserung des Korrosionsschutzes (sekundärer Korrosionsschutz) durchgeführt. Im Zuge des Hohlraumschäumens werden definierte Hohlräume unterschiedlicher Karossen mit PU-Schaum gefüllt, um eine Verbesserung des Akustikverhaltens zu erreichen. [1]

### 9. Trockner

Im Zuge der Behandlung und Lackierung durchlaufen die Karossen verschiedene Trockner. Im Falle der Lacktrockner wird die mit Lackpartikeln beladene Trocknerabluft in einer gasbefeuerten thermischen Nachverbrennung gereinigt.

Abbildung 28 gibt abschließend einen kurzen Überblick über die verschiedenen Lackschichten die in der Lackiererei aufgetragen werden.

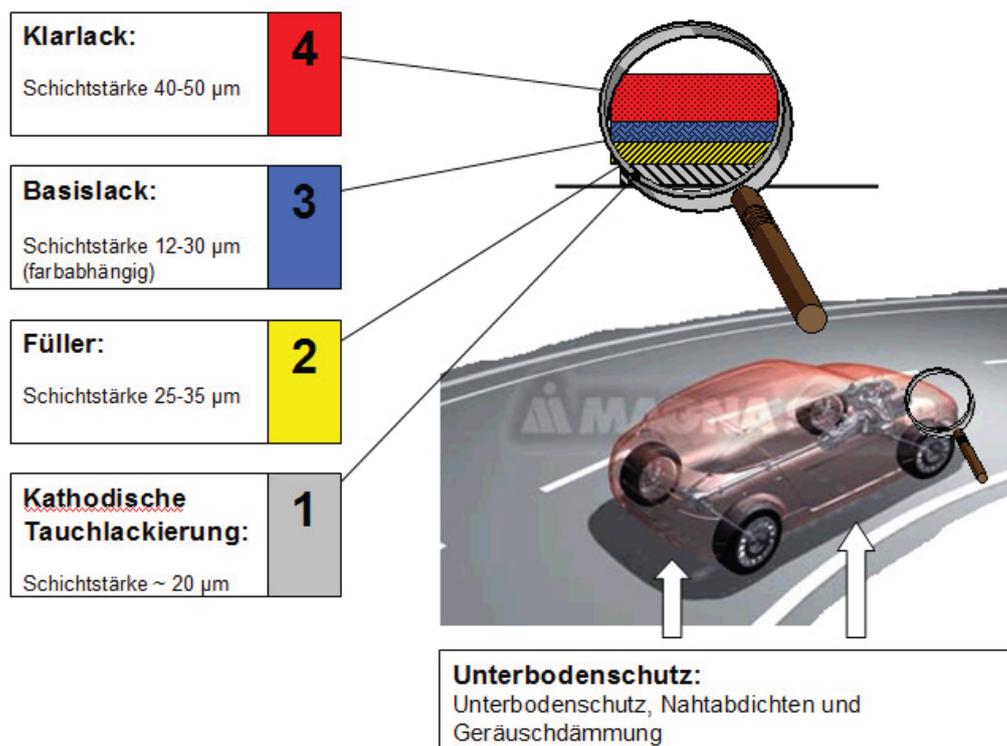


Abbildung 28: Aufbau der Lackschicht [10]

Im Anhang befindet sich ein detailliertes Schema der Lackiererei mit einer Übersicht über alle Prozessschritte.

## 3.2 Energiebilanzierung

### 3.2.1 Erhebung des Ist-Zustandes

In diesem Kapitel werden Daten zu den Energieverbräuchen bestimmter energierelevanter Prozessschritte zusammengeführt, und wenn nicht vorhanden, durch Messungen ermittelt. Folgende Bereiche werden betrachtet:

- Bodywäscher, Vorbehandlung und Kathodische Tauchlackierung
- Druckluftkompressoren
- Kältemaschinen
- Trockner
- Hallenheizung

#### 3.2.1.1 Bodywäscher, Vorbehandlung und Kathodische Tauchlackierung

In diesem Kapitel soll der Energiebedarf des Bodywäschers (BOWA), der Vorbehandlung (VBH: Spritzentfettung, Tauchentfettung und Tauchphosphatierung) und der Kathodischen Tauchlackierung (KTL) ermittelt werden.

Im Theorieteil (Kapitel 3.1) wurde bereits der Aufbau der Lackiererei beschrieben. In Abbildung 29 ist nun erneut das Prozessfließbild dargestellt, um die Lage von BOWA, VBH und KTL im Lackierprozess zu veranschaulichen.

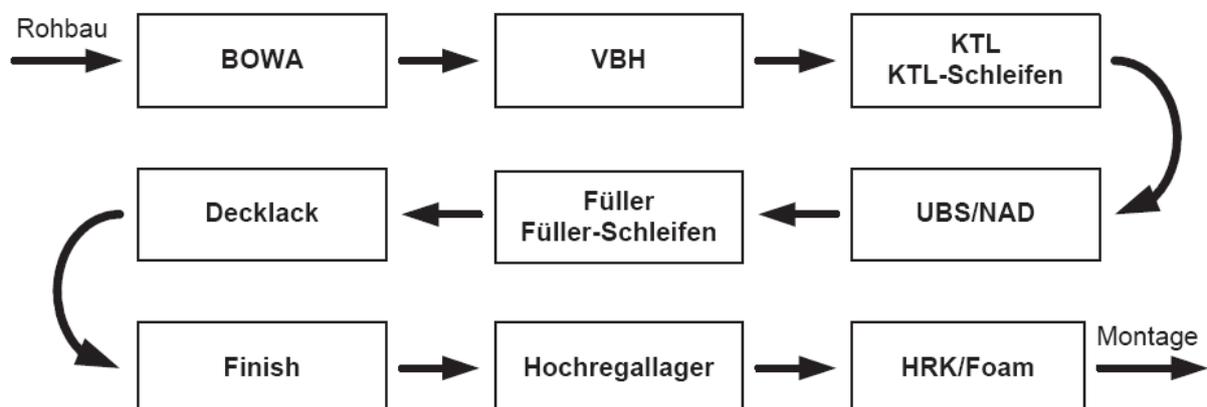


Abbildung 29: Prozessfließbild Lackiererei [1]

Die Reinigungsmedien von Bodywäscher, Spritzentfettung und Tauchentfettung müssen auf bestimmte Temperaturen aufgewärmt werden. Dies erfolgt in allen drei Fällen nach dem



gleichen Prinzip – wie in Abbildung 30 dargestellt. Umwälzpumpen leiten dazu jeweils einen bestimmten Teilstrom des Reinigungsmediums über einen Wärmetauscher, wo dieser mittels Heißwasser auf die gewünschte Temperatur gebracht wird.

Die Temperatur des Reinigungsmediums wird über den Heißwasserfluss geregelt, und zwar über einen Temperaturfühler medienseitig vor dem Wärmetauscher und ein heißwasserseitiges Motorstellventil. (Abbildung 30)

Die Heißwasserversorgung wird als Primär-, die Mediene Erwärmung als Sekundärseite bezeichnet.

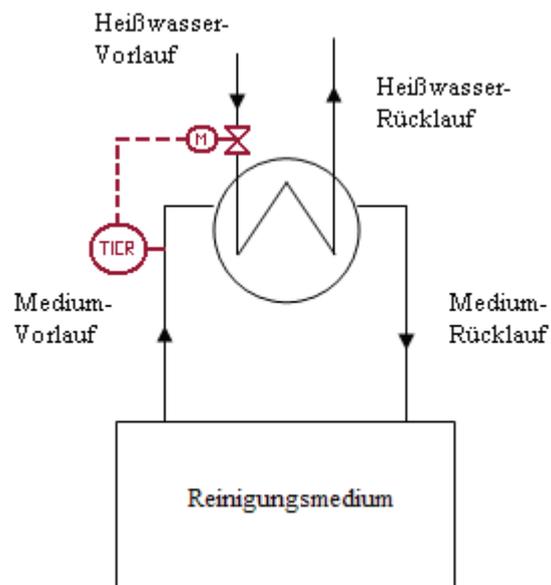


Abbildung 30: System zum Aufheizen der Reinigungsmedien von BOWA, Spritz- und Tauchentfettung

Folgende Bäder werden mit Heißwasser über einen Wärmetauscher – wie in Abbildung 30 dargestellt - beheizt:

- Bodywäscher (BOWA)
- Vorbehandlung (VBH)
  - Spritzentfettung
  - Tauchentfettung

Abbildung 31 zeigt zur Übersicht die Reihenfolge des BOWA, der VBH-Stationen und der KTL im Lackierprozess.

Das Tauchphosphatierbad wird ebenfalls mit Heißwasser beheizt, hier sind allerdings zwei in Serie geschaltete Wärmetauscher in Verwendung. Dieses System wird in Kapitel 3.2.1.1.4 genauer beschrieben.

Das KTL Becken wird mithilfe einer Kältemaschine über einen Wärmetauscher gekühlt. Dieses System wird in Kapitel 3.2.1.1.5 beschrieben. Durch Volumenstrom- und Temperaturmessungen an den Wärmetauschern wurde der Energiebedarf dieser Becken ermittelt.

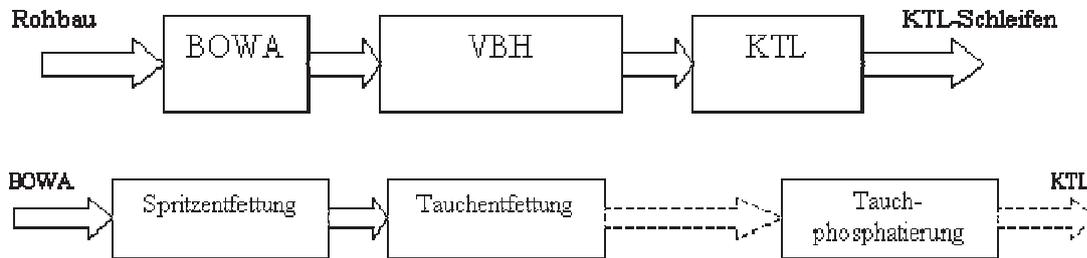


Abbildung 31: Reihenfolge der (Vor)Behandlungsbecken

Abbildung 32 zeigt die Anordnung der Messgeräte für die Temperatur- und Volumenstrommessungen an den Wärmetauschern.

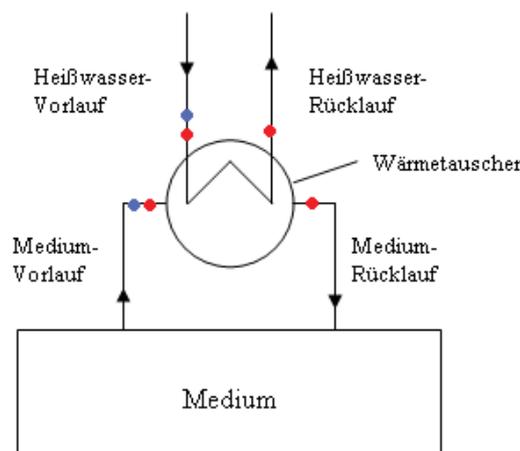


Abbildung 32: Messstellen am Wärmetauscher

Die roten Punkte in Abbildung 32 kennzeichnen die Temperaturmessstellen, die blauen Punkte die Durchflussmessstellen.

Die Messanordnung für die KTL ist dieselbe, nur wird hier der Kühlwasserstrom gemessen.

Die Messanordnung für die Tauchphosphatierung wird in Kapitel 3.2.1.1.4 beschrieben.

#### Verwendete Messgeräte:

- *Durchflussmessung:* Firma Flexim: Fluxus ADM 6725 Portabler Ultraschalldurchflussmesser
- *Temperaturmessung:* 4-Kanaltemperaturmessgerät TC309

### Berechnung der Heißwasser- und Medienleistung:

Mit folgender Formel wurden die Leistungen [kW] aus den gemessenen Temperaturen und den Medium- und Heißwasserflüssen berechnet. Im idealen Fall besitzen Heißwasser- und Medienleistung den gleichen Wert, real treten aber oft Unterschiede z.B. durch Wärmeverluste über den Wärmetauscher auf.

Die Heißwasserleistung wird mit dem gemessenen Heißwasserstrom [m<sup>3</sup>/h] und den gemessenen Heißwasser-Vorlauf und –Rücklauf Temperaturen berechnet.

Die Medienleistung wird mit dem gemessenen Medienstrom [m<sup>3</sup>/h] und den gemessenen Medium-Vorlauf und –Rücklauf Temperaturen berechnet. Genauere Informationen zur Leistungsberechnung finden sich im Kapitel 2.3.

$$Q = m * c_{pm} * \Delta T \quad [\text{kW}] \quad (\text{XI})$$

Q ... Leistung [kW]

$c_{pm}$  ... mittlere spezifische Wärmekapazität für den Temperaturbereich zwischen  $T_{\text{start}}$  und  $T_{\text{end}}$  [kJ/(K\*kg)]

T ... Temperatur [K]

m ... Massenfluss [kg/s]

#### **3.2.1.1.1 Bodywäscher (BOWA)**

Dieses Bad wird über einen Wärmetauscher mit Heißwasser beheizt. Die Soll-Temperatur des Badmediums beträgt  $50 \pm 2$  °C. Um den genauen Energiebedarf des Beckens bzw. den Heißwasserverbrauch zu ermitteln wurden Temperatur – und Durchflussmessungen am Wärmetauscher durchgeführt. Der Messzeitraum lag zwischen 19.09.2007 und 26.09.2007.



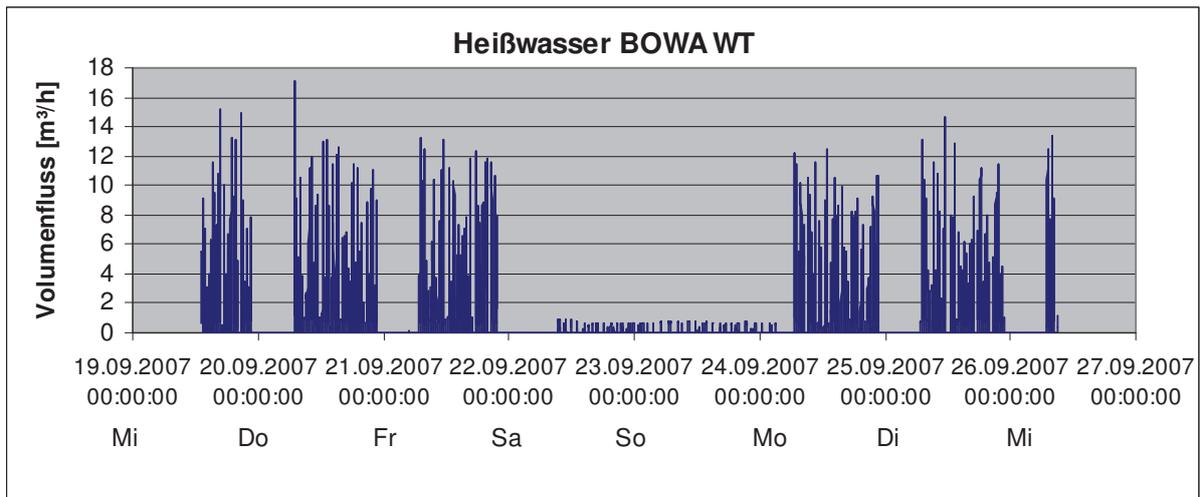
Durchflussmessung

Abbildung 33: Durchfluss Heißwasser BOWA-WT

Anhand des Verlaufs des Heißwasserflusses über eine ganze Woche (Abbildung 33) lassen sich die Betriebszeiten des Bodywäschers gut erkennen. Betriebsstillstand ist an Wochentagen in der Nacht von ca. 23:00 bis ca. 6:00 und an Wochenenden von Freitag ca. 23:00 bis Montag ca. 6:00.

Der durchschnittliche Volumenstrom des Heißwassers beträgt etwa 1 m³/h während der Produktion, die Schwankungsbreite ist jedoch extrem, denn die Spitzenwerte übersteigen teilweise das 12-fache! Hier ist eine Änderung der Regelung überlegenswert, um diese Spitzen etwas abzuflachen.

Am Wochenende ist ein geringer Heißwasserfluss zu erkennen. Hier ist zu klären, wozu am Wochenende – außerhalb der Produktionszeiten – Heißwasser benötigt wird: Bis 2003 wurde die Beheizung des Mediums in BOWA und VBH am Wochenende abgestellt. Erst am Sonntag vor Produktionsbeginn wurde das abgekühlte Medium wieder stark aufgeheizt. Dadurch ergaben sich einerseits problematische Aufheizspitzen am Sonntag (laut Kesselhaus) und andererseits wurden die Wärmetauscher durch den Temperaturabfall am Wochenende undicht. Daher erfolgte 2003 eine Umstellung der Temperaturregelung von BOWA und VBH auf Dauerheizbetrieb.

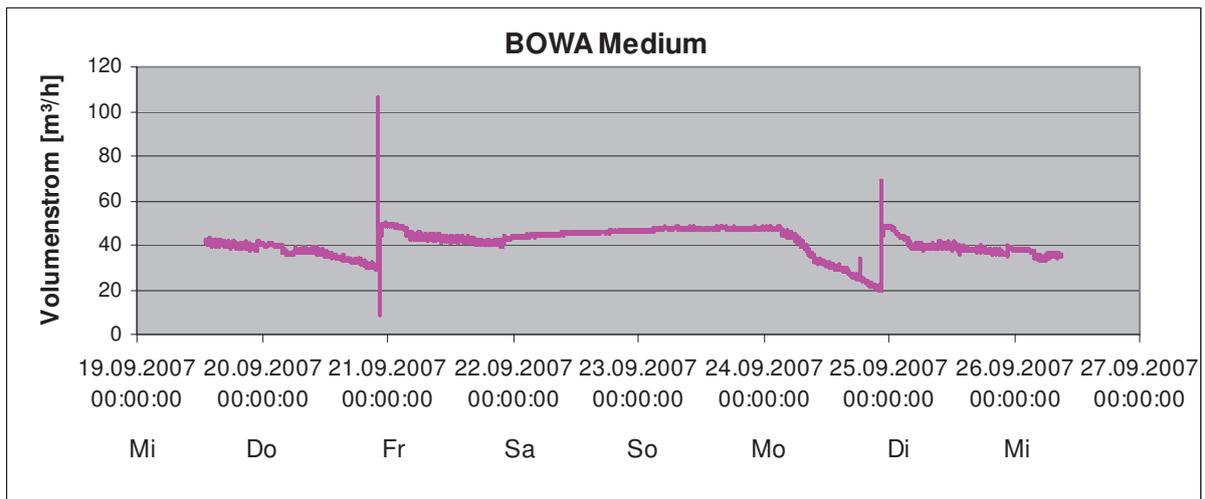


Abbildung 34: Durchfluss Medium BOWA-Wärmetauscher

In Abbildung 34 ist zu sehen, dass der Volumenstrom zweimal in der betrachteten Woche kontinuierlich abfiel (20.09.2007 und 24.09.2007) und danach sprunghaft wieder anstieg. Dieser Volumenstromabfall resultiert aus dem Zuwachsen von Filterbeuteln, die nach vorgegebener Druckdifferenz erneuert werden.

Tabelle 3: Mittelwerte der Volumenstrommessungen BOWA

	Heißwasserstrom [m³/h]	Medium [m³/h]
Tag (6 – 23:00)	1,01	37
Nacht (23 – 6:00)	0	42
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	0,06	46

Für eine gesamte Woche ergibt sich somit ein Heißwasserverbrauch von etwa 89 m³.

## Temperaturmessungen

Die Soll-Temperatur des Bades beträgt  $50 \pm 2^\circ\text{C}$ .

Abbildung 35 zeigt die Ergebnisse der Temperaturmessungen am BOWA-Wärmetauscher. In der anschließenden Tabelle sind die Mittelwerte der Temperaturverläufe für verschiedene Zeiträume dargestellt.

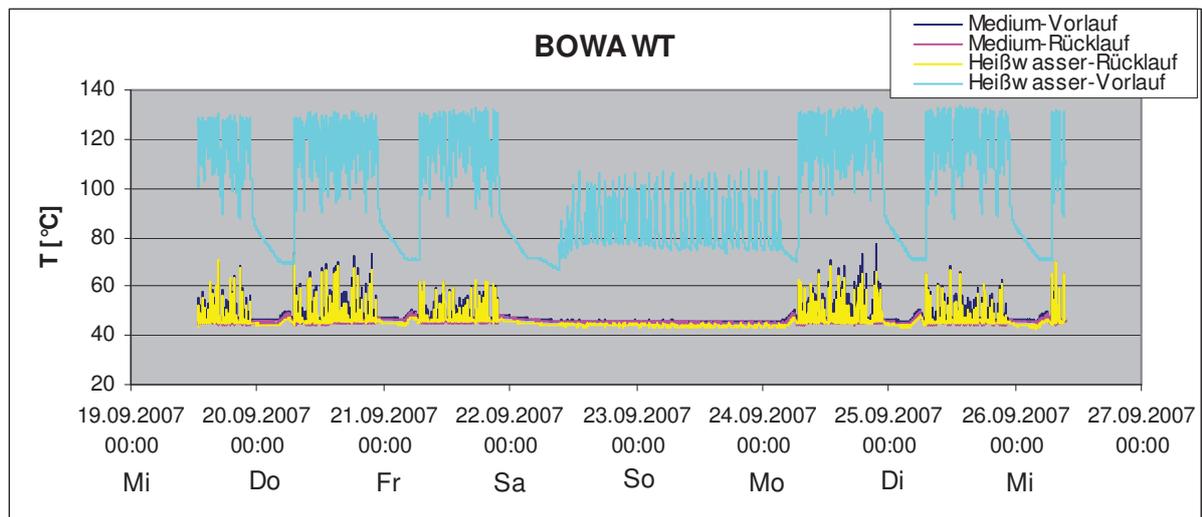


Abbildung 35: Temperaturen Bodywäscher-Wärmetauscher

Tabelle 4: Mittelwerte der Temperaturmessungen BOWA

	Medium Vorlauf [°C]	Medium Rücklauf [°C]	Heißwasser Vorlauf [°C]	Heißwasser Rücklauf [°C]
Tag (6 – 23:00)	45,5	47,7	115	47
Nacht (23 – 6:00)	47	47	77	45
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	46	46	81	44

## Leistungen

Mit den gemessenen Temperaturen und Volumenströmen wurde der Heißwasserbedarf [kW] und die Wärmeleistung/Wärmeaufnahme des Bad-Mediums [kW] berechnet, also einerseits die Wärmeleistung die das Heißwasser im Wärmetauscher abgegeben hat und andererseits die Wärmeleistung die das Medium im Wärmetauscher aufgenommen hat.

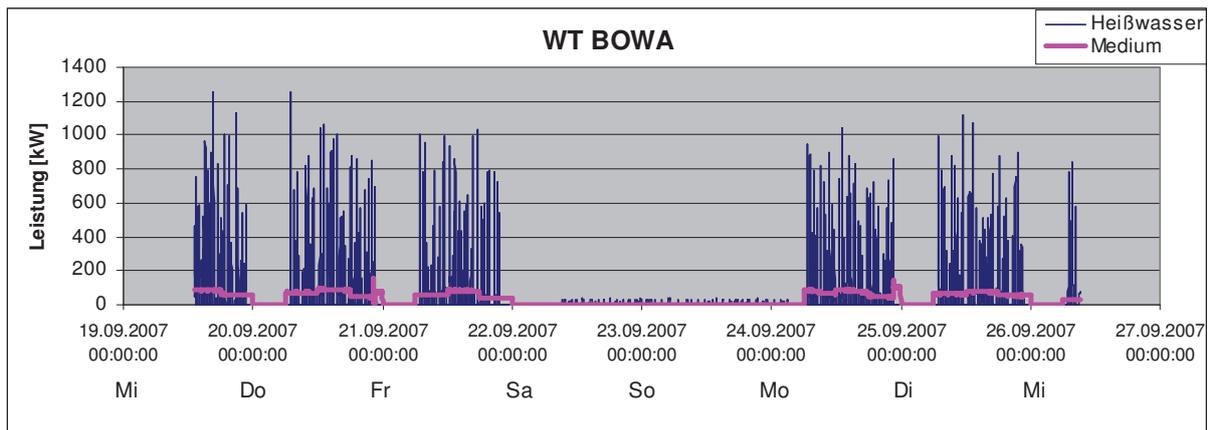


Abbildung 36: Leistung Wärmetauscher Bodywäscher

Tabelle 5: Mittelwerte der berechneten Leistungen BOWA

	Heißwasserleistung [kW]	Medium-Leistung [kW]
Tag (6 – 23:00)	81	70
Nacht (23 – 6:00)	0	0
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	2,6	0

Gesamter Heißwasserbedarf für eine Woche: 7028 kWh

Laut Tabelle 5 stimmt die vom Heißwasser übertragene Leistung nicht ganz mit der vom Bad-Medium aufgenommen Leistung überein. Dieser Unterschied lässt sich einerseits mit Wärmeverlusten über den Wärmetauscher erklären und andererseits mit folgendem Umstand: Die Erwärmung des Bad-Mediums beträgt teilweise weniger als 1 °C und da die Ungenauigkeit des verwendeten Temperatur-Messgerätes über die Rohrwand im Nachkommabereich steigt, ist die berechnete Leistung als nicht absolut genau anzusehen. Die Abkühlung des Heißwassers ist viel stärker und daher fallen hier Ungenauigkeiten im Nachkommabereich nicht so stark ins Gewicht. Daher ist die Heißwasser-Leistung als der aussagekräftigere Wert zu betrachten.

### 3.2.1.1.2 Spritzentfettung

Dieses Reinigungsmedium wird über einen Wärmetauscher mit Heißwasser beheizt. Die Solltemperatur des Reinigungsmediums beträgt wieder  $50 \pm 2$  °C.

Um den genauen Energiebedarf des Beckens bzw. den Heißwasserverbrauch zu ermitteln wurden Temperatur – und Durchflussmessungen am Wärmetauscher durchgeführt, und zwar im Zeitraum zwischen 23.08.2007 und 28.08.2007.

### Durchflussmessungen

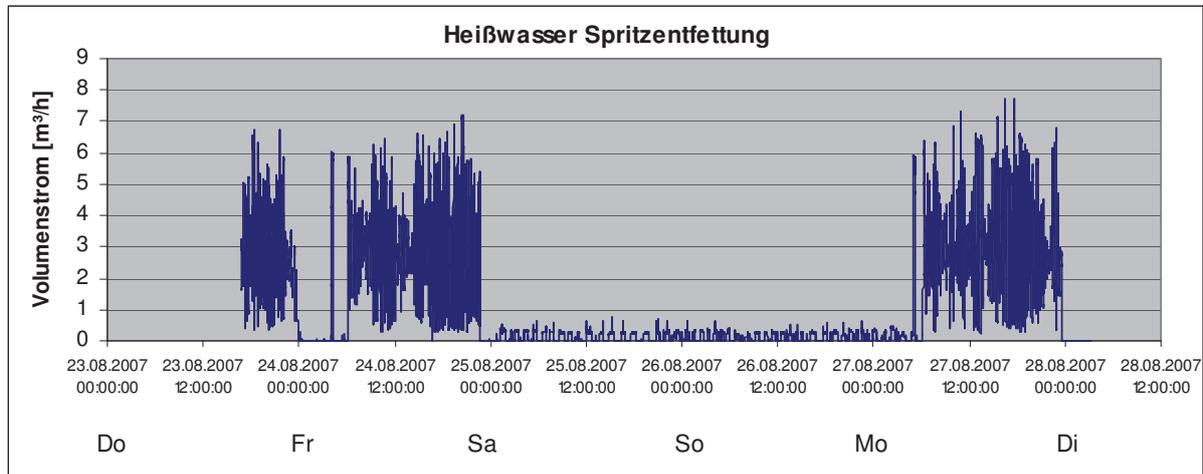


Abbildung 37: Durchfluss Heißwasser Wärmetauscher-Spritzentfettung

Auch hier (Abbildung 37) ist ein kleiner Heißwasserfluss am Wochenende zu erkennen, der dazu dient, die Medientemperatur über das Wochenende konstant zu halten.

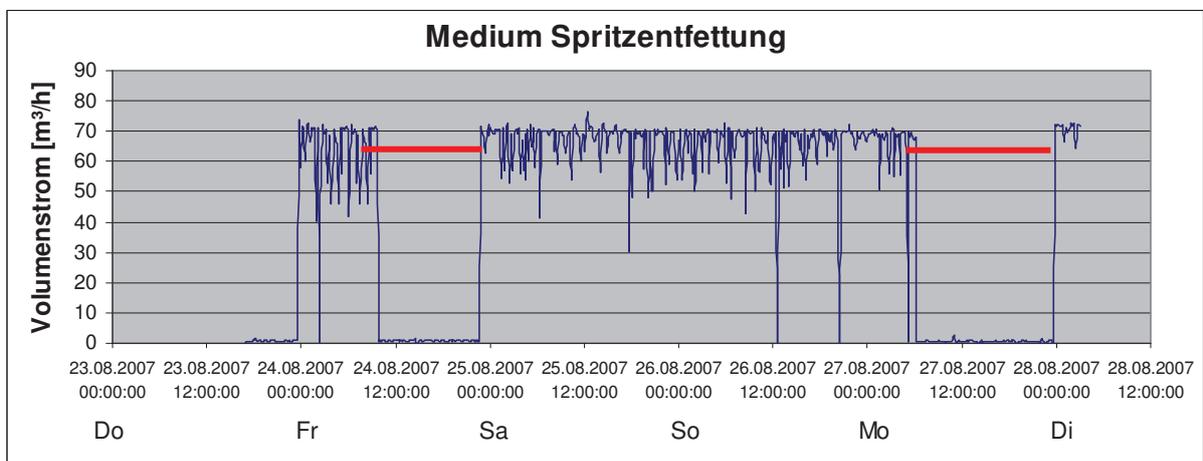


Abbildung 38: Durchfluss Emulsion Wärmetauscher-Spritzentfettung

Die Ergebnisse der Messung des Medienflusses am Wärmetauscher für die Spritzentfettung sind in Abbildung 38 zu sehen. Der Volumenstrom ist jedoch in Wirklichkeit über die ganze Woche konstant bei ca. 66 m³/h und fällt nicht – wie in Abbildung 38 dargestellt – teilweise auf 0 m³/h ab. Dies wurde von den Mitarbeitern in der Vorbehandlung vor Ort bestätigt. Offenbar konnte das Durchfluss-Messgerät bei hohen Heißwasser-Vorlauf Temperaturen den Volumenstrom des Mediums nicht richtig messen, denn der Abfall des Volumenstroms in



Abbildung 38 geht zeitlich einher mit dem Anstieg der Heißwasser-Vorlauf Temperatur in Abbildung 39. Eine gesicherte Begründung für dieses Verhalten konnte nicht gefunden werden, es könnte jedoch mit Dichteänderungen des Mediums aufgrund der Temperaturänderungen im Wärmetauscher zusammenhängen.

Für weiterführende Berechnungen wurden daher die korrigierten Durchflusswerte (rote Linien in Abbildung 38) herangezogen um die Messfehler auszugleichen.

Tabelle 6: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Spritzentfettung

	Heißwasserstrom [m <sup>3</sup> /h]	Mediumstrom [m <sup>3</sup> /h]
Tag (6 – 23:00)	2,5	66
Nacht (23 – 6:00)	0,11	66
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	0,12	66

Für eine gesamte Woche ergibt sich somit ein Heißwasserbedarf von etwa 222 m<sup>3</sup>.

### Temperaturmessung

Die Soll-Temperatur des Spritzentfettungsmediums beträgt  $50 \pm 2$  °C.

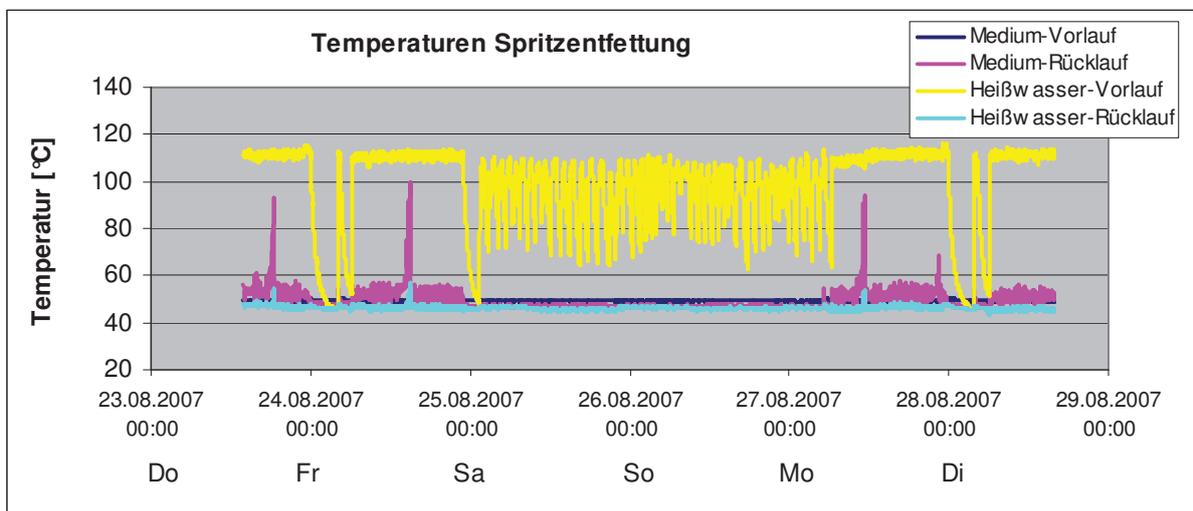


Abbildung 39: Temperaturen Wärmetauscher-Spritzentfettung

In Tabelle 7 sind die Mittelwerte der Temperaturmessungen für die Spritzentfettung zusammengefasst.



Tabelle 7: Mittelwerte der Temperaturmessungen Spritzentfettung

	Medium Vorlauf [°C]	Medium Rücklauf [°C]	Heißwasser Vorlauf [°C]	Heißwasser Rücklauf [°C]
Tag (6 – 23:00)	49,8	52,7	111,5	47
Nacht (23 – 6:00)	48,8	48,8	70,5	46
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	48,5	48,5	93,5	46

### Leistungen

Mithilfe der Temperatur- und Durchflussmessungen wurden nun die Leistungen des Heißwassers und des Mediums berechnet und in Abbildung 40 dargestellt.

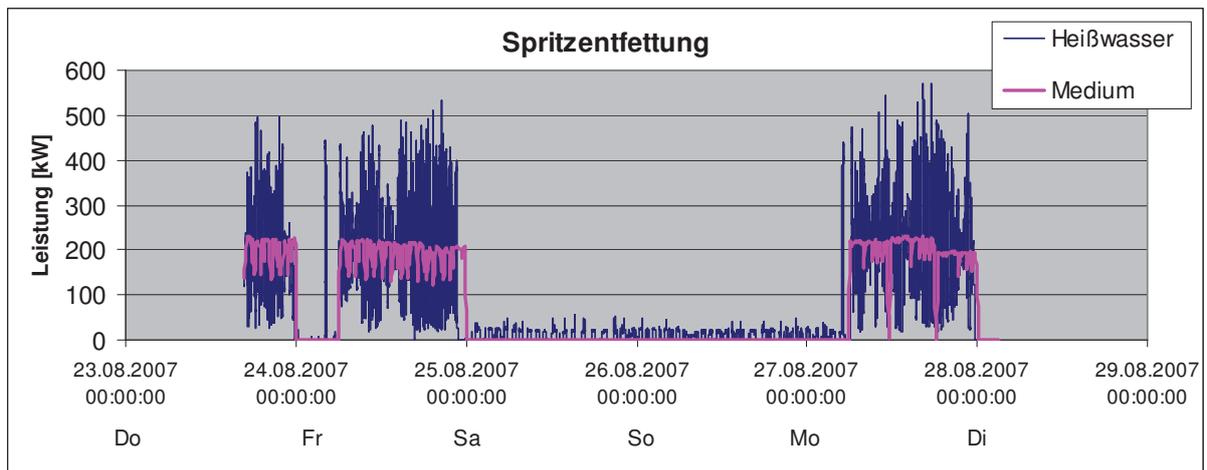


Abbildung 40: Leistung Wärmetauscher-Spritzentfettung

Tabelle 8 liefert einen Überblick über die Mittelwerte der berechneten Leistungen während der Produktion und im Produktionsstillstand.

Tabelle 8: Mittelwerte der berechneten Leistungen Spritzentfettung

	Heißwasser-Leistung [kW]	Mediumleistung [kW]
Tag (6 – 23:00)	193	191
Nacht (23 – 6:00)	2,7	0
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	6,9	0



Für eine ganze Woche ergibt sich somit ein Heißwasserverbrauch von 16.860 kWh.

### 3.2.1.1.3 Tauchentfettung

Dieses Bad wird über einen Wärmetauscher mit Heißwasser beheizt. Die Soll-Temperatur des Badmediums beträgt wieder  $50 \pm 2^\circ\text{C}$ . Um den genauen Energiebedarf des Beckens bzw. den Heißwasserverbrauch zu ermitteln wurden Temperatur – und Durchflussmessungen am Wärmetauscher durchgeführt, und zwar im Zeitraum zwischen 26.09.2007 und 01.10.2007.

#### Durchflussmessungen

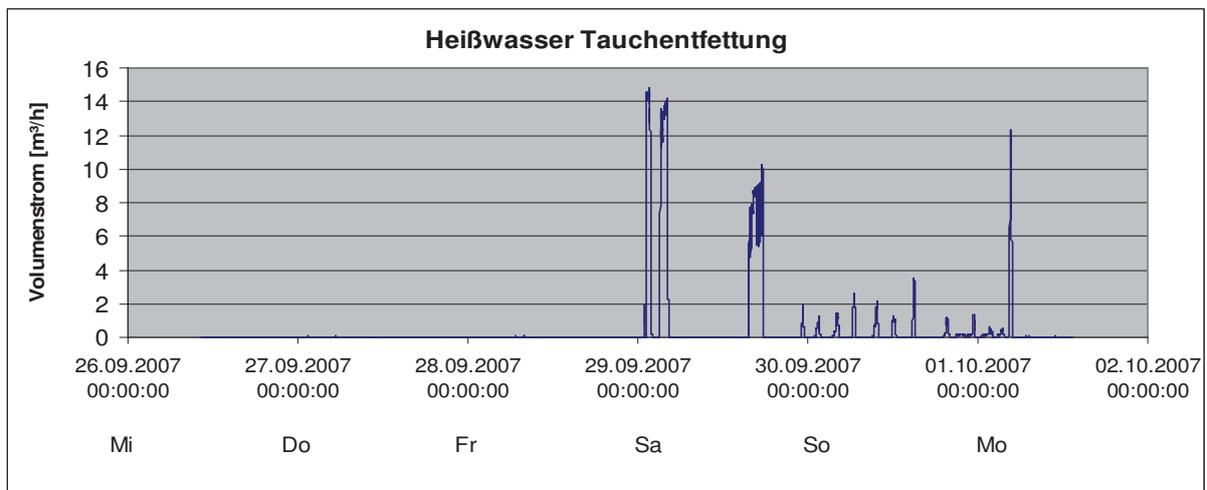


Abbildung 41: Durchfluss Heißwasser Wärmetauscher-Tauchentfettung

In Abbildung 41 ist sofort zu erkennen, dass wochentags kein Heißwasserbedarf besteht. Das Medium in der Tauchentfettung muss unter der Woche also nicht zusätzlich beheizt werden. Die Gründe hierfür werden nach der Leistungsberechnung diskutiert.

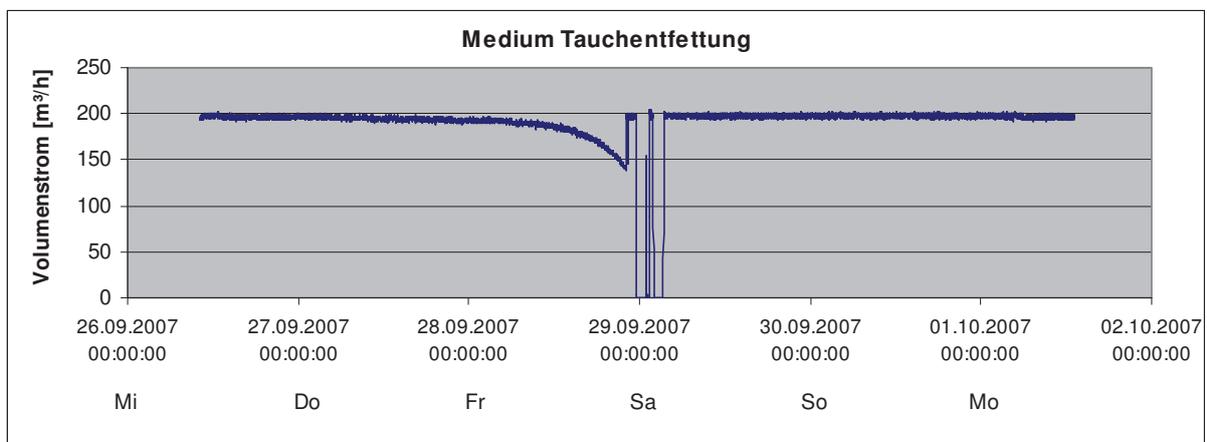


Abbildung 42: Durchfluss Medium Wärmetauscher-Tauchentfettung



In Abbildung 42 ist zu sehen, dass der Volumenstrom am 28.09.2007 ab 6:00 kontinuierlich abfiel und gegen 24:00 sprungartig wieder anstieg. Dieser Volumenstromabfall resultiert aus dem Zuwachsen von Filterbeuteln, die nach vorgegebener Druckdifferenz erneuert werden.

Die Umwälzpumpe fördert das Medium nicht nur, sondern bringt auch eine gewisse Wärmemenge in die Flüssigkeit ein (Pumpenwärme). Als am 28.09.2007 gegen 23:00 die Pumpe kurzfristig abgeschaltet wurde (Abbildung 42), musste das Medium danach mit Heißwasser beheizt werden, (Abbildung 41) um die Pumpenwärme zu „ersetzen“. Das entspricht dem Peak mit über 14 m<sup>3</sup>/h in Abbildung 41 kurz nach 00:00 am 29.09.2007

Tabelle 9: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Tauchentfettung

	Heißwasserstrom [m <sup>3</sup> /h]	Medium [m <sup>3</sup> /h]
Wochentag (00:00 – 24:00)	0	197
Wochenende (Sa 00:00 – Mo 6:00)	0,9	197

Gesamter Heißwasserbedarf für eine Woche: 49,5 m<sup>3</sup>

### Temperaturmessungen

Die Soll-Temperatur des Bades beträgt 50±2°C. Die Ergebnisse der Temperaturmessungen am Wärmetauscher für die Spritzentfettung sind in Abbildung 43 dargestellt und in Tabelle 10 als Mittelwerte für Produktion und Produktionsstillstand zusammengefasst.

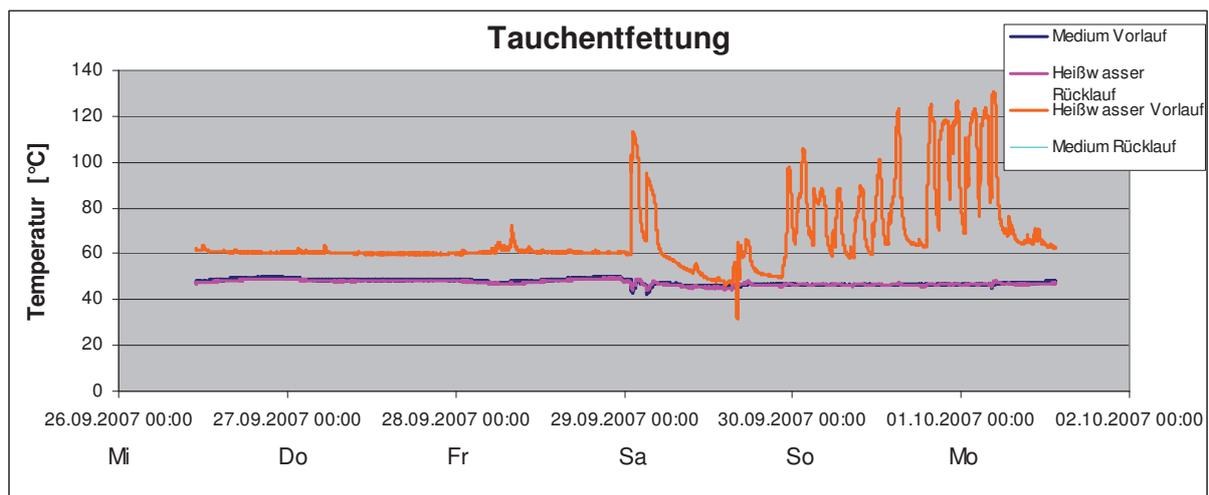


Abbildung 43: Temperaturen Wärmetauscher-Tauchentfettung

Tabelle 10: Mittelwerte Temperaturmessungen Tauchentfettung

	Medium Vorlauf [°C]	Medium Rücklauf [°C]	Heißwasser Rücklauf [°C]	Heißwasser Vorlauf [°C]
Wochentag (00 – 24:00)	48,6	48,6	48,7	60,7
Wochenende (Sa 00:00 – Mo 6:00)	46,4	46,4	46,4	74,6

### Leistungen

Anhand der gemessenen Temperaturen und Volumenströme wurden die Leistungen berechnet, in Abbildung 44 dargestellt und in Tabelle 11 zusammengefasst.

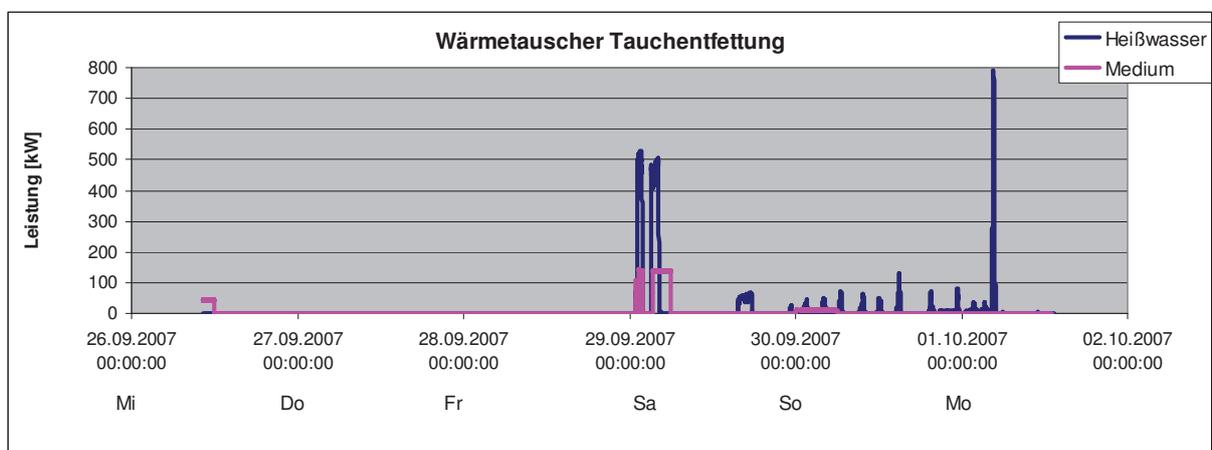


Abbildung 44: Leistung Wärmetauscher-Tauchentfettung

Tabelle 11: Mittelwerte der berechneten Leistungen Tauchentfettung

	Heißwasser-Leistung [kW]	Bad-Leistung [kW]
Wochentag (00 – 24:00)	0	0
Wochenende (Sa 00:00 – Mo 6:00)	26,6	9,8

Der gesamte Energiebedarf für eine Woche beträgt 1.436 kWh.

Die Unterschiede zwischen Heißwasser-Verbrauch und Bad-Leistung lassen sich wieder durch dieselben, bereits bei den vorangegangenen Reinigungsstationen beschriebenen, Argumente erklären.



### Heizbedarf am Wochenende

Bei Betrachtung von Abbildung 44 stellt sich die Frage, warum das Medium der Tauchentfettung wochentags nicht beheizt werden muss.

Folgende Erklärungen sind möglich:

- 1) Warm einfahrende Karossen bringen Wärme in das Becken ein.
- 2) Die Umwälzpumpen heizen das Becken durch ihre Pumpenwärme auf.
- 3) Es wird Reaktionswärme im Entfettungsbad frei.

Punkt 3 wurde bereits von Mitarbeitern von Magna Steyr ausgeschlossen.

Punkt 2: Die Umwälzpumpen bringen tatsächlich Wärme in das Becken ein, jedoch laufen die Pumpen die ganze Woche über konstant, d.h. sie bringen wochentags und am Wochenende gleich viel Wärme ein. Das erklärt also nicht den Heizbedarf des Bades am Wochenende. Die Tatsache, dass die Pumpe Wärme in das Bad einbringt ist dann sichtbar, wenn die Pumpe stillsteht. Denn in diesem Fall, muss zusätzlich mit Heißwasser geheizt werden, um die weggefallene Pumpenwärme auszugleichen.

Punkt 1 liefert also die plausibelste Erklärung: Von der Spritzentfettung kommend laufen täglich etwa 416 Karossen in das Tauchentfettungs-Bad ein und zwar mit einer Karosentemperatur von 51°C. Bei einer Produktionszeit von 17h/Tag sind das also 24,47 Karossen/h mit einer Masse von ca. 500 kg/Karosse. Die Karossen werden in der Tauchentfettung dann auf eine durchschnittliche Bad-Temperatur von 47,7°C abgekühlt.

Daraus ergibt sich eine Wärmeleistung von 3 kW (aus Abbildung 44 ersichtlich), die durch die heißen Karossen aus der Spritzentfettung in die Tauchentfettung eingebracht wird.

Nun sollen noch einmal die Heißwasser- und Medienleistungen betrachtet werden (Abbildung 45):

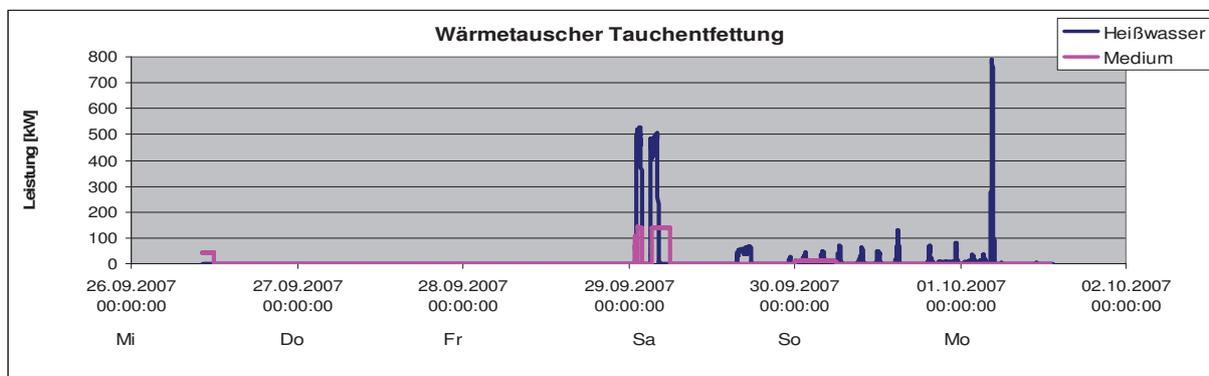


Abbildung 45: Bilanz Tauchentfettung



Der Heißwasser-Peak am 29.09.2007 gegen 00:00 stammt – wie bereits diskutiert – daher, dass die zugewachsenen Filterbeutel ausgetauscht wurden, die Umwälzpumpe kurzzeitig weniger Leistung erbrachten und die nun wegfallende Pumpenwärme durch Heißwasser ersetzt werden musste.

Der Heißwasser-Peak am 01.10.2007 um ca. 6:00 stammt daher, dass die Bad-Temperatur am Wochenende von 48,6 auf 46,4°C abgesenkt wurde und vor Produktionsstart wieder angehoben werden muss.

Betrachtet man nun die Heißwasserleistung am Wochenende (mit Ausnahme des Peaks am Samstag) in Abbildung 45 (11kW), dann entspricht das größenordnungsmäßig etwa jener Wärmeleistung, die unter der Woche durch die heißen Karossen eingebracht wird (3kW). Das heißt, dass das Bad unter der Woche durch die Wärmeleistung der Karossen und die Pumpenwärme beheizt wird, und am Wochenende – im Produktionsstillstand – durch Heißwasser und Pumpenwärme.

#### 3.2.1.1.4 Tauchphosphatierung

Die Soll-Temperatur des Badmediums für die Tauchphosphatierung beträgt  $50 \pm 2^\circ\text{C}$ . Für die Beheizung des Tauchphosphatierbeckens sind zwei Wärmetauscher hintereinander geschaltet – wie in Abbildung 46 zu sehen ist. Im ersten Wärmetauscher (Wasser-WT) wird das Fluid (VE-Wasser), das zwischen dem Wasser-WT und dem Medium-WT zirkuliert, mittels Heißwasser aufgeheizt. Danach wird im zweiten Wärmetauscher (Medium-WT) das Tauchphosphatier-Medium durch das vorgewärmte zirkulierende Fluid aufgewärmt.

Der Grund hierfür ist folgender: In der Phosphatierlösung befinden sich Schlammteilchen, die sich ab einer Badtemperatur von etwa  $70^\circ\text{C}$  in die Wärmetauscher-Platten einbrennen. Dadurch würde eine irreversible Isolation der Wärmetauscher-Platten entstehen, die sich auch mit der zur Reinigung vorgesehenen 15%-igen Schwefelsäurespülung nicht entfernen lässt. Daher wird die Heißwassertemperatur im ersten Wärmetauscher (Wasser-WT) abgesenkt, um kritische Temperaturspitzen zu vermeiden.

Die Regelung der Bad-Temperatur erfolgt über ein Thermoelement im Medium-Vorlauf und ein Motorstellventil im Heißwasser-Vorlauf.

Um den genauen Energiebedarf des Beckens bzw. den Heißwasserverbrauch zu ermitteln wurden Temperatur – und Durchflussmessungen am Wärmetauscher durchgeführt und zwar im Zeitraum zwischen 05.09.2007 und 12.09.2007 sowie zwischen 01.10.2007 und 08.10.2007.



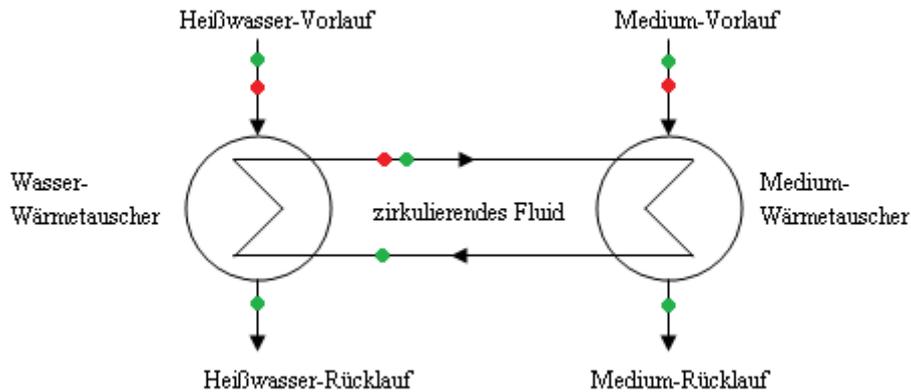


Abbildung 46: Wärmetauscher Tauchphosphatierung

Die roten Punkte in Abbildung 46 bezeichnen die Messstellen für die Volumenstrommessungen, die blauen Punkte die Messstellen für die Temperaturmessungen.

Mangels eines zweiten Durchflussmessgerätes konnten nicht alle drei Ströme zugleich gemessen werden, daher wurden vorerst (05.09.2007 – 12.09.2007) nur die Volumenströme des Mediums und des zirkulierenden Fluides (VE-Wasser) aufgezeichnet. Die Temperaturen wurden gleichzeitig für das Medium, das zirkulierende Fluid und das Heißwasser gemessen. In einer späteren Messung (01.10.2007 – 08.10.2007) wurde noch der Heißwasserstrom (Abbildung 46) über eine Woche aufgezeichnet.

### Durchflussmessungen

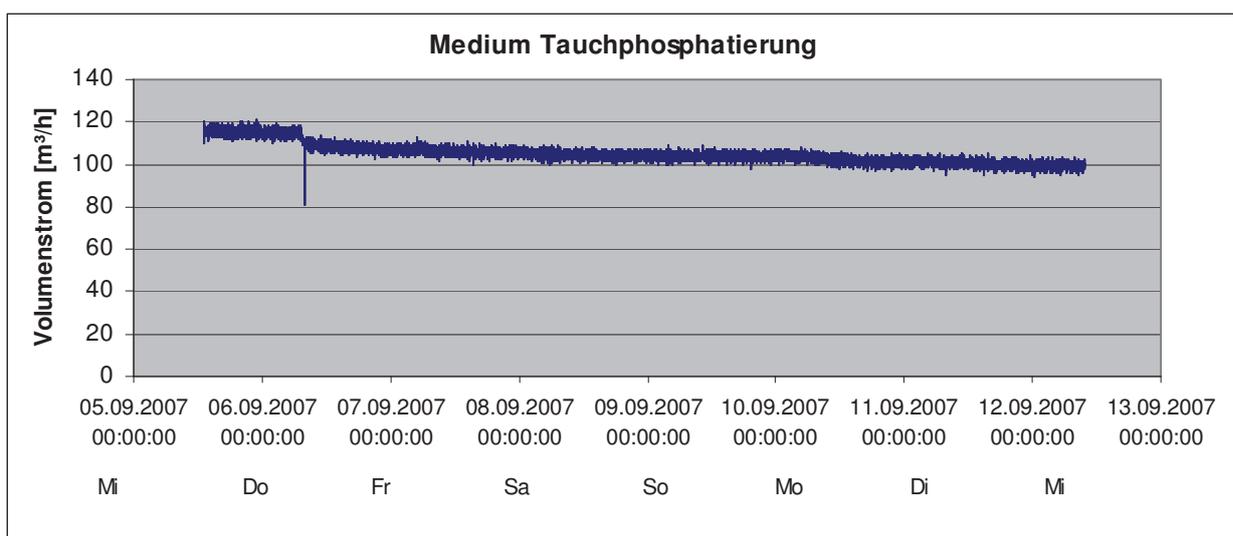


Abbildung 47: Volumenstrom Medium Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung

Der kontinuierliche Abfall des Medium-Volumenstroms der Tauchphosphatierung (Abbildung 47) lässt sich durch langsames Zuwachsen der Filterbeutel erklären.



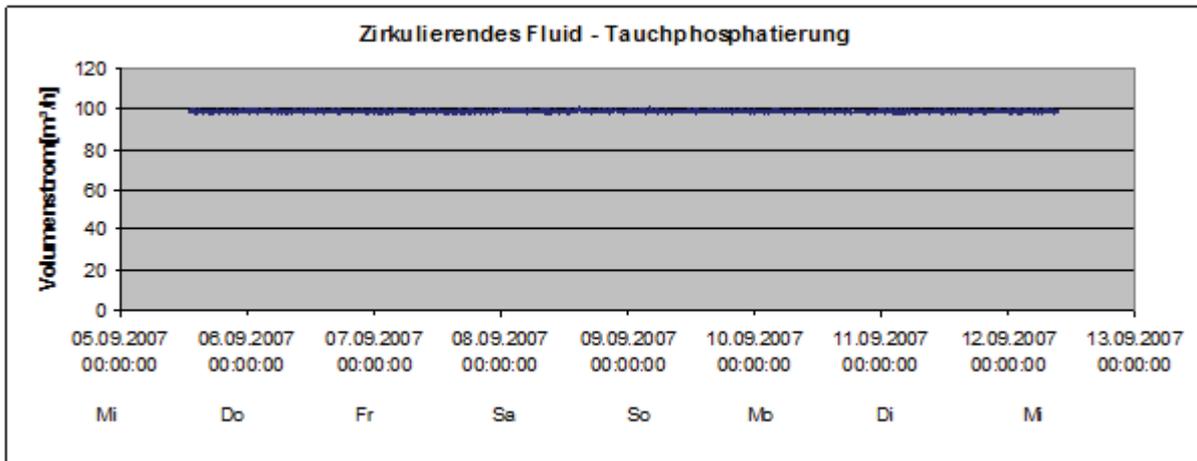


Abbildung 48: Volumenstrom zirkulierendes Fluid Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung

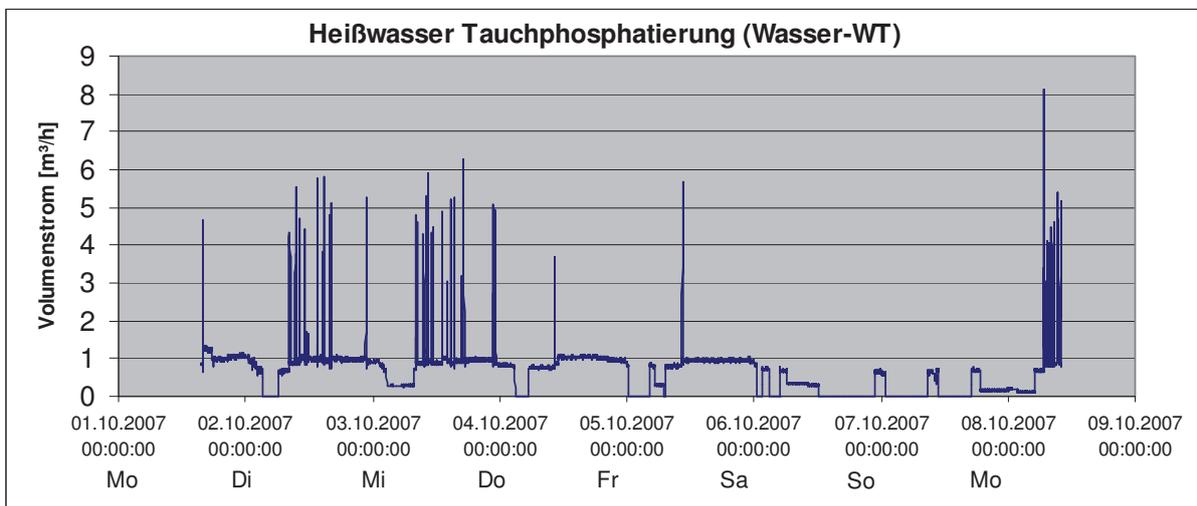


Abbildung 49: Volumenstrom Heißwasser Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung

Das Heißwasser im Wasser-Wärmetauscher der Tauchphosphatierung hat einen durchschnittlichen Volumenstrom von etwa 1 m<sup>3</sup>/h während der Produktion, jedoch können die Spitzenwerte das Fünffache überschreiten. Hier ist eine Änderung der Regelung überlegenswert um die Spitzen etwas abzuflachen.

Tabelle 12: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Tauchphosphatierung

	Heißwasser [m <sup>3</sup> /h]	Zirkulierendes Fluid [m <sup>3</sup> /h]	Medium [m <sup>3</sup> /h]
Wochentag (6 – 23:00)	0,99	99	106
Nacht (23 – 6:00)	0,5	99	105



Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	0,2	99	104
---------------------------------	-----	----	-----

Für eine ganze Woche ergibt sich laut Tabelle 12 ein Heißwasserverbrauch von 109 m<sup>3</sup>.

Temperaturmessungen

Die Soll-Temperatur des Tauchphosphatier-Mediums beträgt 50±2°C. In Abbildung 50 und Abbildung 51 sind die Ergebnisse der Temperaturmessungen an den beiden Wärmetauschern der Tauchphosphatierung dargestellt.

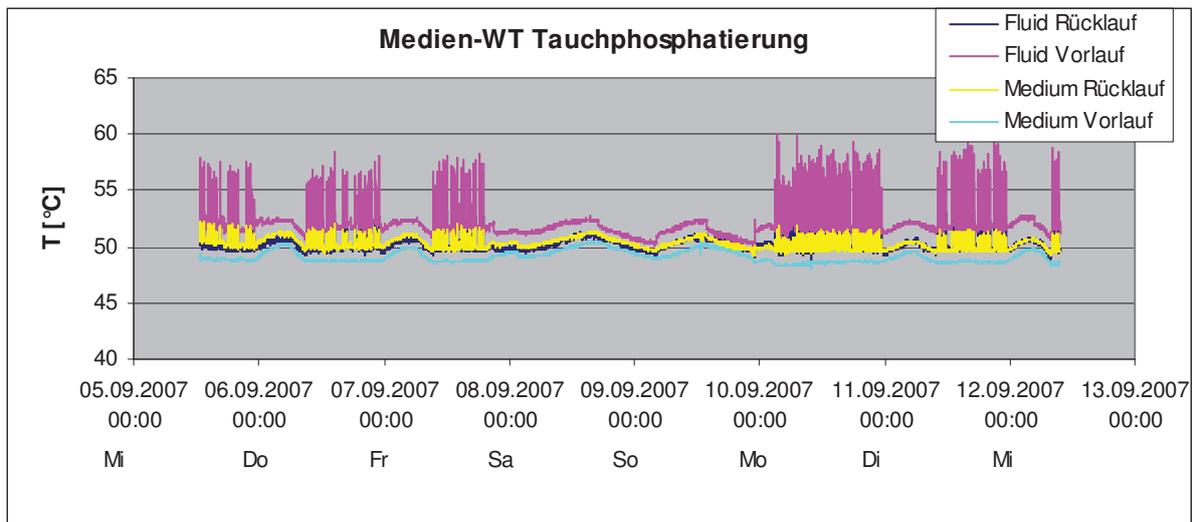


Abbildung 50: Temperaturen Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung

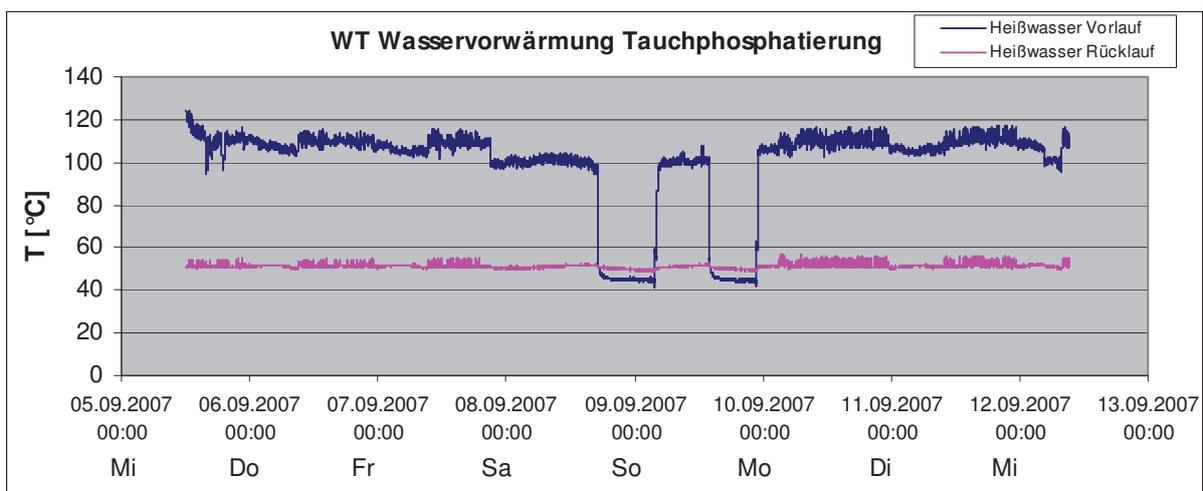


Abbildung 51: Temperaturen Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung



Tabelle 13: Mittelwerte der Temperaturmessungen Tauchphosphatierung

Temperaturen in °C	Heißwasser Vorlauf	Heißwasser Rücklauf	Medium Vorlauf	Medium Rücklauf	Fluid Vorlauf	Fluid Rücklauf
Tag (6 – 23:00)	109	52	49	50	52	50
Nacht (23 – 6:00)	107	51	49	50	52	50
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	81	51	49	50	52	50

Tabelle 13 gibt einen Überblick über die Mittelwerte der Medien- und Heißwassertemperaturen während der Produktion und im Produktionsstillstand. Auffällig ist hier, dass sich die Vor- und Rücklauftemperaturen des Mediums und des Fluids nicht unterscheiden. Tatsächlich wird hier jedoch ein kleiner Unterschied zumindest im Nachkommabereich vorliegen, den das Temperaturmessgerät aber nicht genau erfassen kann.

Leistungen

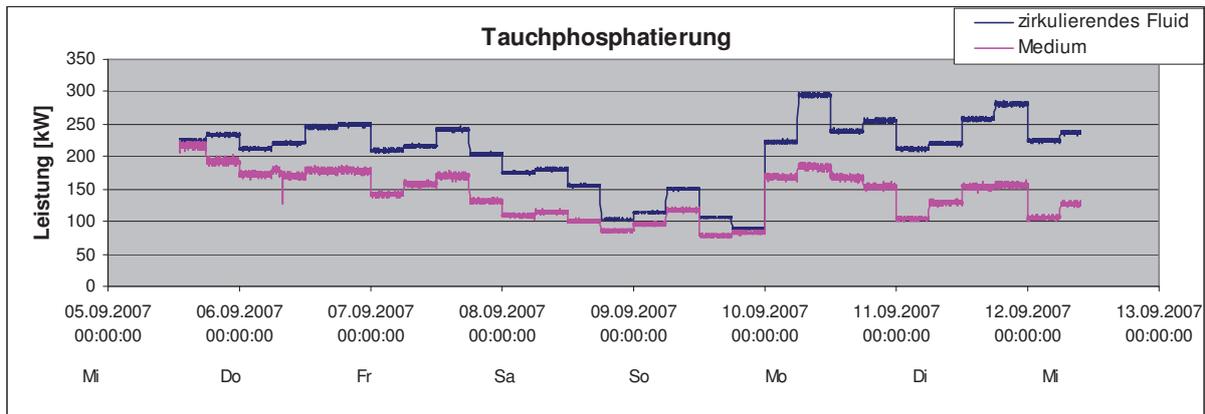


Abbildung 52: Leistung Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung



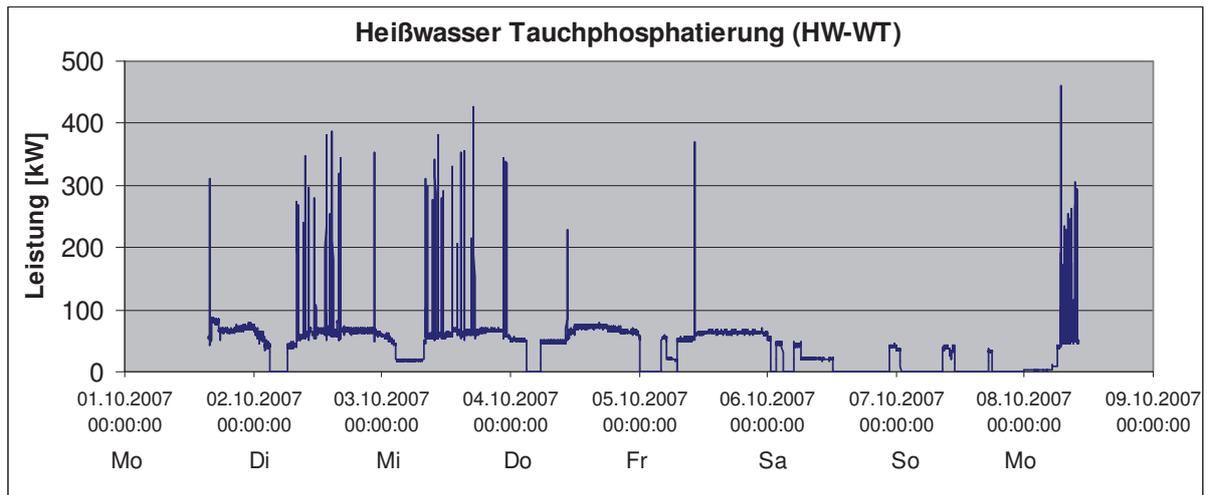


Abbildung 53: Leistung Heißwasser Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung

Tabelle 14: Mittelwerte der berechneten Leistungen Tauchphosphatierung

	Heißwasserleistung [kW]	Medium-Leistung [kW]	Fluid-Leistung [kW]
Tag (6 – 23:00)	65	170	241
Nacht (23 – 6:00)	32	137	220
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	10	106	145

Der gesamte Heißwasserverbrauch für eine Woche beträgt 6.971 kWh.

Laut Tabelle 14 sind die Mediumsleistung und die Fluid-Leistung viel größer als die Heißwasserleistung. Dieser Unterschied lässt sich wieder mit der Tatsache erklären, dass das Temperaturmessgerät im Nachkommabereich offensichtlich nicht mehr ganz exakte Werte liefert. Die Volumenströme des Fluids und des Mediums sind wesentlich größer als der Volumenstrom des Heißwassers, daher bewirkt hier bei der Leistungsberechnung bereits ein geringer Fehler in der Differenz zwischen Vor- und Rücklauftemperatur eine große Änderung der Leistung.

Die Abkühlung des Heißwassers ist viel stärker, damit ergibt sich ein größeres  $\Delta T$  und Ungenauigkeiten im Nachkommabereich fallen nicht so stark ins Gewicht. Daher ist die Heißwasser-Leistung als der aussagekräftigere Wert zu betrachten.

### 3.2.1.1.5 Kathodische Tauchlackierung (KTL)

Die Soll-Temperatur des KTL-Bades beträgt  $31 \pm 1$  °C.



Das KTL Becken wird mithilfe einer Kältemaschine über einen Wärmetauscher gekühlt (siehe Abbildung 54). Ohne diese Kühlung würde es sich kontinuierlich aufwärmen. Nachfolgend sind die Ursachen für die Lackaufheizung angeführt:

- Verlustleistung während der Lackabscheidung
- Wärmeeintrag durch stets laufende Umwälzpumpen
- Wärmeeintrag durch die aus der VBH kommenden und dort aufgewärmten Karossen

Das aufgewärmte Medium („Medium-Vorlauf“) gelangt in den KTL-Wärmetauscher, wo es durch das Kühlwasser abgekühlt wird und wieder zurück in den Badbehälter fließt. Das Kühlwasser nimmt die Wärme aus dem Medium auf, wird über eine Kältemaschine abgekühlt und gelangt im kalten Zustand zurück in den KTL-Wärmetauscher.

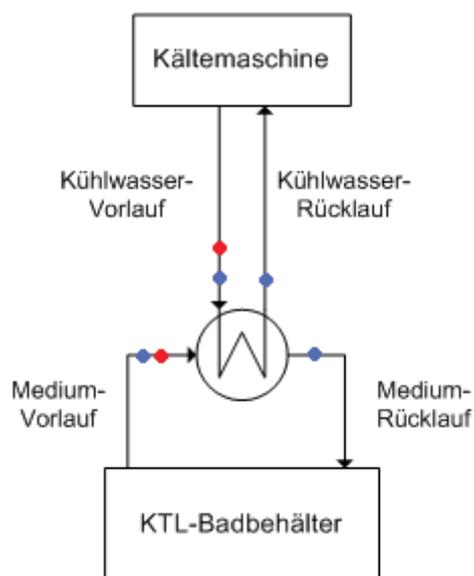


Abbildung 54: Kühlung des KTL-Mediums

Durch kühlwasser- und medienseitige Temperatur- und Durchflussmessungen am KTL-Wärmetauscher wurde der Energiebedarf dieses Beckens ermittelt. Die Messstellen sind in Abbildung 54 eingezeichnet: Blaue Punkte kennzeichnen Temperaturmessstellen, rote Punkte Durchflussmessstellen.

Die Ergebnisse der Messungen sind nachfolgend in Diagrammen dargestellt, sowie in Tabellen als Mittelwerte während der Produktion und im Produktionsstillstand aufgelistet.

Durchflussmessungen

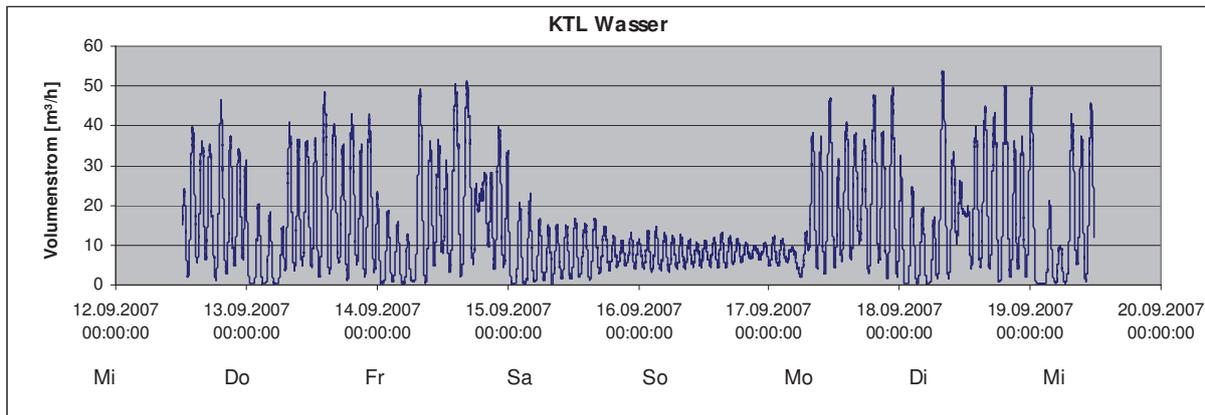


Abbildung 55: Durchfluss Kühlwasser KTL-Wärmetauscher

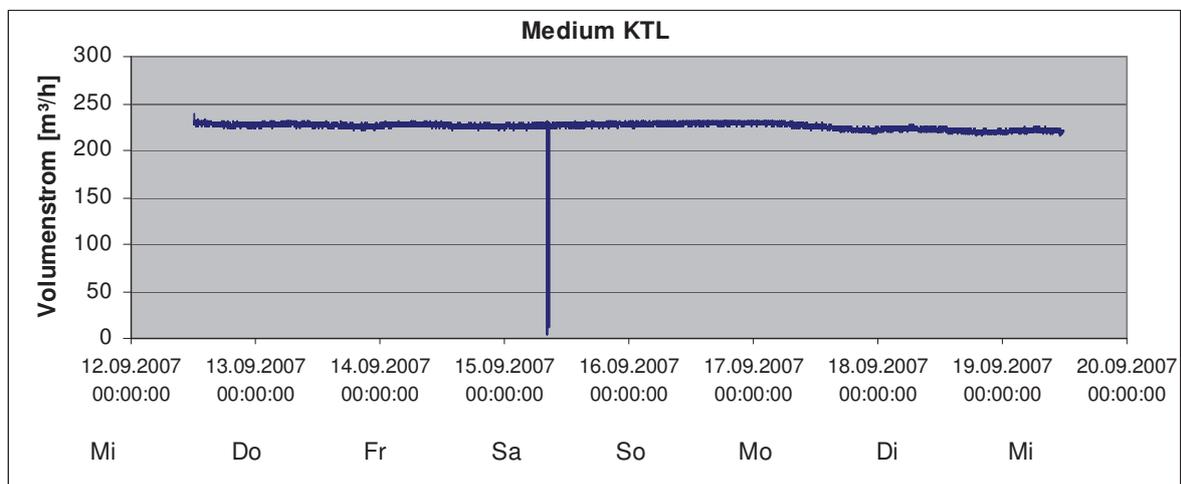


Abbildung 56: Durchfluss Medium KTL-Wärmetauscher

Der Volumenstrom des Mediums in der KTL ist über die ganze Woche konstant, während der Volumenstrom des Kühlwassers aufgrund einer Pumpenregelung im Kühlwasserkreislauf zwischen KTL-Wärmetauscher und Kältemaschine stark schwankt.

Tabelle 15: Mittelwerte der Volumenstrommessungen KTL

	Kühlwasser [m³/h]	Medium [m³/h]
Wochentag (6 – 23:00)	19,2	225
Nacht (23 – 6:00)	7,8	225
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	7,9	228



Aus Tabelle 15 ergibt sich ein wöchentlicher Kühlwasserbedarf von 2.285 m<sup>3</sup>.

### Temperaturmessungen

Die Soll-Temperatur des KTL-Beckens beträgt  $31 \pm 1$  °C.

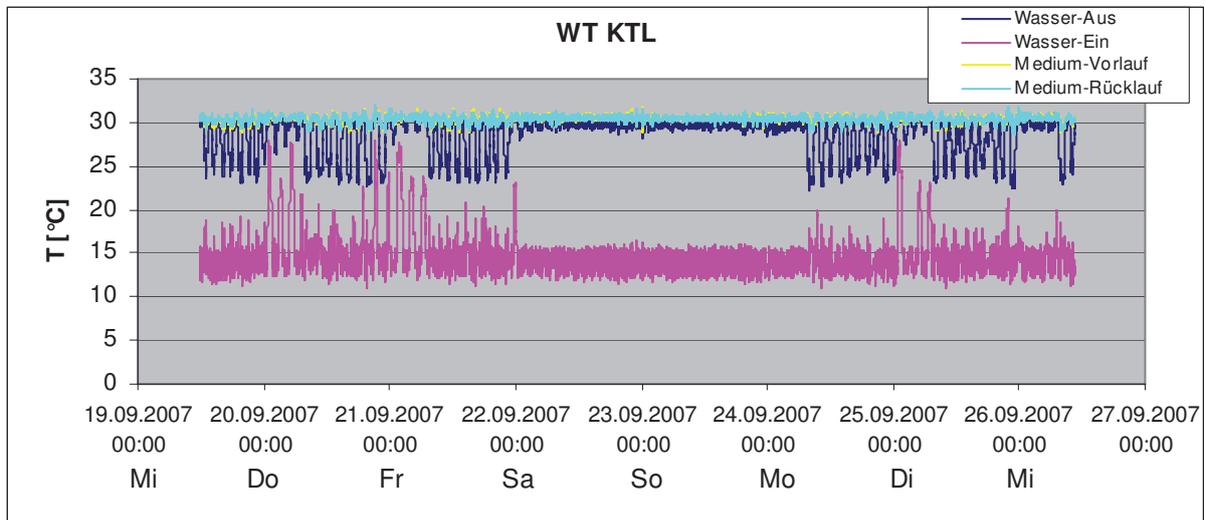


Abbildung 57: Temperaturen KTL-Wärmetauscher

Die Ergebnisse der Temperaturmessungen sind als Mittelwerte in Tabelle 16 aufgelistet. Auffällig ist hier, dass sich Vor- und Rücklauftemperaturen des Mediums nicht unterscheiden. In Wirklichkeit muss hier sehr wohl ein geringer Unterschied bestehen, zumindest im Nachkommabereich. Das verwendete Temperaturmessgerät liefert jedoch im Nachkommabereich ungenaue Werte.

Tabelle 16: Mittelwerte der Temperaturmessungen KTL

	Kühlwasser Vorlauf [°C]	Kühlwasser Rücklauf [°C]	Medium Vorlauf [°C]	Medium Rücklauf [°C]
Tag (6 – 23:00)	14,5	27,6	30	30
Nacht (23 – 6:00)	16,3	29,6	30	30
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	13,9	29,7	30	30

## Leistungen

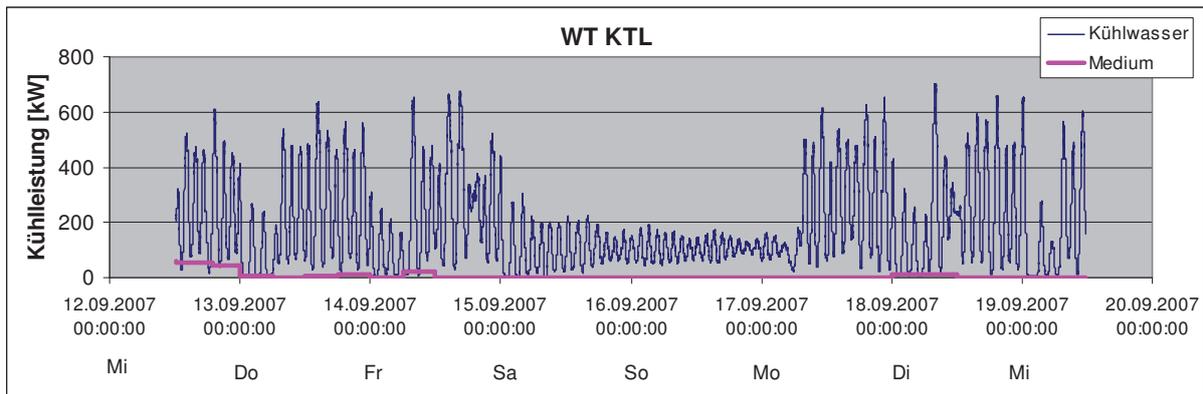


Abbildung 58: Leistung KTL-Wärmetauscher

Tabelle 17: Leistung KTL-Wärmetauscher

	Kühlwasserleistung [kW]
Tag (6 – 23:00)	257
Nacht (23 – 6:00)	103
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 6:00)	103

Für die KTL war die Messung der Mediumsleistung nicht aussagekräftig und wurde daher in Tabelle 17 auch nicht angeführt. Die große Abweichung der Mediumsleistung von der Kühlwasser-Leistung (aus Abbildung 58 ersichtlich) lässt sich wieder mit dem Umstand erklären, dass das Temperaturmessgerät im Nachkommabereich ungenaue Ergebnisse liefert. Die Temperaturdifferenz ( $\Delta T$ ) zwischen Vorlauf und –Rücklauf des Mediums ist sehr gering. Da das  $\Delta T$  ohnehin einen Wert unter eins besitzt, kann eine geringfügige Messungenauigkeit beispielsweise schnell zu einer Verdopplung des  $\Delta T$  und somit der Leistung führen.

Die Erwärmung des Kühlwassers ist viel stärker und daher fallen hier Ungenauigkeiten im Nachkommabereich für das  $\Delta T$  und die Leistungsberechnung nicht so stark ins Gewicht.

### 3.2.1.1.6 Umluftschleuse Spritzentfettung

Die Belüftung der Spritzentfettungskabine erfolgt mit vorgewärmter Luft.

Die Luft wird aus einer anderen Zone mit einer Temperatur von etwa 40°C angesaugt und über ein wasserbeheiztes Register geführt, wo sie auf ca. 50°C erwärmt und danach in die Spritzentfettungskabine geblasen wird.

Die Heißwasservor- und Rücklauftemperatur des Heizregisters (Abbildung 59) wurde über eine Woche aufgezeichnet.

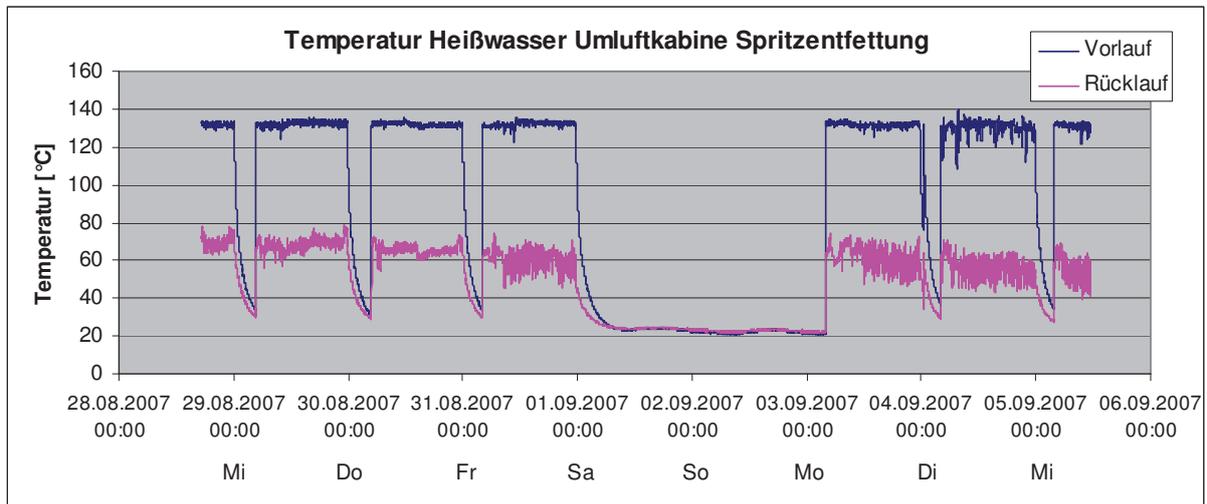


Abbildung 59: Heißwassertemperaturen im Heizregister der Umluftschleusen  
Spritzentfettung

Der Volumenstrom des Heißwassers (Abbildung 60) wurde von einem Mitarbeiter in der Vorbehandlung mit einem Ultraschall-Durchflussgerät gemessen. Stündlich wurde ein Wert aufgezeichnet. Am Wochenende besteht kein Heißwasserbedarf.

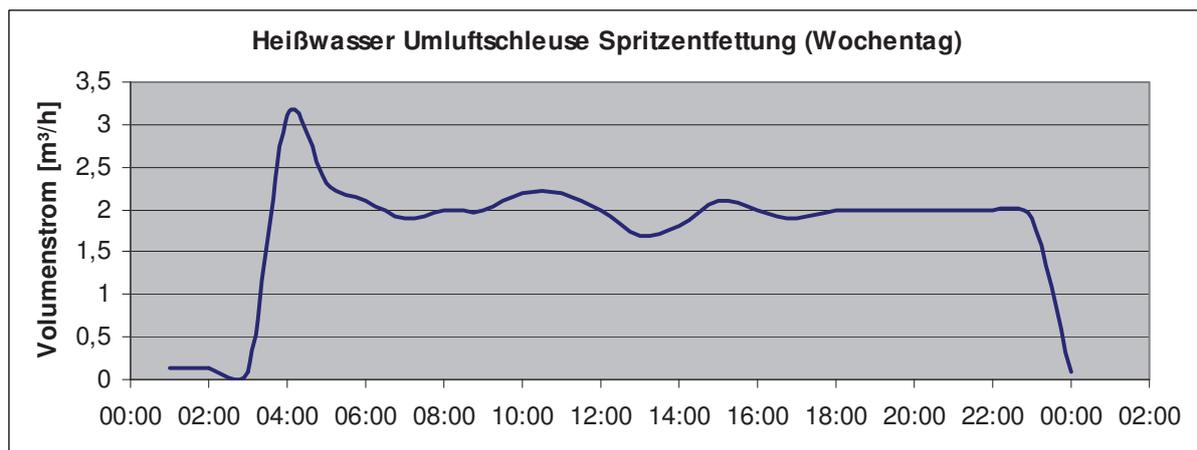


Abbildung 60: Volumenstrom Heißwasser im Heizregister der Umluftschleuse  
Spritzentfettung über 24 Stunden

Aus den aufgezeichneten Temperaturen und Volumenströmen wurde anschließend die Leistung berechnet. (Abbildung 61)



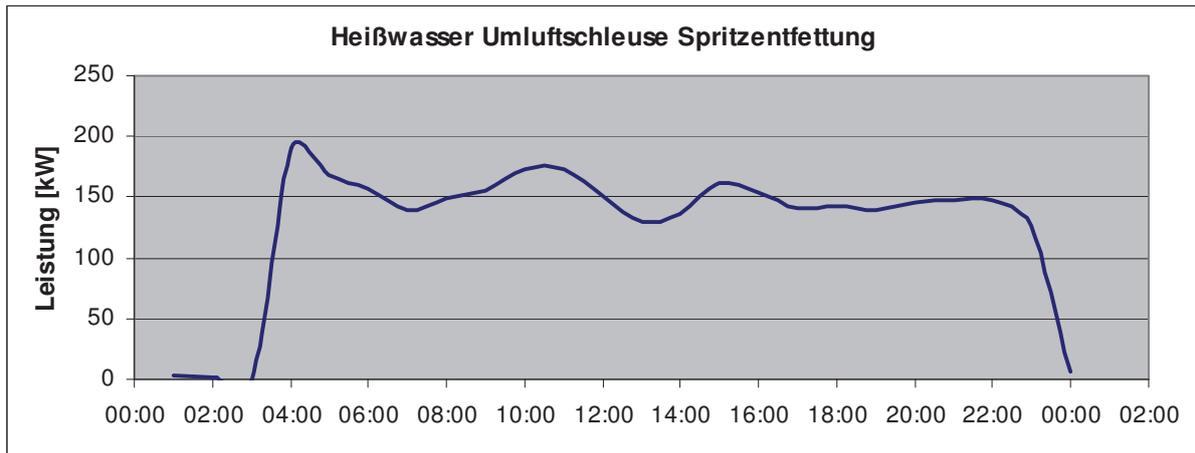


Abbildung 61: Leistung Heißwasser Umluftschleuse Spritzentfettung

Die Temperatur der aufgewärmten Luft wird automatisch gemessen und wurde von VBH-Mitarbeitern über eine Woche stündlich notiert. (Abbildung 62)

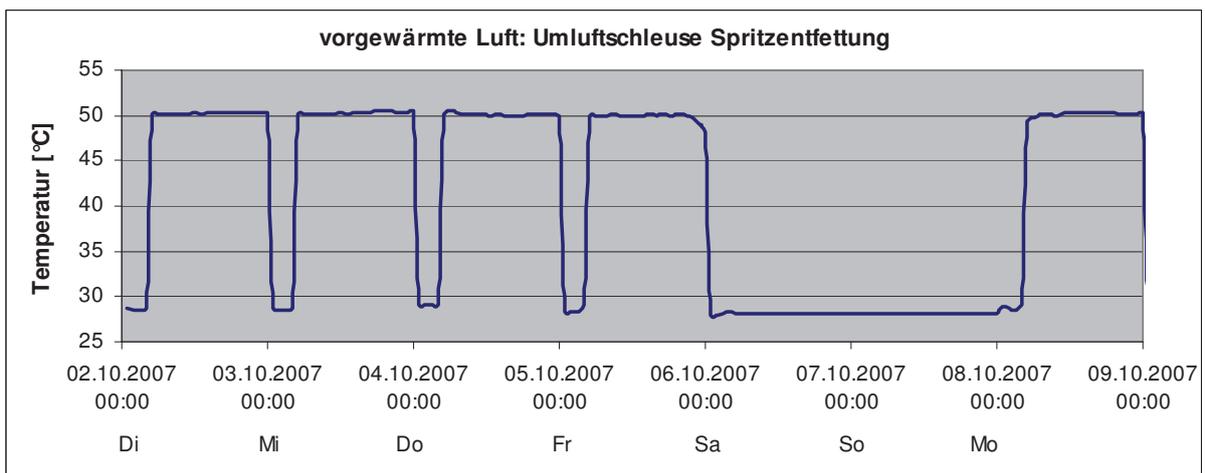


Abbildung 62: Temperatur der aufgewärmten Luft in der Umluftschleuse Spritzentfettung

Die Luft wird von etwa 40 °C (von der Anzeige vor Ort abgelesen) auf 50 °C aufgewärmt.

### 3.2.1.2 Druckluftkompressoren

#### 3.2.1.2.1 Druckluftkompressoren bei Magna

In der Lackiererei von Magna Steyr (Halle 8) befinden sich drei Druckluftkompressoren, von denen zurzeit (2-Schicht) jedoch nur zwei in Betrieb sind. Aufgrund der momentan relativ geringen Auslastung und durch umgesetzte Modernisierungen (Einführung von Robotern anstatt der Lackierautomaten) ist der Gesamtluftbedarf gesunken und der Betrieb von Kompressor 1 daher nicht erforderlich.



- Kompressor 1: ZR 400 kW    937 l/s Luftverbrauch    BJ 1997    z.Z. außer Betrieb
- Kompressor 2: ZR 250 kW    627 l/s    BJ 2001
- Kompressor 3: ZR 160 kW    177 – 423 l/s    BJ 2001

#### Derzeitiger Betrieb: (2-Schicht)

Kompressor 1 ist kaum in Betrieb, Kompressor 2 tagsüber von ca. 6:00 – 23:00 (Abbildung 64) und Kompressor 3 rund um die Uhr (Abbildung 66) mit unterschiedlichen Leistungen.

Es besteht also auch in der Nacht und am Wochenende ein gewisser Druckluftbedarf. Dieser setzt sich größtenteils aus der Lackumwälzung (Pumpen und Rührwerke), aus dem Stand-By Verbrauch diverser Pneumatikzylinder, die Anlagenteile in Position halten, und aus instandhaltungsbedingten Verbräuchen (Wartungs- und Reinigungstätigkeiten) zusammen. Weiters müssen auftretende Leckagen (Produktionshalle) kontinuierlich ausgeglichen werden.

#### Abwärmebestimmung

Um zu bestimmen, wie viel Abwärme die zurzeit laufenden Kompressoren erzeugen, wurden die Vorlauf- und Rücklauftemperaturen des Kühlwassers für beide Kompressoren eine Woche lang aufgezeichnet.

Für die Berechnung der Abwärme mussten außerdem die Kühlwasserströme ermittelt werden.

Das Kühlwasser der Kompressoren muss durch Frostschutzmittel vor dem Gefrieren geschützt werden. Bei der Berechnung der Abwärme im Kühlwasser muss daher darauf geachtet werden, dass das Frostschutzmittel die Wärmekapazität des Wassers verringert. Bei den betrachteten Kompressoren wird ein Wasser-Glykol Gemisch verwendet, mit 37% Glykol für einen Gefrierpunkt bei  $-20^{\circ}\text{C}$ . Damit verringert sich die Wärmekapazität des Wassers von 4,18 auf 3,45 kJ/(K\*kg) [3].

Ein einfaches Schema des Kompressor-Kühler Systems für die Druckluftkompressoren bei Magna Steyr ist in Abbildung 63 zu sehen. Das Kühlwasser zirkuliert kontinuierlich zwischen Kompressor und Luftkühler. Im Luftkühler gibt das Kühlwasser seine Wärme an die Außenluft ab. Eine genauere Beschreibung dieses Schemas ist in Kapitel 2.2.4 zu finden.

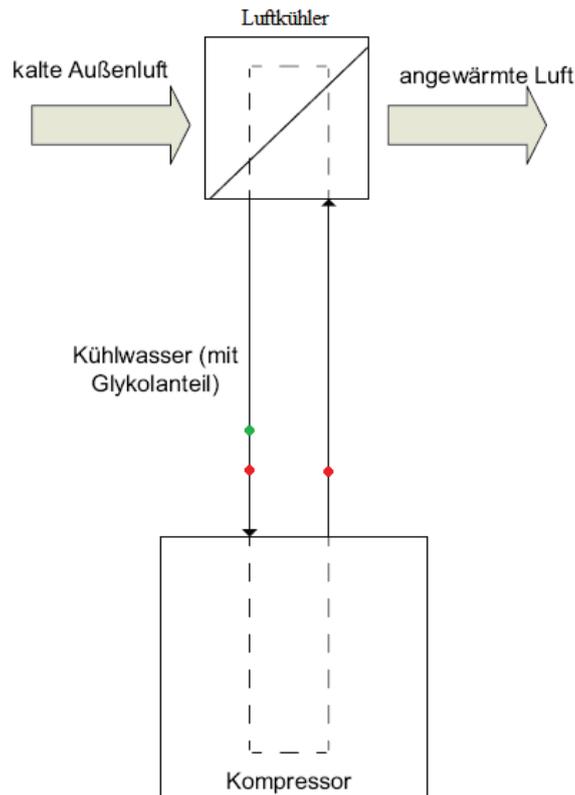


Abbildung 63: Schema Kompressor und Kühler mit Messstellen

Die roten Punkte in Abbildung 63 kennzeichnen die Temperaturmessstellen, der grüne Punkt die Durchflussmessstelle.

#### Verwendete Messgeräte:

- *Durchflussmessung:* Firma Flexim: Fluxus ADM 6725 Portabler Ultraschalldurchflussmesser
- *Temperaturmessung:* 4-Kanaltemperaturmessgerät TC309

#### **3.2.1.2.2 Bestimmung der Abwärme von Kompressor 2**

Kompressor 2 hat 250 kW Nennleistung, er wird je nach Bedarf be- und entlastet. In der Regel läuft er beim gegenwärtigen Verbrauch in der Normalarbeitszeit belastet. Im Zeitraum von 9.10.2007 bis 16.10.2007 wurden Durchfluss- und Temperaturmessungen an Kompressor 2 und Kompressor 3 durchgeführt. Kompressor 1 konnte nicht vermessen werden, da er zu diesem Zeitpunkt nicht in Verwendung war.

Die Ergebnisse der Temperaturmessungen sind in Abbildung 64 dargestellt.

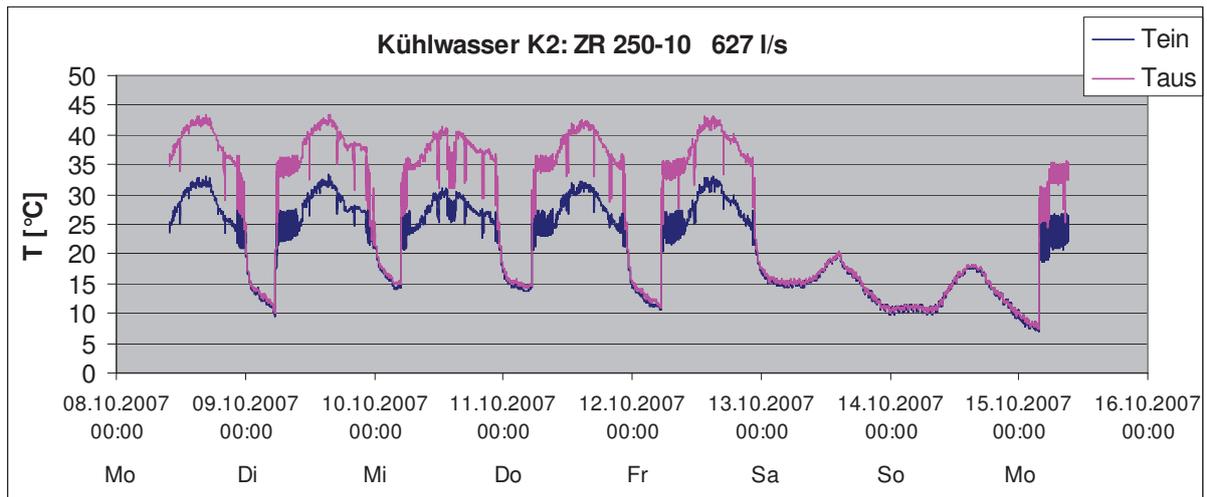


Abbildung 64: Temperaturen des Kühlwasserstroms für Kompressor 2

In Abbildung 64 bezeichnet  $T_{\text{aus}}$  die Temperatur des aufgewärmten Kühlwassers das den Kompressor verlässt.  $T_{\text{ein}}$  ist die Temperatur des kalten Kühlwassers das in den Kompressor eintritt. Gleiches gilt für Abbildung 66.

Bei einer Messung des Kühlwasserstroms über einen kurzen Zeitraum wurde ein durchschnittlicher Wert von  $22,05 \text{ m}^3/\text{h}$  ermittelt. Auf dieser Basis erfolgte die Berechnung der Abwärme.

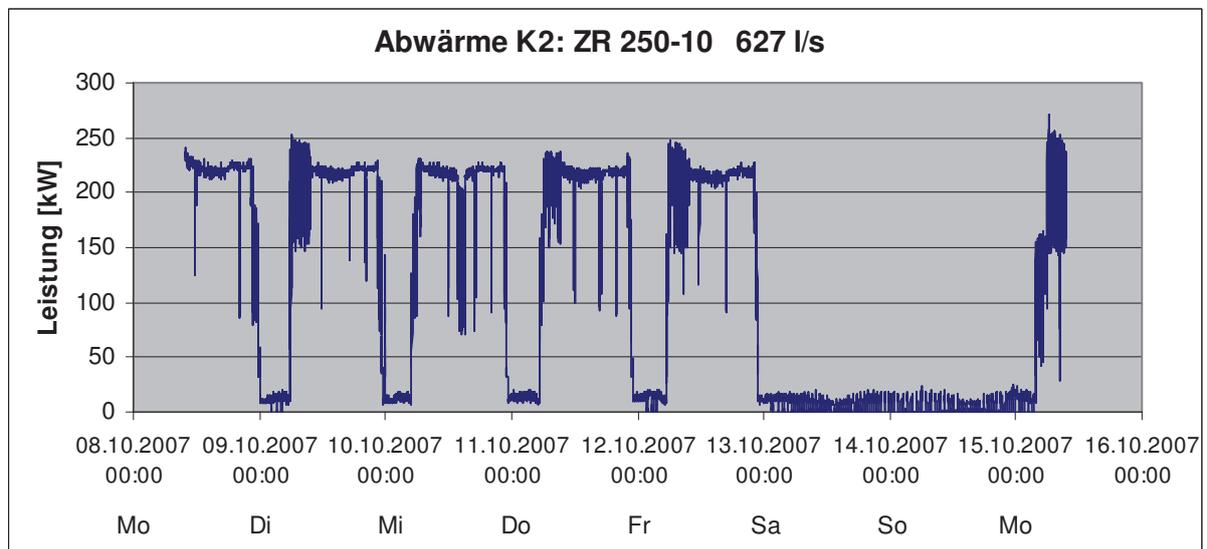


Abbildung 65: Abwärme Kompressor 2

Laut den durchgeführten Messungen bzw. Berechnungen sind tagsüber (ca. 5:45-23:00) ca. 207 kW Abwärme nutzbar in Form von  $38^\circ\text{C}$  warmem Wasser (siehe Tabelle 18).

Tabelle 18: Abwärme Kompressor 2

	Abwärmeleistung [kW]	T <sub>ein</sub> [°C]	T <sub>aus</sub> [°C]
Tag (ca. 5:45 – 23:00)	207	28	38
Nacht (ca. 23:00 – 5:45)	25	16	17
Wochenende (Freitag 23:00 – Montag 5:45)	9	14	15

### 3.2.1.2.3 Bestimmung der Abwärme von Kompressor 3

Kompressor 3 wird mittels Frequenzumrichter drehzahl geregelt (in Abhängigkeit vom Systemdruck) - somit ergibt sich ein stufenloser Betrieb.

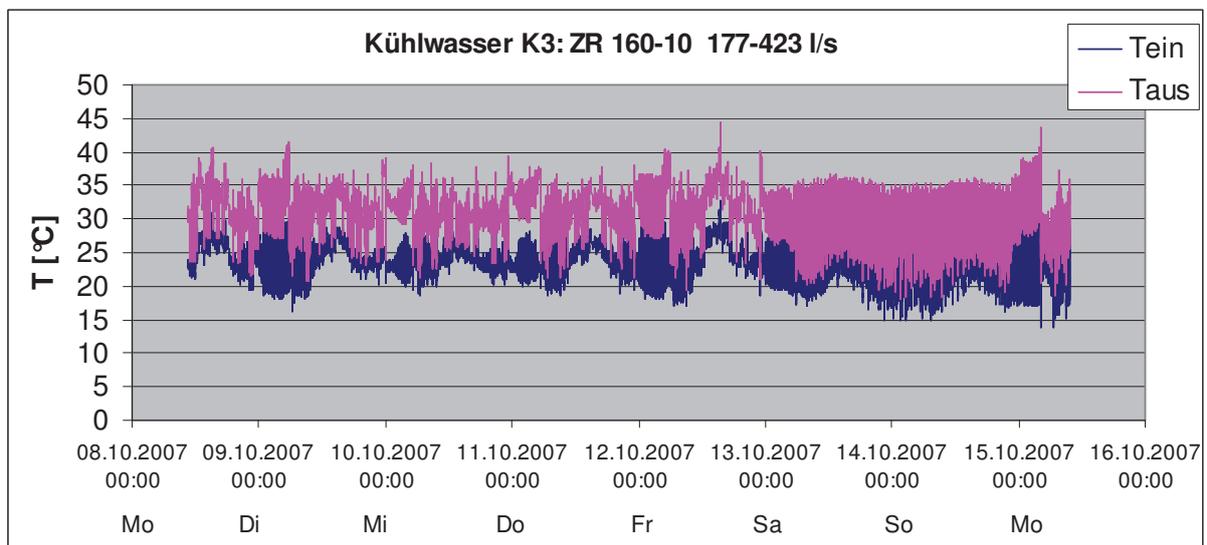


Abbildung 66: Kühlwasser-Temperaturen Kompressor 3

In Abbildung 66 ist zu sehen, dass Kompressor 3 ständig läuft, auch nachts und am Wochenende. (vergleiche Abbildung 64)

Weiters wurde versucht den Volumenstrom des Kühlwassers von Kompressor 3 zu ermitteln, die Messung lieferte jedoch trotz mehrmaliger Versuche keine verwertbaren Ergebnisse. Der Grund hierfür konnte nicht ermittelt werden.

Aufgrund der maximalen Leistung von Kompressor 3 (160 kW) wurde angenommen, dass die maximal abgegebene Abwärme ungefähr 145 kW betragen muss (siehe Kapitel 2.2.4). Da die Messung des Kühlwasserstroms keine verwertbaren Ergebnisse lieferte, musste dieser abgeschätzt werden, und zwar derart, dass die Abwärme (Abbildung 67) den theoretisch maximal möglichen Wert von 145 kW nicht wesentlich überschreitet. Daraus



ergab sich ein Kühlwasserstrom von 10,1 m<sup>3</sup>/h und somit eine durchschnittliche Abwärme von 88 kW tagsüber (23:00 – 5:45), nutzbar in Form von 30°C warmem Wasser.

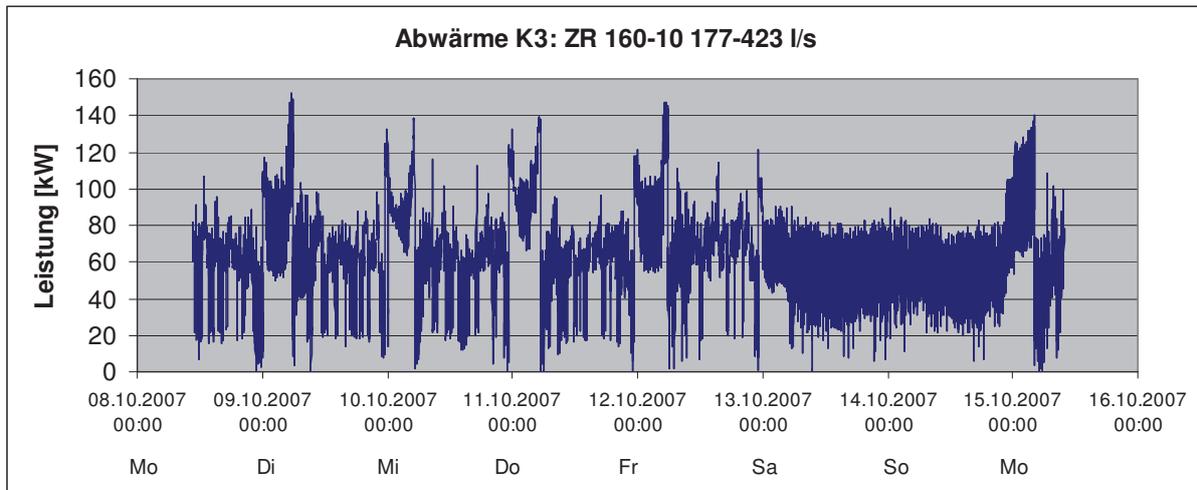


Abbildung 67: Abwärme Kompressor 3

Tabelle 19: Abwärme Kompressor 3

	Abwärmeleistung [kW]	Tein [°C]	Taus [°C]
Tag (5:45 – 23:00)	57,5	24,6	30,6
Nacht (23:00 – 5:45)	88	23,3	32,4
Wochenende (Fr 23:00 – Mo 5:45)	55,7	23,3	29,1

#### 3.2.1.2.4 Zeit-Leistungs-Profil der Druckluftkompressoren im 3-Schicht-Betrieb

Die Ergebnisse der im Rahmen dieser Diplomarbeit durchgeführten Messungen für die Druckluftkompressoren gelten nur für den gegenwärtigen 2-Schicht Betrieb. Das Zeit-Leistungs-Profil der drei Druckluftkompressoren im 3-Schicht Betrieb wird sich davon wieder unterscheiden. Dieses Profil soll hier aber auch betrachtet werden, da ab Herbst 2008 wieder 3-Schicht-Betrieb geplant ist.

Im letzten 3-Schicht Betrieb lief Kompressor 1 während der Produktion, Kompressor 2 am Wochenende, an Feiertagen und im Betriebsurlaub. Kompressor 3 diente zur Abdeckung der Bedarfsspitzen.

Kompressor 1 hat eine elektrische Leistung von etwa 400 kW, daraus lässt sich schließen, dass während seines Betriebes eine Abwärme von etwa 320 kW anfallen wird. Dieser Wert beruht auf einer Hochrechnung, da der tatsächliche Wert zurzeit nicht durch Messungen



belegt werden kann. Auf die nutzbare Abwärme wurde folgendermaßen geschlossen: Das Verhältnis der elektrischen Leistung (250 kW) von Kompressor 2 und seiner Abwärme (207 kW) wurde berechnet (0,8) und dieser Faktor für Kompressor 1 übernommen. Für Kompressor 1 wurde also seine elektrische Leistung von 400 kW mit dem Faktor 0,8 multipliziert, woraus sich eine Abwärme zu 320 kW ergibt.

Kompressor 3 dient im 3-Schicht-Betrieb der Spitzenabdeckung, er wird also je nach Bedarf und damit relativ unvorhersehbar im Einsatz sein.

Kompressor 2 wird im 3-Schicht-Betrieb voraussichtlich mit der gleichen Leistung fahren, wie zurzeit Kompressor 3. Denn der Druckluftbedarf an den Wochenenden und Feiertagen ist im 2-Schicht-Betrieb und im 3-Schicht-Betrieb gleich. Also kann angenommen werden, dass Kompressor 2 im 3-Schicht-Betrieb dieselbe Abwärme abgibt wie zurzeit Kompressor 3.

### **3.2.1.3 Kältemaschinen**

Bei sämtlichen in der Lackiererei installierten Kältemaschinen handelt es sich um Kompressionskältemaschinen. Diese „erzeugen“ unter Zufuhr von elektrischer Energie Kälte. Sie sind also nicht unwesentliche Energiesenken, gleichzeitig jedoch auch Energiequellen, da sie als Nebeneffekt Wärme abgeben. In diesem Kapitel soll der Energieverbrauch der größten Kältemaschinen untersucht und die Frage behandelt werden, ob eine Nutzung ihrer Abwärme für andere Prozesse sinnvoll wäre.

Die prinzipielle Funktionsweise einer Kompressions-Kältemaschine sowie die Möglichkeiten zur Nutzbarmachung der Abwärme werden in Kapitel 2.2.5 beschrieben.

Eine in Zukunft immer interessantere Alternative zur konventionellen Kompressions-Kältemaschine bietet die Absorptionskältetechnik. Solche Kälteanlagen werden nicht mit elektrischem Strom betrieben, sondern mit Wärme, wobei hier auch Prozessabwärme oder solare Wärme eingesetzt werden kann. Näheres hierzu findet sich in Kapitel 2.2.5.4.

#### **3.2.1.3.1 Kältemaschinen bei Magna**

Tabelle 20 gibt einen Überblick über die in der Lackiererei installierten Kompressionskältemaschinen.



Tabelle 20: Kältemaschinen Lackiererei Magna Steyr (Daten je nach Verfügbarkeit von Typenschildern oder Datenblättern)

Firma	Typ	Elektrische Leistung [kW]	Kühlleistung [kW]	Abwärme [kW]	CoP	Einsatzort
Axima*	FOCS/FC B2602	178	527	705	2,96	KTL-Lackkühlung
Axima*	FOCS/B - 2722	216	756	972	3,5	DL3 + KTL Trockner
Axima	FOCS/B – 4063	408	962	1370	2,36	ZLA 52 – H8 neu
Axima	FOCS/B - 2722	272	660	932	2,43	ZLA 14 – H8 alt
Axima	WRAT/FC 502	41	138	179	3,37	FMR – Füller / ZLA 32
Rhoss	CWA/E 153 (alt)	60	180	240	3	Füller-Trockner 1 / ZLA 35
Rhoss	CWA/EX 166 (neu)	60	180	240	3	Füller-Trockner 2 / ZLA 36
Hitachi	RCU60CLS Y-Sonder	45	164	209	3,64	FMR – DL2 / ZLA 33
Hitachi	6002 SC-H	43	164	207	3,81	DL2 – Trockner / ZLA 9
Hitachi	6002 SC-H	48	180	228	3,75	FMR – DL3 / ZLA 91
Hitachi	6002 SC-H	48	180	228	3,75	FMR – DL3 / ZLA 92
York	-	-	37	-	-	Lacklager H14

\* Diese Kältemaschinen sind erst seit Ende 2007 in Betrieb. Die weiter unten dargestellten Stromverbräuche beziehen sich auf deren Vorgängermodelle.

CoP...Coefficient of Performance = Kühlleistung/elektrische Leistung ... Leistungszahl der Kältemaschine, ZLA...Zuluftanlage, FMR...Farbmischraum, FC...free cooling



Die Abwärme ( $Q_{ab}$ ) ist die Summe aus der zugeführten elektrischen Leistung ( $W_{el}$ ) und der Kälteleistung ( $Q_{zu}$ ) (siehe Abbildung 68) und wurde anhand der Auslegungsdaten errechnet.

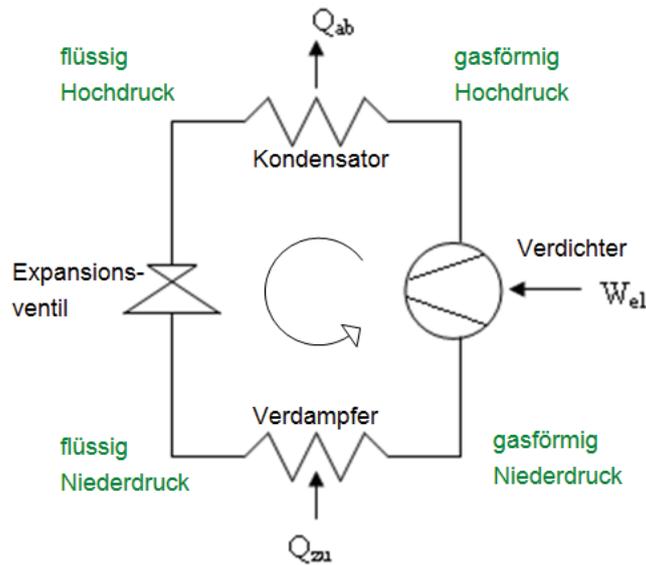


Abbildung 68: Prinzipschema eines Kältekreislaufes

Genauerer Erläuterungen zur Funktionsweise einer Kältemaschine und zu Abbildung 68 sind in Kapitel 2.2.5 zu finden.

### 3.2.1.3.2 Stromaufzeichnungen und daraus berechnete Abwärme

Die Stromverbräuche der vier größten Kältemaschinen werden von Magna automatisch gemessen und monatlich als Summenwerte [kWh] gespeichert:

- Kältemaschine ZLA 14
- Kältemaschine ZLA 52
- Kältemaschine KTL-Lackkühlung (alt)
- Kältemaschine KTL- und DL3-Trockner (alt)

Für die übrigen Kältemaschinen gibt es leider keine Aufzeichnungen.

Wie bereits weiter oben erläutert, ergibt sich die Abwärmeleistung ( $Q_{ab}$ ) [kW] aus der Summe der zugeführten elektrischen Leistung ( $W_{el}$ ) [kW] und der Kälteleistung ( $Q_{zu}$ ) [kW]. Grundsätzlich erfolgt die Berechnung der Abwärme also über Leistungen [kW].

Die durchschnittliche monatliche Leistungsaufnahme der Kältemaschinen [kW] ist jedoch nicht bekannt, da hier lediglich die Summenwerte des Stromverbrauchs [kWh] aufgezeichnet

werden. Für die Abwärme wurden daher ebenfalls die monatlichen Summenwerte [kWh] berechnet.

Einerseits wurde die gesamte theoretisch nutzbare Abwärme dargestellt (rosa Balken in den nachfolgenden Diagrammen), andererseits die theoretische Abwärme, die mithilfe eines Enthitzers genutzt werden kann (bei höheren Temperaturen) (gelbe Balken) sowie mithilfe eines Kondensators (bei niedrigeren Temperaturen) (blaue Balken).

Durch den Betriebsurlaub im August ist der Stromverbrauch für diesen Monat relativ gering.

Ebenfalls zu beachten: 2006: 3-Schicht Betrieb; 2007: 2-Schicht Betrieb

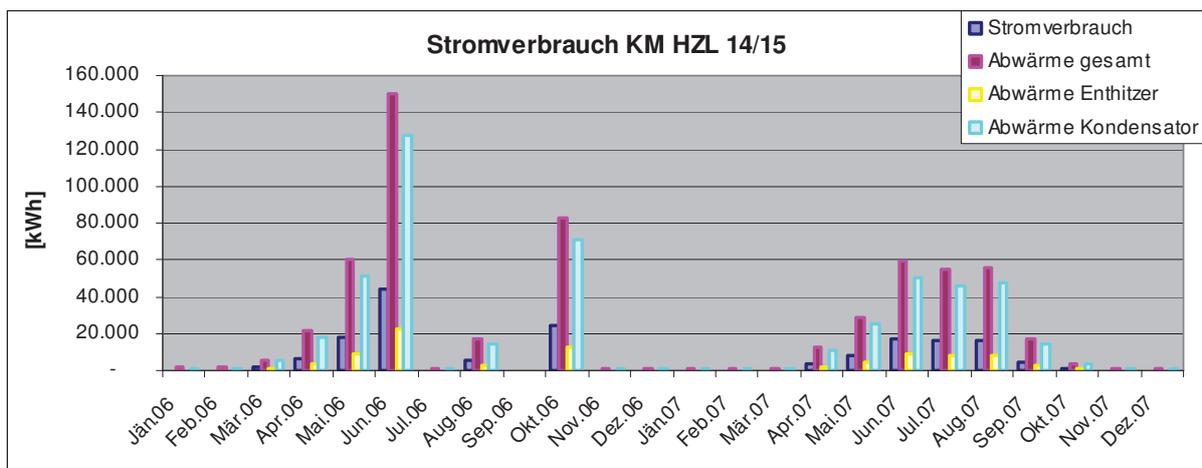


Abbildung 69: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine für Hallenzuluftanlage 14

(Falscher Wert für Juli 06 und keine Aufzeichnung für September 06 in Abbildung 69!)

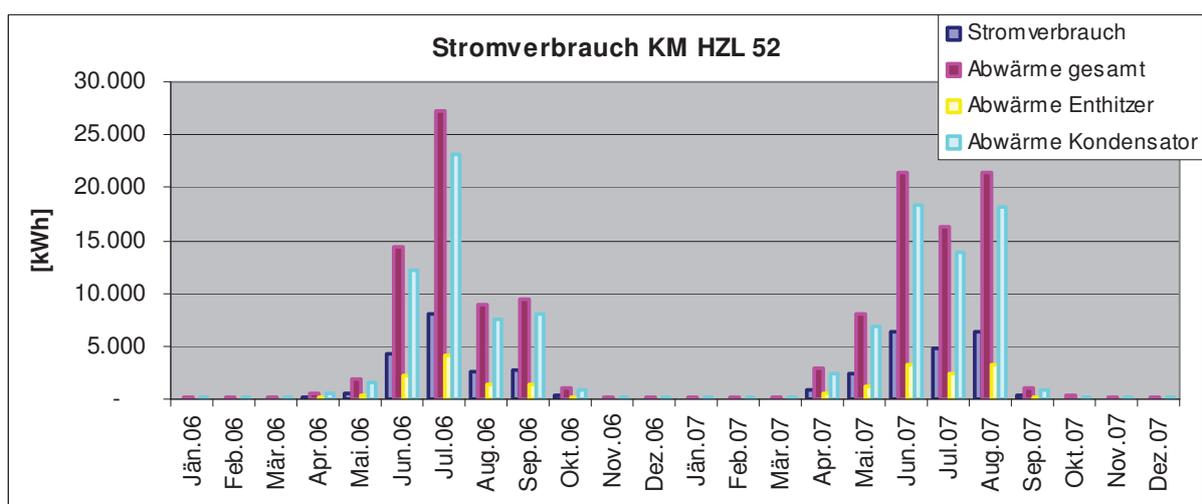


Abbildung 70: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine für Hallenzuluftanlage 52



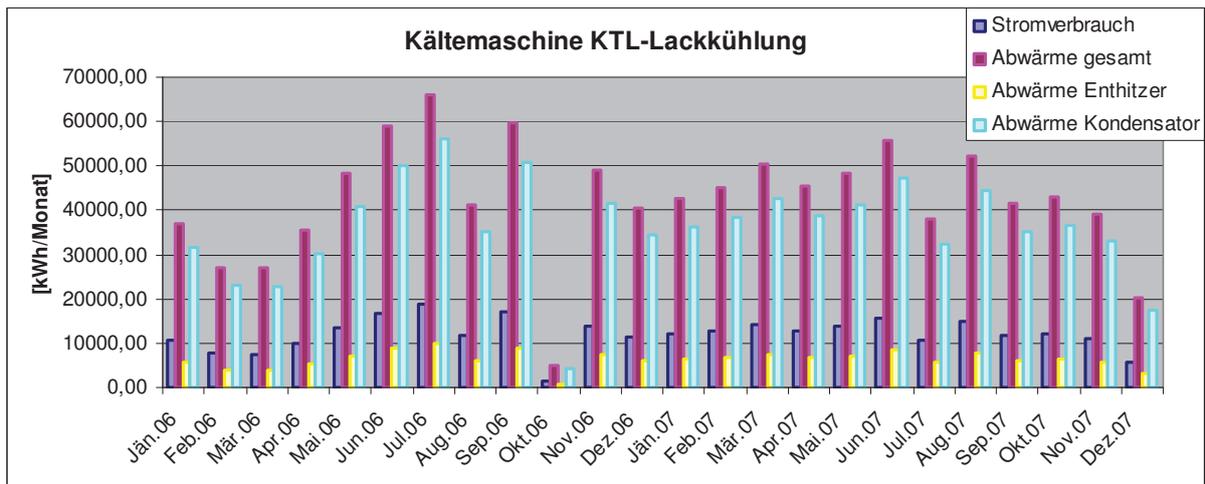


Abbildung 71: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine KTL-Lackkühlung (alt)

(Falscher Wert für Oktober 06 in Abbildung 71!)

Die alte Kältemaschine KTL-Lackkühlung – von der die aufgezeichneten Werte in Abbildung 71 stammen – war bis Dezember 2007 in Betrieb. Diese Kältemaschine wurde Ende 2007 jedoch durch eine neue Anlage mit „Free-Cooling“ ausgetauscht. Wie bereits im Theorieteil beschrieben, erfolgt im Free-Cooling Betrieb die Kühlung des Mediums mit kalter Außenluft – bei entsprechend niedrigen Außentemperaturen – und nicht über die Kältemaschine. Da der Free-Cooling Betrieb für diese Anlage bereits ab etwa 16°C Außenlufttemperatur möglich ist, wird die Kältemaschine in den Wintermonaten so gut wie nicht, und im Sommer meist nur tagsüber in Betrieb sein. Das bewirkt natürlich erhebliche Stromeinsparungen.

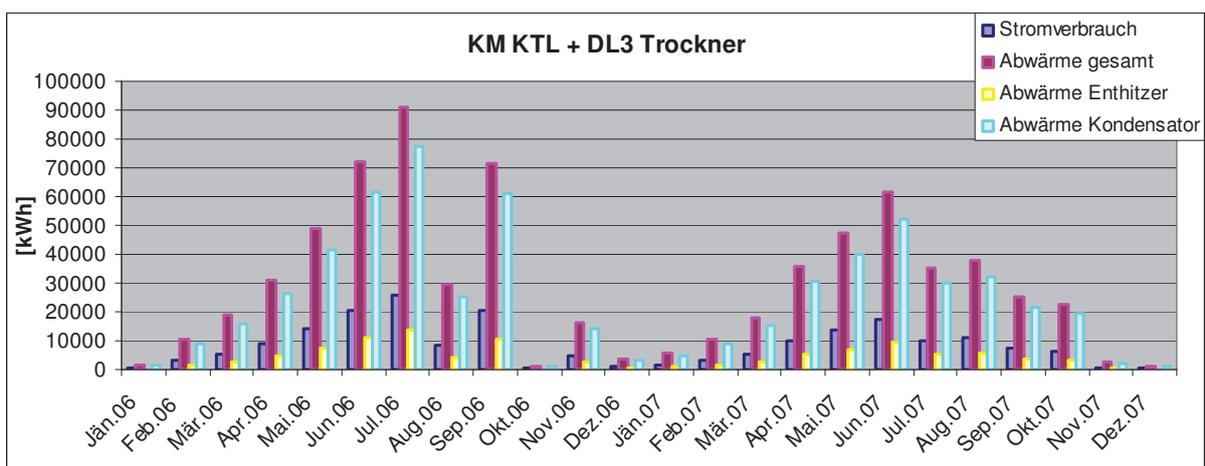


Abbildung 72: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine KTL- und DL3-Trockner (alt)

Die Kältemaschine KTL- und DL3-Trockner (Abbildung 72) wurde ebenfalls im Jänner 2008 erneuert, jedoch ohne Free-Cooling.



In Tabelle 21 wurden für die vier größten Kältemaschinen der jährliche Stromverbrauch, die jährlichen Stromkosten, sowie die maximal nutzbare Abwärme und die maximale Kosteneinsparung bei Nutzung dieser Abwärme zur Heißwasserbereitung zusammengefasst. Bei der maximalen Abwärme handelt es sich – mangels genauerer Daten zu den Kältemaschinen – um Hochrechnungen.

Tabelle 21: Stromverbrauch und theoretische Abwärme der Kältemaschinen

	KM KTL Lack	KM KTL + DL3	KM ZLA 14	KM ZLA 52
Stromverbrauch 2007 [kWh]	147.769	86.857	68.927	21.504
Stromkosten 2007 [€]	16.255	9.554	7.582	2.365
Max. Abwärme 2007 <sup>1</sup> [kWh]	521.700	304.000	236.400	72.200
Max. Kosteneinsparung 2007 <sup>2</sup> [€]	31.100	18.100	14.100	4.300
Stromverbrauch 2006 [kWh]	140.195	113.475	100.269	19.075
Stromkosten 2006 [€]	14.019	11.348	10.027	1908
Max. Abwärme 2006 <sup>1</sup> [kWh]	494.900	397.200	343.900	64.900
Max. Kosteneinsparung 2006 <sup>2</sup> [€]	29.500	23.700	20.500	3.800

1 Theoretisch nutzbare Abwärme. (Summe für ein Jahr), 2 Theoretisch mögliche Kosteneinsparung bei Heißwasserbereitung mit dieser Abwärme (Summe für ein Jahr) .

Die größte Einsparung wäre bei der Kältemaschine KTL Lackkühlung möglich, diese wird jedoch – wie bereits erläutert – seit Ende 2007 mit Free-Cooling betrieben, was bedeutet, dass der Stromverbrauch für 2008 und die damit anfallende Abwärme viel geringer sein werden als für 2007.

Zur Nutzung der maximalen Abwärme wären je Kältemaschine – wie bereits im Theorieteil genauer erklärt – ein Kondensator, eventuell ein Enthitzer, sowie ein Wasser-Wärmetauscher, Verrohrung, Regelungstechnik etc. nötig. Die Investitionskosten übertreffen die möglichen Einsparungen hier bei weitem.

#### Nachrechnung der KM ZLA 14 und 52 über Zuluftstrom und Außenlufttemperaturen

Der Kühlbedarf der Zuluftanlagen 14 und 52 und somit die erforderliche Kühlleistung der entsprechenden Kältemaschinen kann mithilfe der Zuluftströme und der von Magna



aufgezeichneten Außenlufttemperaturen berechnet und nach Umrechnung (CoP) mit den Stromverbrauchsaufzeichnungen von Magna verglichen werden.

Grundlage für die Berechnung ist die Tatsache, dass gekühlt werden muss, sobald die Außenlufttemperaturen 21 °C überschreiten.

Für die Kältemaschine ZLA 14 ergibt sich somit eine erzeugte „Kältemenge“ von 178.700 kWh/a für 2007 und mit einem CoP von 2,43 ein Stromverbrauch von 73.500 kWh/a. Dieser Wert entspricht ungefähr den Aufzeichnungen von Magna (siehe Tabelle 21).

Für die Kältemaschine ZLA 52 ergab sich keine so gute Übereinstimmung zwischen Aufzeichnung und Berechnung. Laut Berechnung aus dem Zuluftstrom und den Außentemperaturen ergibt sich hier eine „Kältemenge“ von etwa 114.200 kWh/a für 2007 und mit einem CoP von 2,36 ein Stromverbrauch von ca. 48.400 kWh/a. Das ist mehr als das doppelte des Messwertes.

#### Zu den übrigen Kältemaschinen:

Die Kältemaschine Farbmischraum Füller ist – ebenso wie die KM KTL-Lackkühlung – mit Free-Cooling ausgestattet und daher nicht oft in Betrieb, weshalb wenig nutzbare Abwärme anfällt. Die restlichen Kältemaschinen sind zu klein. Eine Nutzung der Abwärme aus diesen Kältemaschinen ist daher – bei den von Magna angestrebten kurzen Amortisationszeiten – nicht wirtschaftlich.

ACHTUNG: siehe Kapitel 3.2.2.2

### **3.2.1.4 Trockner**

#### **3.2.1.4.1 Allgemeines**

In der Lackiererei von Magna Steyr gibt es sieben Trockner mit thermischer Nachverbrennung, einen wasserbeheizten Zwischentrockner und zwei weitere Trockner, die durch die heißen Rauchgase der TNV eines anderen Trockners beheizt werden.

Zunächst sollen die Trockner mit thermischer Nachverbrennung (TNV) behandelt werden. Abbildung 73 zeigt das Schema eines Trockners mit TNV.

Die Frischluft (bereits vorgewärmte Luft aus anderen Zonen) wird im Frischluft-Wärmetauscher durch die aus dem Trockner kommende Abluft auf etwa 200 °C aufgewärmt. (Dieser Wert schwankt bei den verschiedenen Trocknern.) Danach wird die Abluft direkt in den Trocknerraum geleitet. Der Trocknerraum wird zusätzlich durch einen Hallenluftstrom versorgt (siehe Abbildung 73). Aus dem Trocknerraum wird die mit Lackpartikeln verunreinigte Trocknerluft abgesaugt und gelangt in den Abluft-Wärmetauscher, wo sie durch den heißen Abgasstrom aus der TNV weiter aufgeheizt wird. Schließlich wird sie in der TNV



bei über 700 °C verbrannt um – entsprechend den geforderten Grenzwerten – die enthaltenen Lackpartikel und Verunreinigungen zu zerstören. Das heiße Abgas verlässt die TNV und gelangt über den Abgas-Wärmetauscher in das Heizregister des Trockners und schließlich über den Frischluft-Wärmetauscher in den Kamin und ins Freie.

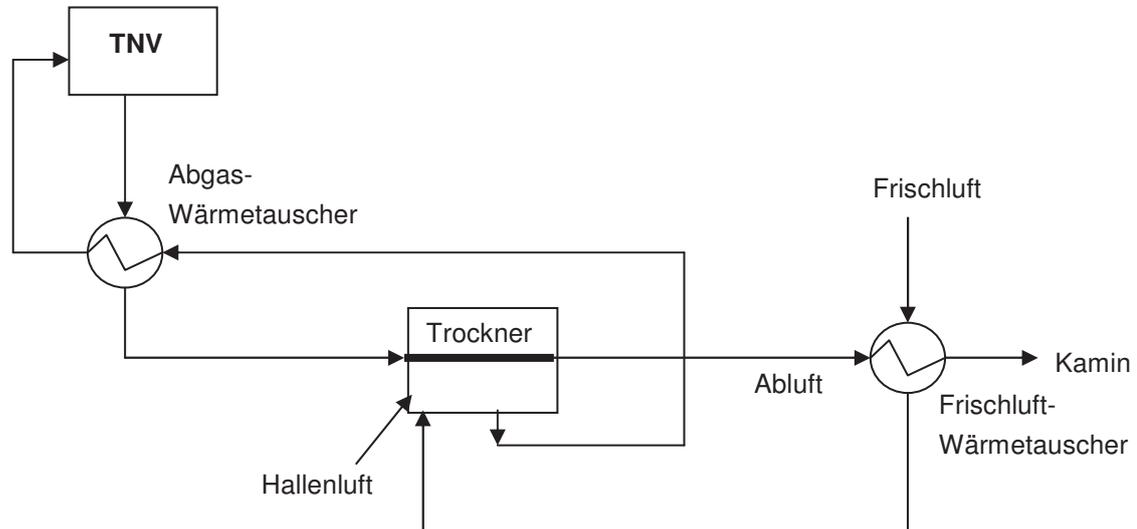


Abbildung 73: Schema eines Trockners mit thermischer Nachverbrennung (TNV)

Das Abgas aus der TNV des DL2-Trockners wird bereits zum Beheizen des DL2-Zwischentrockners verwendet, es wird also nicht mit der in Tabelle 22 angegebenen Abströmtemperatur in die Atmosphäre geblasen, sondern mit etwa 120 °C.

In Tabelle 22 sind alle Trockner mit thermischer Nachverbrennung aufgelistet. Die Abströmvolumina und –temperaturen wurden im Zuge der Emissionskataster-Messungen 2007 ermittelt. Die übrigen Werte wurden aus dem automatischen Datenerfassungssystem „EMOS“ von Magna abgelesen.

Tabelle 22: Auflistung aller Trockner mit Thermischer Nachverbrennung (TNV)

Trockner	TNV T [°C]	T im Trockner [°C]	T aus TNV in Tr [°C]	Abströmvolumen Kamin		Abström-T [°C]
				[Nm <sup>3</sup> <sub>tr</sub> /h]	[Nm <sup>3</sup> <sub>f</sub> /h]	
Füller Trockner 1	720	186	454	6672,1	6921,1	209
Füller Trockner 2	721	190	456	11094,4	11508,4	266
DL3-Trockner 1	750	150	450	5942,4	6164	273
DL3-Trockner 2	751	150	450	6217,5	6449,5	232
DL2-Trockner	706	160	531	4207,4	4364,4	208

KTL-Trockner 2	762	196	475	6246,7	6440,9	192
KTL-Trockner 1	762	199	470	6831,5	7043,9	171

TNV T: Temperatur in der TNV, T im Trockner: Lufttemperatur im Trockner, T aus TNV in Tr : Temperatur des Abgases zwischen Abgas-Wärmetauscher und Trockner, Abström-T: Temperatur des abströmenden Abgases im Kamin;

### 3.2.1.4.2 Messungen und Ergebnisse

Für den KTL-Trockner 1 und den Füller-Trockner 2 wurden Detailmessungen durchgeführt um die genauen Temperaturen und Luftströme in den Trockner-Systemen zu bestimmen:

Abbildung 74 bietet eine Übersicht über die Ergebnisse der Messungen am KTL-Trockner 1.

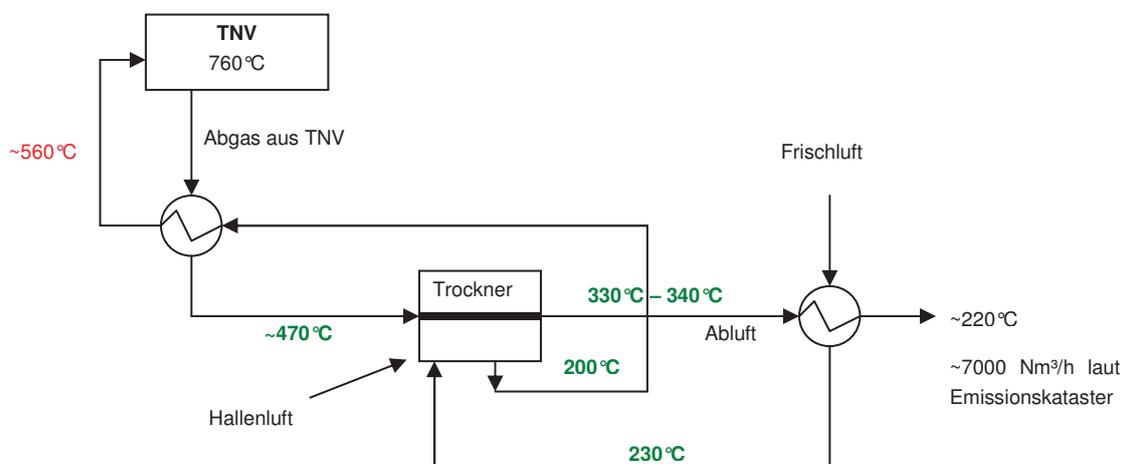


Abbildung 74: Detailbetrachtung des KTL-Trockners 1

Die grün markierten Temperaturen in Abbildung 74 wurden im Herbst 2007 von Magna Steyr über kurze Zeiträume gemessen und ergaben relativ konstante Werte. Der rot markierte Wert wurde von Magna kurz vor der TNV gemessen. Aufgrund der Wärmerückstrahlung aus der TNV und der damit verbundenen Beeinflussung des Messgerätes dürfte dieser Wert weit über dem realen liegen. Wahrscheinlicher ist eine Temperatur um die 460°C.

Hier besteht auf jeden Fall weiterer Messbedarf. Die Temperatur und der Luftstrom der Frischluft sind noch unbekannt, sowie der Anteil an Hallenluft der direkt in den Trockner geblasen wird.

Die Messungen zu Füller-Trockner 2 erfolgten im Jänner 2008. Diese Messungen wurden von Joanneum Research in Kooperation mit Magna Steyr durchgeführt.

Abbildung 75 zeigt die Ergebnisse der Messungen am Füller-Trockner 2.

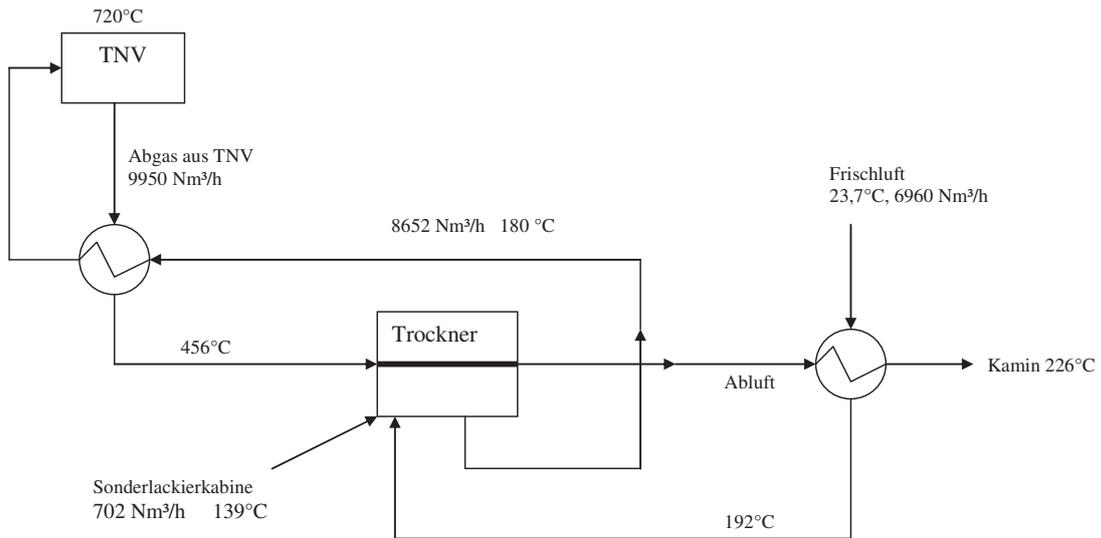


Abbildung 75: Detailbetrachtung des Füller-Trockners 2

Eine Darstellung der vollständigen Ergebnisse für die Messungen am Füller-Trockner 2 ist in Anhang C zu finden.

### 3.2.1.4.3 Trockner ohne TNV

Tabelle 23 gibt einen Überblick über jene Trockner die nicht durch die Abgase ihrer TNV beheizt werden, sondern durch Heißwasser oder durch heiße Abgase der TNV anderer Trockner.

Tabelle 23: Auflistung der Trockner ohne TNV

Trockner	Energiezufuhr	T im Trockner [°C]	Abgasstrom Kamin*		Abström-T Kamin* [°C]	HW T <sub>ein</sub> [°C]**	HW T <sub>aus</sub> [°C]**
			[Nm <sup>3</sup> <sub>tr</sub> /h]	[Nm <sup>3</sup> <sub>f</sub> /h]			
Füller Vortrockner	beheizt durch Abgase anderer Trockner	51	-	-	-	-	-
DL3-Zwischentrockner	wasserbeheizt	72	30.546	30.926	24	120 - 130	90
DL2-Zwischentrockner	beheizt durch Abgase anderer Trockner	65	-	-	-	-	-

\* aus den Emissionskatastermessungen 2007, \*\* Heißwasser Vor- und Rücklauftemperatur des Heizregisters (aus dem automatischen Datenaufzeichnungssystem „EMOS“ von Magna Steyr)

Für den DL3-Zwischentrockner ergibt sich damit eine durchschnittliche Heizleistung von 469 kW während der Produktion (225 Tage/Jahr, 17h/Tag). Die anderen beiden Trockner in



Tabelle 23 verbrauchen keine Primärenergie (zumindest nicht für die Luftheizung), da sie durch die heißen Rauchgase der TNV anderer Trockner beheizt werden.

### 3.2.1.5 Hallenzuluft - Heizung

Die derzeitige Soll-Temperatur der Hallenzuluft beträgt ganzjährig 21 °C.

Die Lackiererei von Magna Steyr wird über fünf große Zuluftanlagen (ZLA) mit Frischluft versorgt. Im Winter muss die Hallenzuluft über Warmwasserregister auf 21 °C aufgewärmt werden. Im Sommer können die Luftströme der ZLA 14 und 52 über Kältemaschinen gekühlt werden. Die Zuluftanlagen belüften die Halle nicht nur zu den Produktionszeiten, sondern auch an Wochenenden, Feiertagen und im Betriebsurlaub. ZLA 14 und ZLA 15 werden in den Sommermonaten (Mitte Mai bis Mitte September) nicht beheizt. ZLA 51, 52 und 53 werden auch im Sommer (bei entsprechend niedrigen Temperaturen in der Nacht) beheizt.

Der Aufbau der Hallenheizungen ZLA 14 und 15 unterscheidet sich von dem der ZLA 51, 52 und 53, wie in den nachfolgenden zwei Abbildungen zu sehen ist.

In Abbildung 76 ist das Schema der Hallenheizungen der ZLA 51, 52 und 53 dargestellt.

Die Temperaturen in Abbildung 76 und Abbildung 77 sind Momentaufnahmen aus dem automatischen Datenerfassungssystem *EMOS* von Magna Steyr und ändern sich je nach Außenlufttemperatur.

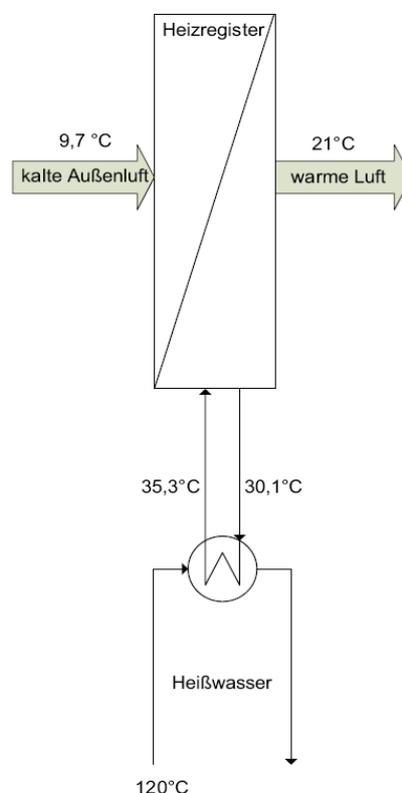


Abbildung 76: Schema der Hallenheizungen 51, 52, 53

Das Warmwasser, mit dem die Außenluft aufgewärmt wird, zirkuliert zwischen dem Heizregister und dem zweiten Wärmetauscher (Heißwasser-Wärmetauscher) (Abbildung 76).

Im Heißwasser-Wärmetauscher nimmt es von dem 120°C heißen Wasser Wärme auf und gibt diese im Heizregister an die Außenluft ab.

In Abbildung 77 ist das Schema der Hallenheizungen der ZLA 14 und 15 dargestellt.

Das Warmwasser zur Beheizung der Außenluft zirkuliert im „inneren“ Wasserkreislauf (rot). Je nach Warmwasser-Rücklauftemperatur aus dem Heizregister wird ein Teil des abgekühlten Wassers aus dem inneren Kreislauf abgelassen, während gleichzeitig soviel frisches Heißwasser (120°C) eingespritzt wird, dass die gewünschte Warmwasser-Vorlauftemperatur erreicht wird.

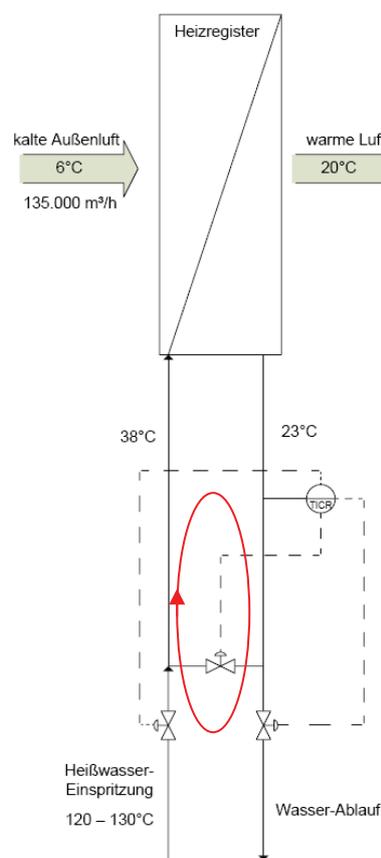


Abbildung 77: Schema der Hallenheizungen 14 und 15

Tabelle 24: Konditionierung der Hallenzuluft

Hallenzulufteanlage (ZLA)	Ø Luftstrom [Bm³/h]	Kältemaschine: max. Leistung [kW]	Warmwasserregister: max. Leistung [kW]
ZLA Ost (ZLA 14)	180.000	640	2700

ZLA West (ZLA 15)	144.000	-	2700
ZLA 51	130.000	-	3000
ZLA 52	115.000	960	3000
ZLA 53	170.000	-	3000

Die Zuluftströme der ZLA 14 und 15 sind konstant auf 180.000 bzw. 144.000 Bm<sup>3</sup>/h eingestellt. Die Zuluftströme der ZLA 51, 52 und 53 werden über den Hallendruck geregelt und ändern sich daher laufend. Der Hallendruck wird stets über dem Außendruck gehalten, um zu verhindern, dass beim Öffnen von Türen Staub und sonstige Verunreinigungen in die Halle gezogen werden.

Die Luftströme der ZLA 51, 52 und 53 werden von Magna kontinuierlich aufgezeichnet, eine Übersicht über eine Woche ist in Abbildung 78 dargestellt. Die in Tabelle 24 angegebenen Luftmengen sind die Durchschnittswerte aus Abbildung 78.

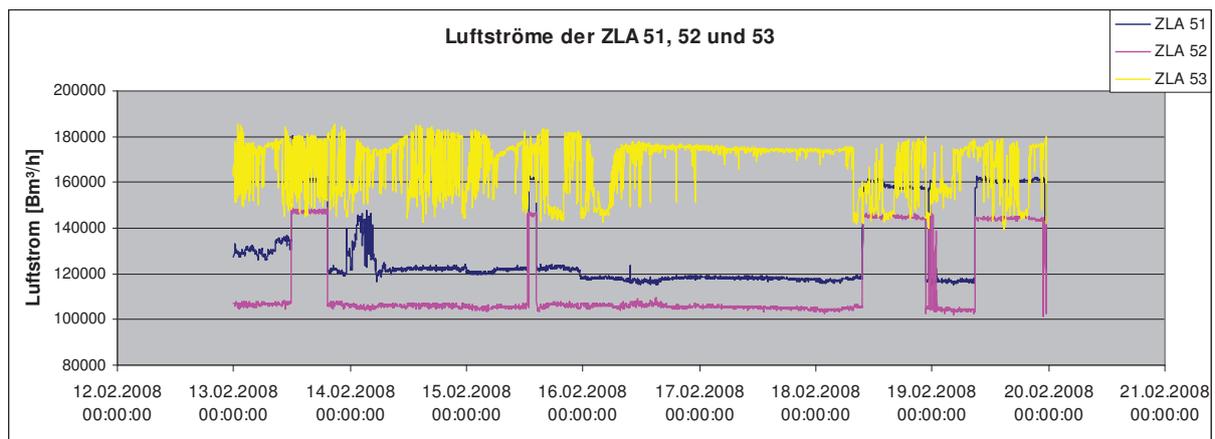


Abbildung 78: Verläufe der Zuluftströme der ZLA 51, 52 und 53

Die Außenlufttemperaturen am Betriebsgelände (Abbildung 79) werden von der zentralen Instandhaltung von Magna Steyr das ganze Jahr über stündlich aufgezeichnet.



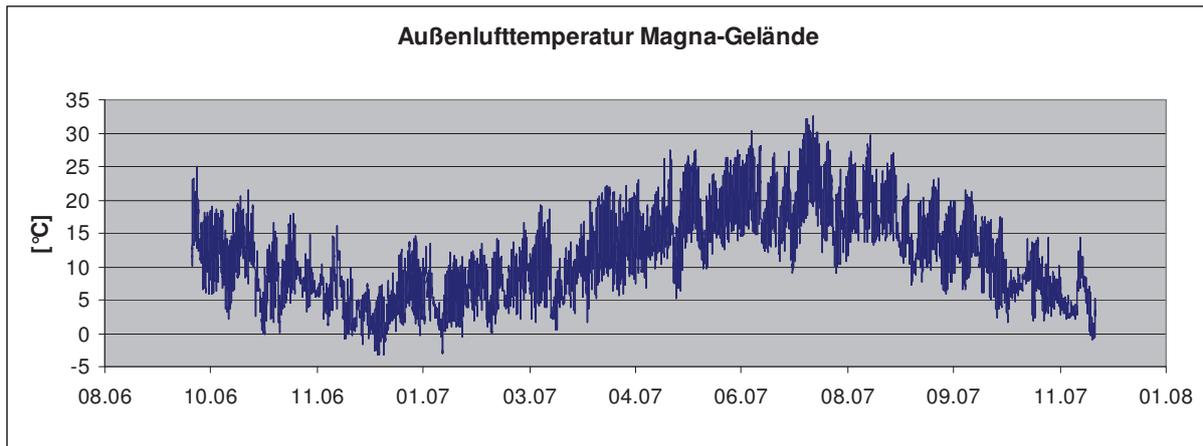


Abbildung 79: Außenlufttemperaturen am Gelände von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz

Aus den Außenlufttemperaturen, der Soll-Temperatur (21 °C) und dem geförderten Luftstrom wurde der Heizbedarf [kW] der Hallenzuluft über ein Jahr berechnet. (Abbildung 80)

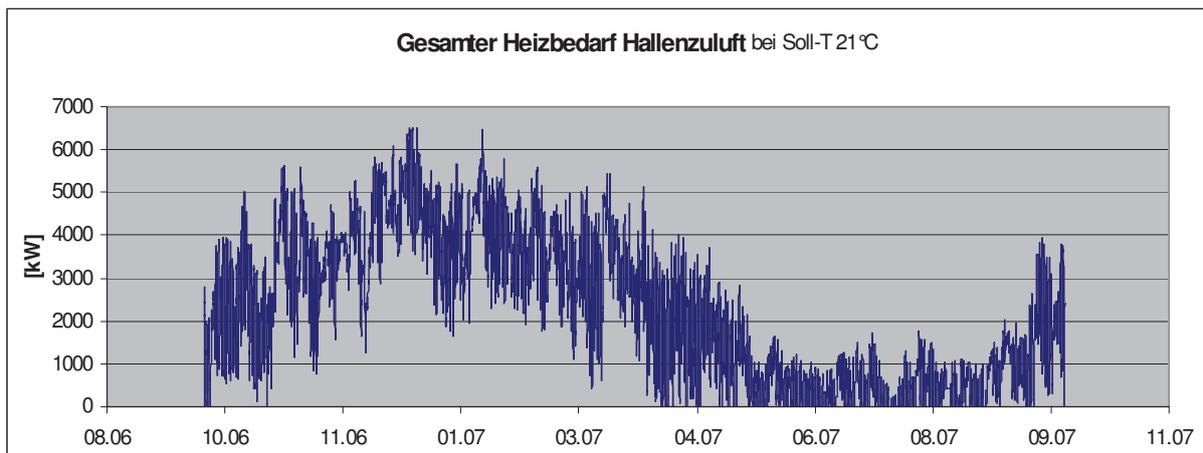


Abbildung 80: Gesamte Heizleistung Hallenzuluft Lackiererei

In Tabelle 25 sind die Heizleistungen der einzelnen Zuluftanlagen und die durchschnittlichen Außenlufttemperaturen gegliedert nach den einzelnen Monaten dargestellt.

Bei einem Heißwasserpreis von 59,7 €/MWh (2007) betragen die so errechneten Heizkosten **1.190.000 €/Jahr**.

Tabelle 25: Heizleistungen Hallenzuluft gegliedert nach Monaten

Heizleistung	ZLA 14 [kW]	ZLA 15 [kW]	ZLA 51 [kW]	ZLA 52 [kW]	ZLA 53 [kW]
Okt.06	543	434	392	347	513
Nov.06	861	689	622	550	813
Dez.06	1110	888	802	709	1048
Jän.07	1014	811	732	648	958
Feb.07	927	742	670	592	876
Mär.07	793	634	572	506	749
Apr.07	481	385	348	307	454
Mai.07	375	300	252	223	329
Jun.07	0	0	134	119	176
Jul.07	0	0	126	112	165
Aug.07	0	0	147	130	192
Sep.07	489	391	336	298	440

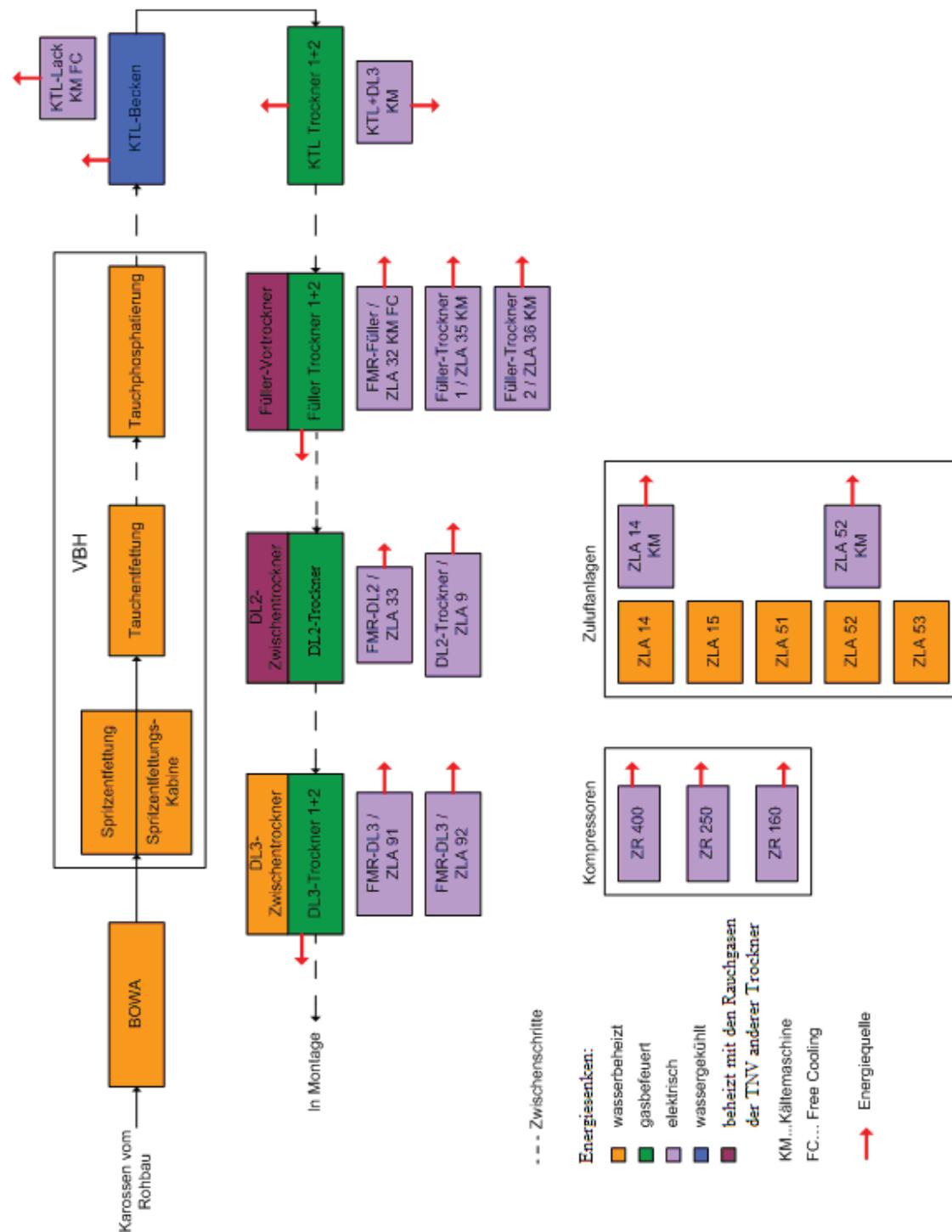
1) durchschnittliche Leistung bis Mitte Mai 2) durchschnittliche Leistung ab Mitte September



### 3.2.2 Gesamtübersicht Energiesenken und –quellen Magna Steyr

#### 3.2.2.1 Grafische Darstellung der untersuchten Anlagenbereiche

Diese Übersicht stellt alle Energiesenken (orange, blau, grün, dunkelviolett, hellviolett) und Energiequellen (rote Pfeile) dar, die im Rahmen dieser Diplomarbeit erfasst und behandelt wurden.



### 3.2.2.2 Zahlenmäßige Darstellung

In den nachfolgenden Tabellen sind die jährlichen Energieverbräuche sowie die jährlich anfallenden Energiemengen für die im Rahmen dieser Diplomarbeit erhobenen Energiequellen und –senken zusammengefasst.

#### BOWA, VBH und KTL

Tabelle 26: Jährliche Heizbedarf und Heizkosten für BOWA und VBH Reinigungsmedien, sowie Kühlbedarf für die KTL im 2-Schicht-Betrieb

2-Schicht	Heizbedarf/Kühlbedarf* [kWh/a]	Energiekosten [€/a]
BOWA	318.600	19.000
Spritzentfettung Medium	765.700	45.700
Spritzentfettung Umluftschleuse	641.300	38.300
Tauchentfettung	89.400	5.300
Tauchphosphatierung	332.600	19.900
KTL**	1.491.000	siehe Abschnitt Kältemaschinen

\*Heizbedarf für BOWA, Spritzentfettung, Tauchentfettung und Tauchphosphatierung; KTL: Kühlbedarf; 225 Produktionstage/Jahr, 140 Stillstandstage/Jahr; Leistungen der einzelnen Stationen während Produktion, Nacht und Wochenenden/Feiertagen sowie Definition von „Produktion, Nacht und Wochenenden“ siehe Kapitel 3.2.1.1; Heißwasserpreis: 59,7 €/MWh (2007);

Tabelle 27: Jährlicher Heizbedarf und Heizkosten für BOWA und VBH Reinigungsmedien, sowie Kühlbedarf für die KTL im 3-Schicht-Betrieb

3-Schicht	Heizbedarf/Kühlbedarf* [kWh/a]	Energiekosten [€/a]
BOWA	446.100	26.600
Spritzentfettung Medium	1.065.400	63.600
Spritzentfettung Umluftschleuse	810.000	48.400
Tauchentfettung	89.400	5.300
Tauchphosphatierung	384.600	23.000
KTL**	1.734.000	siehe Abschnitt Kältemaschinen

#### Druckluftkompressoren (2-Schicht-Betrieb):

Zum Zeitpunkt der Messungen für diese Diplomarbeit (Oktober 2007) verbrauchten alle drei Kompressoren (Kompressor 1 war nur sehr selten und unregelmäßig im Einsatz) etwa 35.000 kWh an elektrischem Strom pro Woche. Multipliziert mit 52 Kalenderwochen pro Jahr



ergibt das einen ungefähren jährlichen Stromverbrauch von 1.820.000 kWh und Stromkosten von etwa 109.000 €/a.

Tabelle 28: Jährliche Abwärmemenge der Druckluftkompressoren

	Abwärme* [kWh/a]	Einsparung bei Abwärmenutzung** [€/a]
Kompressor 2	861.390	51.425
Kompressor 3	545.690	32.578
Summe	1.407.080	84.003

\*225 Produktionstage/Jahr, 140 Stillstandstage/Jahr; Leistungen der Kompressoren während Produktion, Nacht und Wochenenden/Feiertagen sowie Definition von „Produktion, Nacht und Wochenenden“ siehe Kapitel 3.2.1.2.3; Heißwasserpreis: 59,7 €/MWh (2007); \*\*Kosteneinsparung bei vollständiger Nutzung der Abwärme

Vergleicht man die anfallenden Stromkosten mit der maximal möglichen Kosteneinsparung bei kompletter Abwärmenutzung, fällt auf, dass damit der größte Teil der Stromkosten abgedeckt werden könnte.

### Kältemaschinen

In Tabelle 29 sind der gesamte Stromverbrauch und die gesamte anfallende Abwärmemenge der vier größten Kältemaschinen für die Jahre 2006 und 2007 angegeben.

Tabelle 29: Stromverbrauch und Abwärme der vier größten Kältemaschinen

	KM KTL Lack	KM KTL + DL3	KM ZLA 14	KM ZLA 52
Stromverbrauch 2007 [kWh]	147.769	86.857	68.927	21.504
Stromkosten 2007 [€]	16.255	9.554	7.582	2.365
Max. Abwärme 2007 <sup>1</sup> [kWh]	521.700	304.000	236.400	72.200
Max. Kosteneinsparung 2007 <sup>2</sup> [€]	31.100	18.100	14.100	4.300
Stromverbrauch 2006 [kWh]	140.195	113.475	100.269	19.075
Stromkosten 2006 [€]	14.019	11.348	10.027	1908
Max. Abwärme 2006 <sup>1</sup> [kWh]	494.900	397.200	343.900	64.900
Max. Kosteneinsparung 2006 <sup>2</sup> [€]	29.500	23.700	20.500	3.800

1 bei Ausnutzung der sensiblen und latenten Wärme des Kältemittels, 2 bei vollständiger Nutzung der Abwärme



**Achtung:** Widerspruch zwischen aufgezeichnetem Stromverbrauch der Kältemaschine KTL Lack und den Messungen am KTL Wärmetauscher!!

Wie aus Tabelle 26 ersichtlich, beträgt der jährliche Kühlbedarf für die KTL-Lackkühlung laut den im Rahmen dieser Diplomarbeit durchgeführten Messungen etwa 1.490.000 kWh. Um diese Kühlleistung zu erbringen, müsste die Kältemaschine KTL-Lack etwa 425.700 kWh/a an elektrischem Strom verbrauchen (Der CoP der alten KTL-Lack Kältemaschine, auf die sich die Stromverbrauchsdaten in Tabelle 26 beziehen, betrug etwa 3,5.). Die von Magna durchgeführten Aufzeichnungen des Stromverbrauchs für diese Kältemaschine zeigen jedoch nur einen jährlichen Stromverbrauch von etwa 150.000 kWh was einer „erzeugten Kältemenge“ von 525.000 kWh entspricht.

Die Gründe für die Abweichung zwischen diesen beiden Werten können einerseits in einer falschen Stromverbrauchsaufzeichnung seitens Magna liegen, andererseits in falschen Ergebnissen der im Zuge dieser Diplomarbeit durchgeführten Messungen an der KTL.

In diesem Abschnitt wird versucht, Erklärungen für diese Abweichung zu finden.

Die Erwärmung des KTL-Bades lässt sich auf folgende Faktoren zurückführen:

- 1) Wärme, die durch die warmen Karossen aus der VBH eingebracht wird
- 2) Wärme der Umwälzpumpen
- 3) Verlustleistung der Lackbeschichtung

Bezüglich der warmen Karossen, die aus der VBH in die KTL gelangen, kann dieselbe Überlegung angestellt werden, wie schon für die Tauchentfettung in Kapitel 3.2.1.1.3. 416 Karossen/Tag an 17h/Tag und 225 Tagen/Jahr fahren mit einer Temperatur von etwa 51 °C in die KTL ein, wo sie auf 30 °C abgekühlt werden. Das entspricht einem jährlichen Wärmeeintrag in die KTL von etwa 126.000 kWh.

In Kapitel 3.2.1.1.3 wurde bereits festgestellt, dass die Umwälzpumpen eine nicht unerhebliche Wärmemenge in die Behandlungsbäder einbringen. Dies wird auch anhand von Abbildung 81 deutlich. Die Umwälzpumpen der Tauchentfettung fördern konstant 200 m<sup>3</sup>/h an Reinigungsmedium, also etwas weniger als die Pumpen für das KTL-Medium. In dem Zeitraum in dem die Umwälzpumpen der Tauchentfettung abgeschaltet waren, musste zusätzlich mit Heißwasser nachgeheizt werden, und zwar mit durchschnittlich ca. 140 kW. Diese 140 kW „ersetzen“ also die Pumpenwärme. Über ein ganzes Jahr gerechnet (die Umwälzpumpen der Medien laufen immer), ergibt das überschlagsmäßig einen Wärmeeintrag von etwa 1.200.000 kWh. Diesen Wert kann man – in der Größenordnung – auch auf die Umwälzpumpen der KTL übertragen.

Über den Wärmeeintrag durch Verluste beim Lackbeschichten konnten keine Informationen gefunden werden.



In Summe ergeben jedoch bereits Punkt 1 und 2 einen Wärmeintrag und somit Kühlbedarf von etwa 1.300.000 kWh pro Jahr, was dem gemessenen Wert aus Tabelle 26 von ca. 1.500.000 kWh bereits sehr nahe kommt.

In der Literatur [20] fand sich weiters folgendes Diagramm, mit Angaben zum Energieverbrauch einer KTL-Referenzanlage.

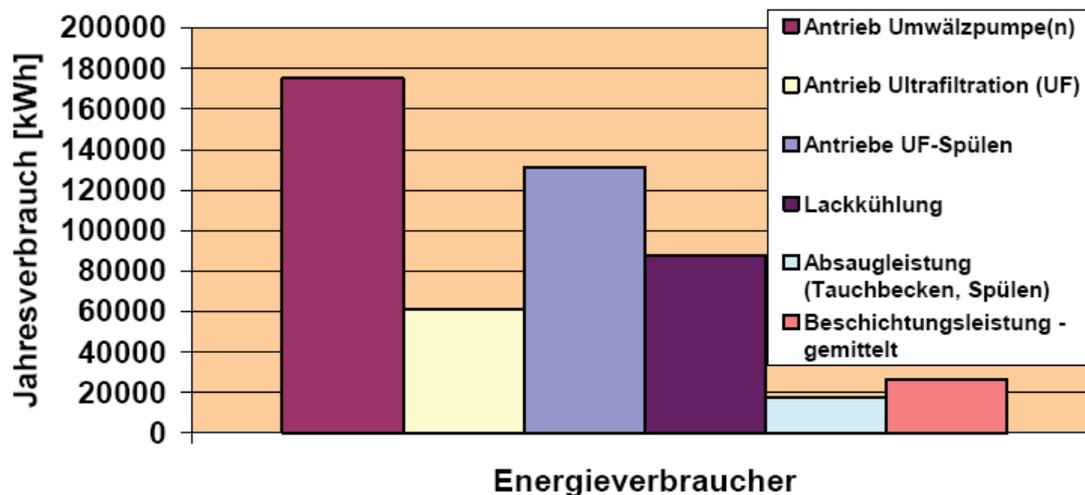


Abbildung 81: Energieverbräuche einer KTL-Referenzanlage [20]

Nebeneinander sind die Energieverbräuche der energieintensivsten Teile der KTL angeführt. Der jährliche Stromverbrauch der Lackkühlung beträgt in dieser Referenzanlage das 3,4-fache des Stromverbrauchs für die Beschichtung. Laut den Aufzeichnungen verhält es sich in der KTL-Anlage von Magna jedoch genau umgekehrt: hier beträgt der Stromverbrauch für die Beschichtung 647.000 kWh und übersteigt damit um ein Vielfaches den Stromverbrauch der Lackkühlung (~140.000 kWh).

Somit wird vermutet, dass die Stromaufzeichnungen von Magna für diese Kältemaschine nicht stimmen oder nicht den gesamten Verbrauch umfassen. Für zwei der anderen Kältemaschinen wurde ebenfalls ein Vergleich zwischen Aufzeichnungswerten und Berechnung angestellt (siehe Kapitel 3.2.1.1.5). Für die Kältemaschine ZLA 14 ergab sich eine gute Übereinstimmung, für die Kältemaschine ZLA 52 eine starke Abweichung zwischen den beiden Werten.

Damit stellt sich auch die Frage, ob eine Abwärmenutzung aus einigen der Kältemaschinen nicht vielleicht doch sinnvoll wäre, falls der Stromverbrauch tatsächlich größer ist als aufgrund der Aufzeichnungen angenommen. Dieser Punkt bleibt noch zu klären.

Auf jeden Fall sollte die Messung an der KTL wiederholt bzw. die Stromaufzeichnung der Kältemaschine überprüft werden, bevor hier weitere Maßnahmen gesetzt werden.

Hallenheizung

In Tabelle 30 ist der Heizbedarf [kWh] der Hallenheizung für ein ganzes Jahr angegeben, aufgeteilt auf die einzelnen Zuluftanlagen.

Tabelle 30: Jährlicher Heizbedarf für die Hallenzuluftanlagen

Zuluftanlage	Heizbedarf [kWh/a]	Heizkosten [€/a]
ZLA 14	4.470.000	267.000
ZLA 15	3.580.000	214.000
ZLA 51	3.730.000	223.000
ZLA 52	3.300.000	197.000
ZLA 53	4.900.000	292.000
Summe	19.980.000	1.193.000

Trockner*Trockner mit TNV*

Die beiden nachfolgenden Tabellen geben einen Überblick über die ungefähren Gasverbräuche (Monatswert hochgerechnet auf ein Jahr) der TNV(TAR)-Brenner der Trockner. (Gaspreis 4,1 Cent/kWh)

Tabelle 31: Gasverbrauch Trockner-TNV

Trockner mit TNV	Gasverbrauch TNV 2007	Gaskosten TNV 2007
	[kWh/a]	[€/a]
Füller 1	2.094.390	85.870
Füller 2	2.520.120	103.325
DL3 1	2.156.130	88.400
DL3 2	2.310.530	94.730
DL2	1.434.970	58.830
KTL 1	2.590.380	106.205
KTL 2	2.590.380	106.205
Summe	15.696.900	643.573



### Trockner ohne TNV

Der DL3-Zwischentrockner ist wasserbeheizt und benötigt während der Produktion eine Heizleistung von 469 kW. Damit ergibt sich ein jährlicher Heizbedarf von 1.700.000 kWh und Heizkosten von 101.490 €.

### 3.2.2.3 Sankey-Diagramm

Die Energieflüsse in der Lackiererei wurden für den 2-Schicht-Betrieb in einem Sankey-Diagramm dargestellt. Abbildung 82 zeigt die in Kapitel 3.2.2.2 angeführten Energieverbräuche.

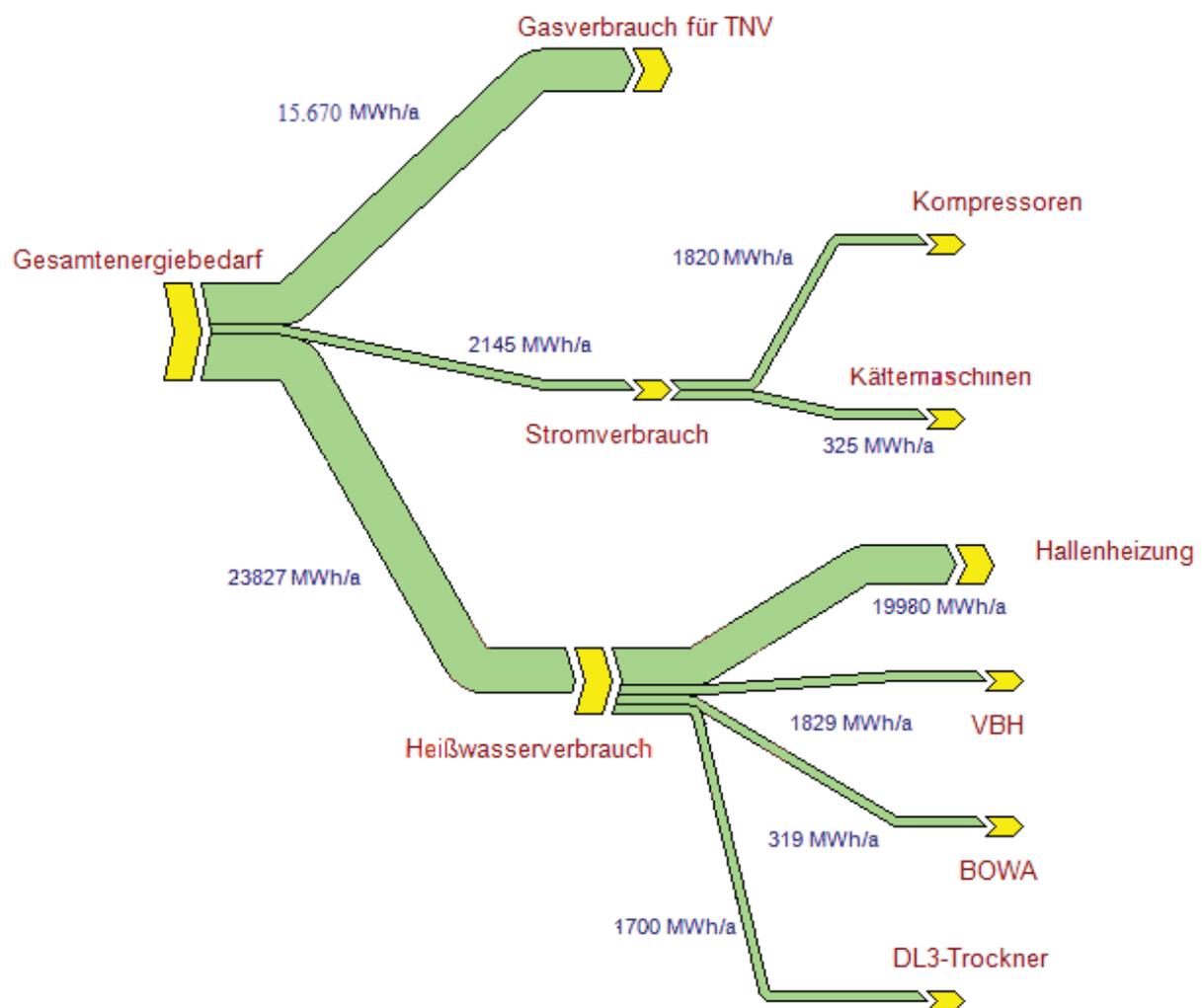


Abbildung 82: Energiesenken

### 3.2.3 Ermittlung des optimierten Zustandes („Pinchen“)

Nach Ermittlung aller relevanten Energiequellen und –senken soll nun das „optimale“ Energieversorgungssystem für die Lackiererei gefunden werden. Das bedeutet, dass die Energie die dem „Gesamtsystem“ (der Lackiererei) von außen zugeführt wird, möglichst effizient genutzt wird, sodass nur wenig Energie „ungenutzt“ (z.B. als Abwärme von Kältemaschinen oder Druckluftkompressoren oder als heißes Abgas) das Gesamtsystem auch wieder verlässt. Dem „optimalen“ System muss daher nur ein Minimum an Energie von außen zugeführt werden.

Mithilfe der „Pinchanalyse“ (siehe Kapitel 2.4), kann dieses optimale System für die Lackiererei ermittelt werden. Der praktischen Umsetzung dieses theoretischen Konzeptes sind jedoch Grenzen gesetzt (siehe Kapitel 2.2.1).

#### 3.2.3.1 Stromliste

Als Ausgangspunkt für das Pinchen dient die „Stromliste“, in der alle heißen und kalten Ströme mit ihren Anfangs- und Endtemperaturen, Massenströmen und spezifischen Wärmekapazitäten ( $c_p$ ) aufgelistet werden. Heiße Ströme sind jene Ströme, die abgekühlt werden können oder müssen, z.B. heißes Abgas. Kalte Ströme sind jene Ströme, die aufgeheizt werden müssen, z.B. die Reinigungsflüssigkeiten in der Vorbehandlung. Die Reinigungsflüssigkeit des BOWA muss beispielsweise von 45,6°C auf 47°C aufgewärmt werden und hat einen Massenstrom von 11,3 kg/s. Sie bildet damit einen so genannten „kalten“ Strom (siehe Tabelle 32).

Tabelle 32: Beispiel für eine Stromliste (inkl. der wichtigsten Informationen)

Nr.	Name	T <sub>Start</sub> [°C]	T <sub>End</sub> [°C]	Heiß/kalt	Massenstrom [kg/s]	Spezifische Wärmekapazität [kJ/kg*K]	Leistung [kW]
1	BOWA	45,6	47	kalt	11,3	4,18	82,8

Die im Rahmen dieser Diplomarbeit erfassten Energiequellen und -senken sind in zwei Stromlisten dargestellt (siehe Anhang D). Die Ströme der BOWA, der VBH, der KTL, der Druckluftkompressoren und der großen Hallenzuluftanlagen wurden zu einer Gruppe zusammengefasst. Die zweite Gruppe bilden die Trockner-Ströme. Der Grund hierfür ist folgender: Bereits im Vorgängerprojekt *Styrian Promise* von Joanneum Research wurde die Möglichkeit einer Trockner-internen TNV-Abgaswärmenutzung angesprochen. Daher werden die Trocknerströme gesondert betrachtet.

Als „Trockner-Ströme“ werden je Trockner folgende Ströme definiert (siehe Abbildung 83):

- 1) TNV Zuluft (grüner Pfeil) kalter Strom



- 2) TNV-Trocknerluft (blauer Pfeil) kalter Strom
- 3) Abluft (roter Pfeil) heißer Strom
- 4) Abluft Kondensation (schwarzer Pfeil): Bei Absenken der Abluft-Temperatur unter den Taupunkt wird die Kondensationswärme des enthaltenen Wassers frei. heißer Strom

Die Endtemperatur der Abluft (Punkt 3) entspricht dem Taupunkt dieses Stromes (vergleiche Tabelle 33 und Kapitel 2.2.3.1).

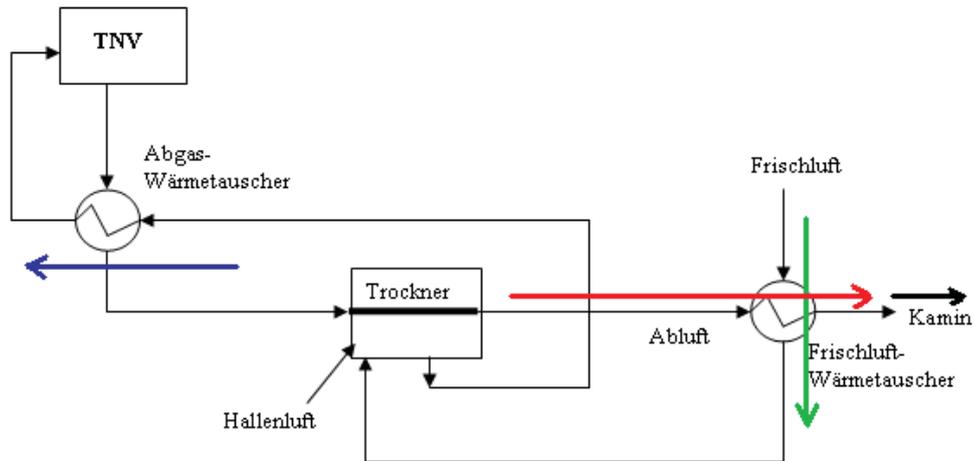


Abbildung 83: Definition der Trockner-Ströme für die Strömliste

### 3.2.3.2 Ergebnisse

#### BOWA, VBH, KTL und Hallenzuluft

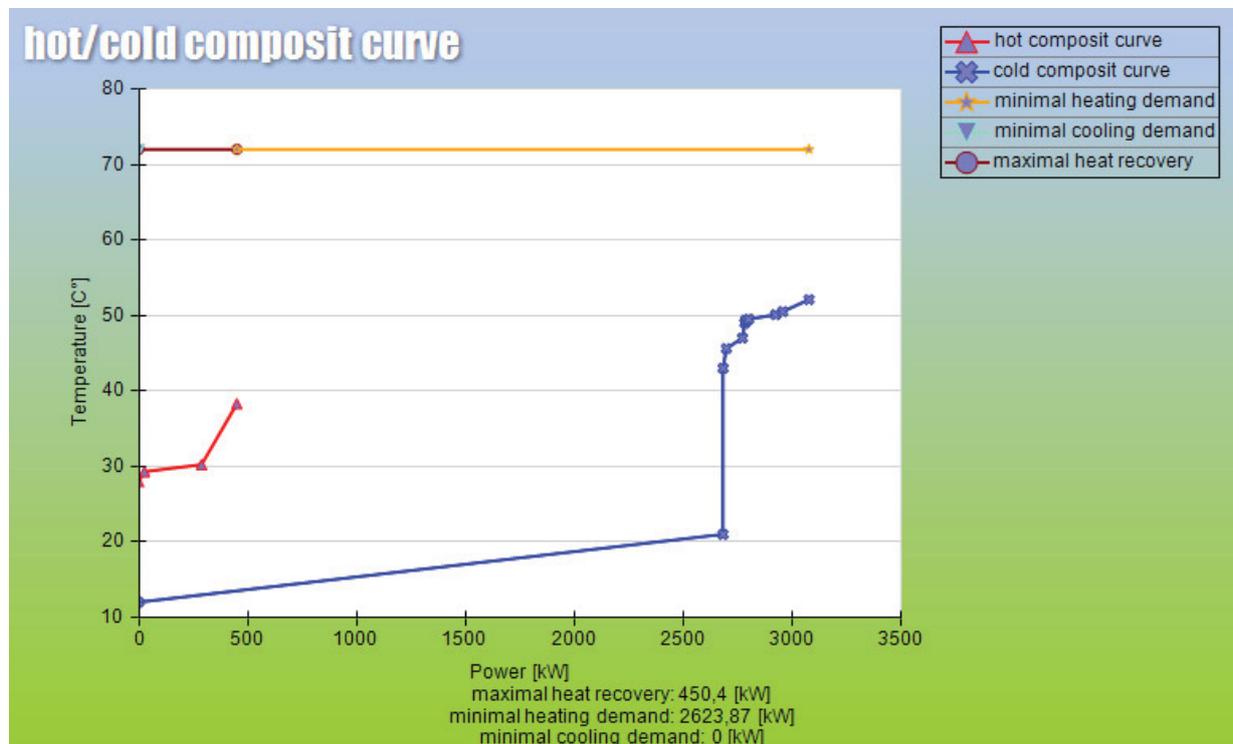


Abbildung 84: "Hot and Cold Composite Curve" für Strömeliste 1

Die Einzelströme werden zu einer „heißen“ (rote Kurve in Abbildung 84) und einer „kalten“ (blaue Kurve) Summenkurve addiert. Diese Summenkurven stellen den kumulierten Kühl- und Heizbedarf dar.

Wo sich beide Kurven im selben Enthalpiebereich befinden, ist der Bereich in dem theoretisch Wärmerückgewinnung möglich ist. Das bedeutet, dass in diesem Bereich die kalten Ströme vollständig durch die heißen Ströme aufgeheizt werden können, dass also kein zusätzlicher Heiz- oder Kühlbedarf besteht. In Abbildung 84 liegt dieser Bereich zwischen 0 und etwa 500 kW (x-Achse). Hier würde das bedeuten, dass die gesamte Abwärme der Druckluftkompressoren und des KTL-Beckens (diese zwei Ströme bilden die rote „heiße“ Kurve) genutzt werden kann, um die Hallenzuluft (blaue Kurve im unteren Temperaturbereich) vorzuheizen. Hierbei sind aber praktische Restriktionen durch die Lage der einzelnen Anlagenteile zu berücksichtigen.

Alle Ströme die rechts von diesem „Rückgewinnungsbereich“ liegen, müssen durch Wärmequellen „von außen“ beheizt werden, hier ist keine Wärmerückgewinnung möglich.

## Trockner

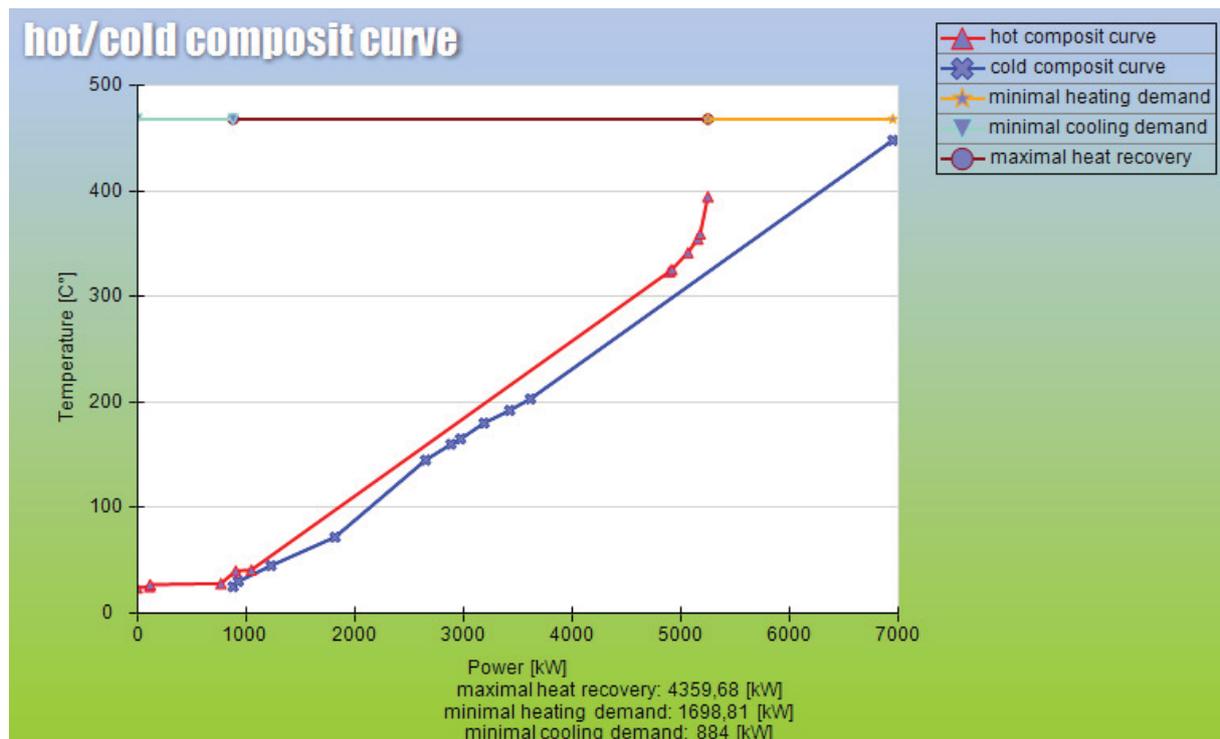


Abbildung 85: Hot and Cold Composite Curve für die Trocknerströme

Hier ist in einem sehr großen Bereich – zwischen etwa 1000 kW und 5000 kW – Wärmerückgewinnung möglich. Rechts von diesem Bereich muss zusätzlich geheizt, links davon zusätzlich gekühlt werden.

Die heiße Summenkurve (rot) setzt sich aus der Wärme zusammen, die beim Abkühlen der Abluft aus den Trocknern und bei der nachfolgenden Kondensation frei wird. Die Kondensationswärme liegt im unteren Bereich der roten Kurve und somit nicht im Wärmerückgewinnungsbereich. Die Wärme, die beim Abkühlen der Abluft bis vor den Taupunkt frei wird, könnte jedoch theoretisch vollständig zum Aufheizen der kalten Ströme verwendet werden.

Die blaue Kurve setzt sich aus den beiden kalten Strömen „TNV-Zuluft“ und „TNV-Trocknerluft“ zusammen. Die „TNV-Trocknerluft“ wird im bestehenden System bereits durch den heißen Strom „Abluft“ auf etwa 200°C vorgeheizt. Dieser heiße Strom enthält jedoch auch danach noch genug Wärme um für eine weitere Wärmerückgewinnung genutzt werden zu können, denn derzeit wird die Abluft mit über 200°C in die Atmosphäre geblasen.

Laut Abbildung 85, könnte mit dieser Abwärme also die TNV-Trocknerluft (oberer Bereich der blauen Kurve) bis auf etwas über 300°C vorgeheizt und anschließend mit der Restwärme trotzdem noch die die TNV-Zuluft (unterer Bereich der blauen Kurve) vollständig bis zu den benötigten 200°C aufgewärmt werden.

## 4 Ergebnisse / Diskussion

### 4.1 Detailbetrachtung der Ergebnisse der Pinch-Analyse

#### 4.1.1 Optimierung des Systems Trockner-TNV

Wie im vorangegangenen Kapitel mithilfe der Pinch-Analyse festgestellt, ist es theoretisch möglich mit der Wärme der Abluft aus den Trocknern, trocknerinterne „kalte“ Ströme auf- bzw. vorzuheizen. In diesem Abschnitt erfolgt nun eine Detailbetrachtung dieses Konzepts. Das bisherige und das optimierte Trockner-TNV System sind nachfolgend dargestellt.

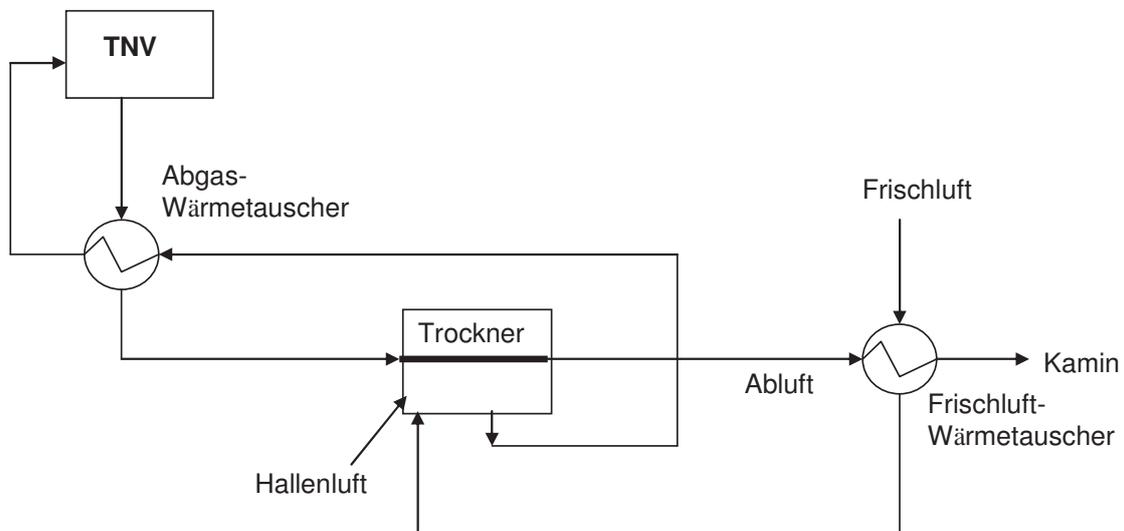


Abbildung 86: bisheriges Trockner-TNV Schema

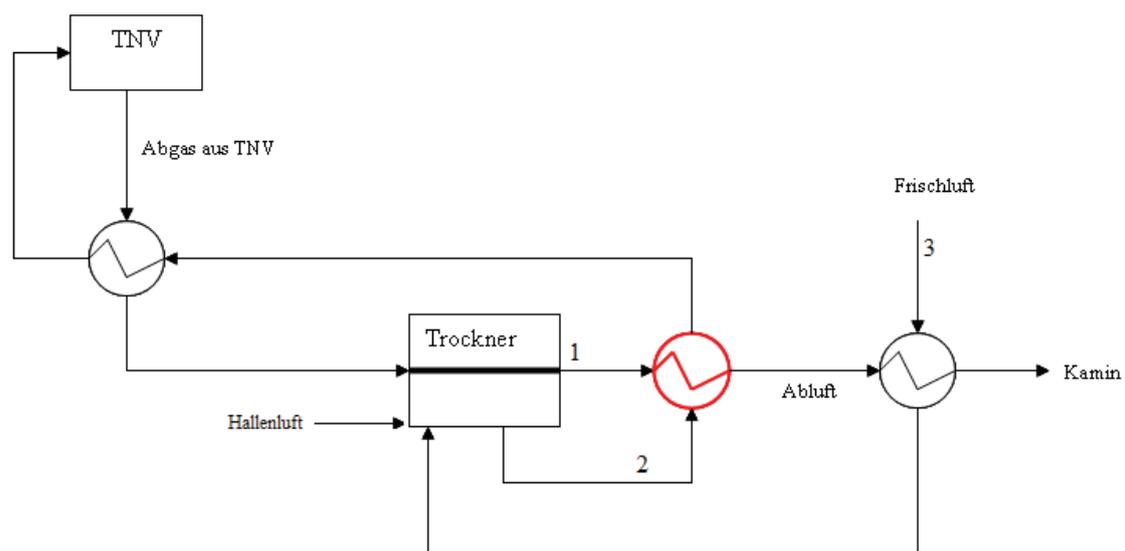


Abbildung 87: optimiertes Trockner-TNV Schema

Abbildung 87: Mit der heißen Abluft aus dem Trockner (1) soll also zuerst die TNV-Trocknerluft (2) in einem neuen Wärmetauscher (rot) aufgeheizt werden, aber nur soweit, dass die Restwärme des Abluftstroms noch ausreicht um die Frischluft (3) im bestehenden Frischluft-Wärmetauscher auf die geforderten  $\sim 200^\circ\text{C}$  aufzuwärmen.

Für den bereits im Detail vermessenen Füller-Trockner 2 würden sich damit folgende Temperaturen ergeben:

(In Abbildung 88 wurde die TNV und der TNV-Wärmetauscher zu einem Symbol „zusammengefasst“.)

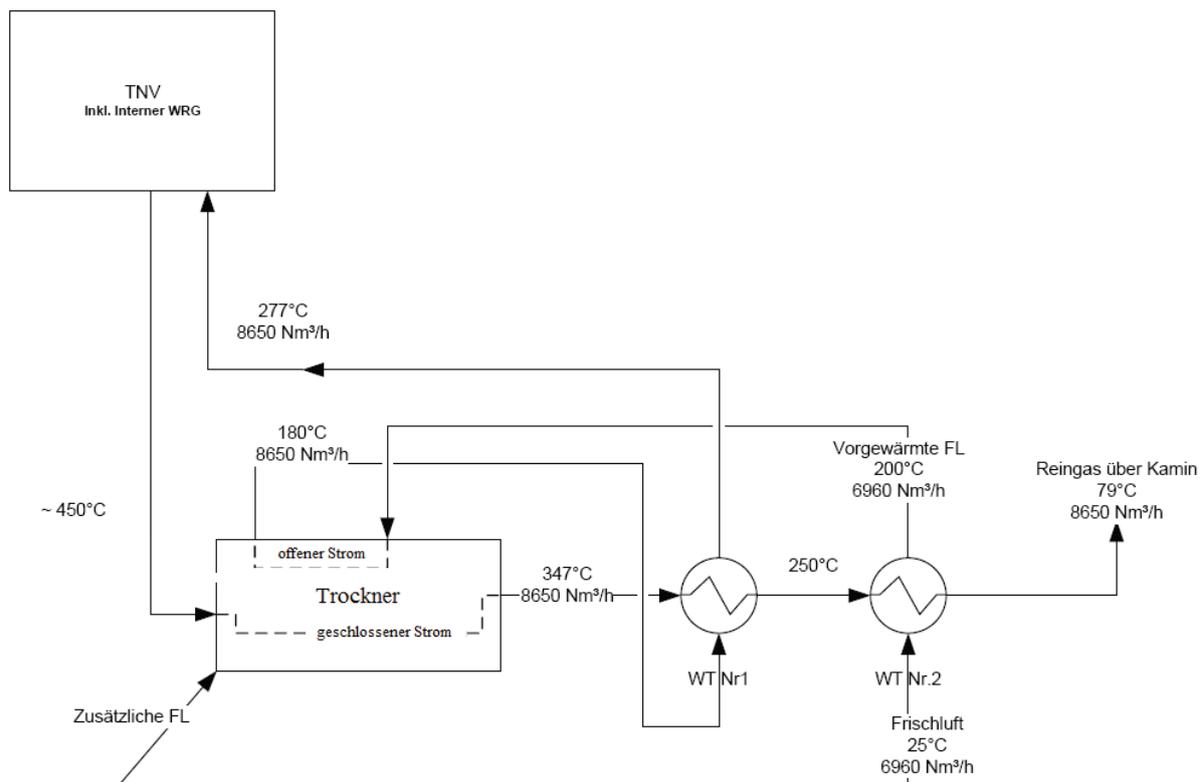


Abbildung 88: Temperaturen im optimierten Füller-Trockner 2 Schema

Die Temperatur der TNV-Trocknerluft (2) beträgt in diesem Konzept (Abbildung 88) nun  $277^\circ\text{C}$ . Die derzeitige Temperatur ist – laut Messungen – etwa  $180^\circ\text{C}$ . Durch den Einbau des neuen Wärmetauschers würde sich also eine Temperaturerhöhung von etwa  $100^\circ\text{C}$  ergeben. Das bedeutet, dass die TNV-Trocknerluft mit einer höheren Temperatur in die thermische Nachverbrennung gelangen würde und daher weniger Gas notwendig wäre um die geforderten  $\sim 760^\circ\text{C}$  Verbrennungstemperatur zu erreichen.

Der große Vorteil dieses Konzepts besteht darin, dass Wärmebedarf und Abwärme stets zeitgleich anfallen und die Abwärme daher immer zu 100% genutzt werden kann.

Aus Gesprächen mit der für die Trockner zuständigen Firma Dürr, ergab sich jedoch, dass der TNV-Wärmetauscher (linker Wärmetauscher in Abbildung 87) nicht für die aus diesem

Konzept resultierende um  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  höhere TNV-Trocknerluft-Temperatur ausgelegt ist. Das würde bedeuten, dass hier ein neuer Wärmetauscher nötig wäre, mit entsprechenden Konsequenzen für die Wirtschaftlichkeit dieses Projektes.

Diese Frage bleibt noch zu klären.

In Abbildung 89 ist eine weitere Umsetzungsmöglichkeit desselben Konzepts dargestellt.

Anstatt wie in Abbildung 88 einen neuen relativ großen Luft-Luft Wärmetauscher einzubauen, wäre es platz sparer drei Luft-Fluid Wärmetauscher über ein Wärmeträgerfluid zu einem Kreislauf zu kombinieren. Ein solcher Luft-Fluid Wärmetauscher ist wesentlich kleiner als ein Luft-Luft Wärmetauscher, da das Wärmeträgerfluid eine bessere Wärmekapazität aufweist als Luft. Am Aufstellungsort der TNV bei Magna ist relativ wenig Platz vorhanden, daher ist diese Variante sicherlich interessant.

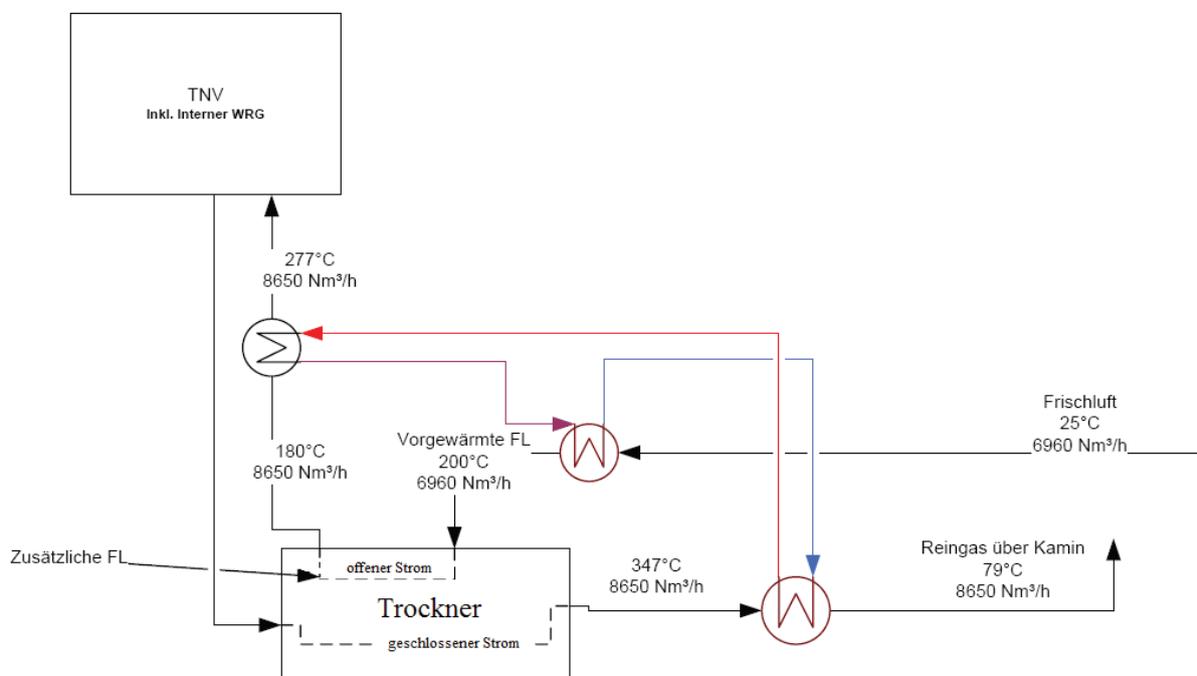


Abbildung 89: Konzept mit Wärmeträgerfluid

Das kalte Wärmeträgerfluid (blauer Pfeil in Abbildung 89) wird im ersten Wärmetauscher durch die heiße Trockner-Abluft aufgeheizt. Danach überträgt das heiße Fluid (roter Pfeil) seine Wärme im TNV-Wärmetauscher auf die TNV-Trocknerluft und wärmt diese um  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  vor. Das abgekühlte Fluid (violetter Pfeil) gelangt nun in den Frischluft-Wärmetauscher, wo es seine restliche Wärme an die Frischluft abgibt um diese auf die geforderten  $200\text{ }^{\circ}\text{C}$  aufzuheizen.

In Abbildung 90 sind die „neuen“ Temperaturen für den KTL-Trockner 1 dargestellt, der bereits teilweise, aber noch nicht vollständig, vermessen wurde.

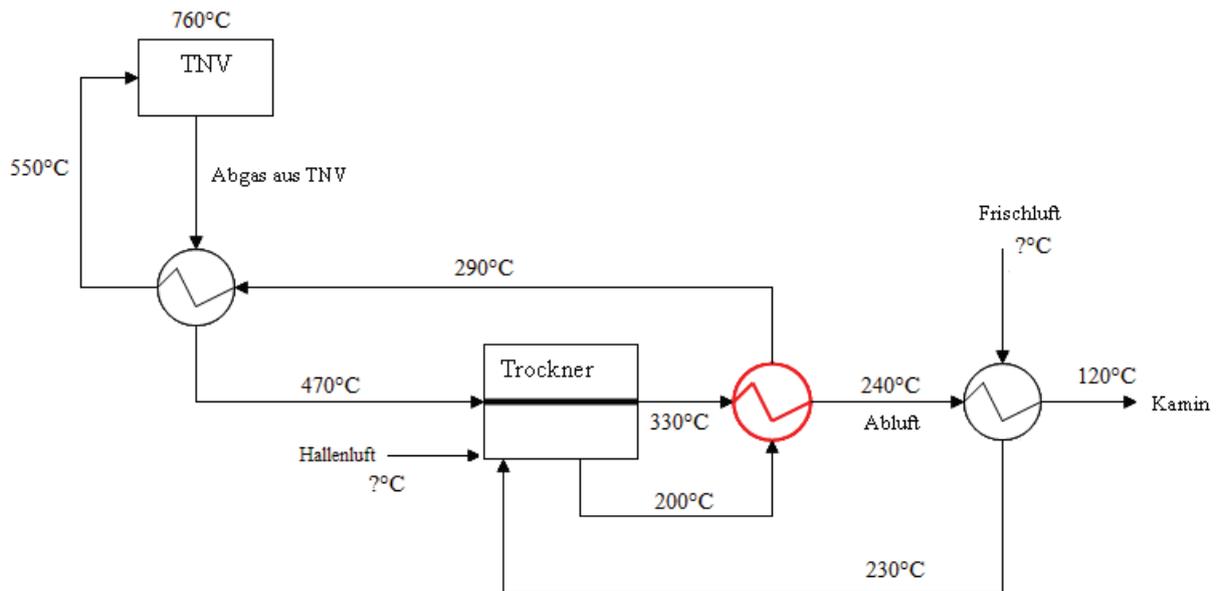


Abbildung 90: Temperaturen im optimierten KTL-Trockner 1 Schema

Alternative Optimierungsmöglichkeit

Anstelle des eben diskutierten Konzepts zur Wärmerückgewinnung wäre auch folgende Variante denkbar: Ein Teilstrom der Trockner-Abluft wird zur weiteren Erwärmung der Frischluft, dieser nach dem Frischluft-Wärmetauscher zugemischt (siehe roter Pfeil in Abbildung 91).

Hierbei stellen sich jedoch folgende Fragen: Darf die Temperatur im Trockner erhöht werden? Wie verändert sich die Luftfeuchtigkeit vom Trocknereingang zum -ausgang? Darf die Luftfeuchtigkeit überhaupt verändert werden?

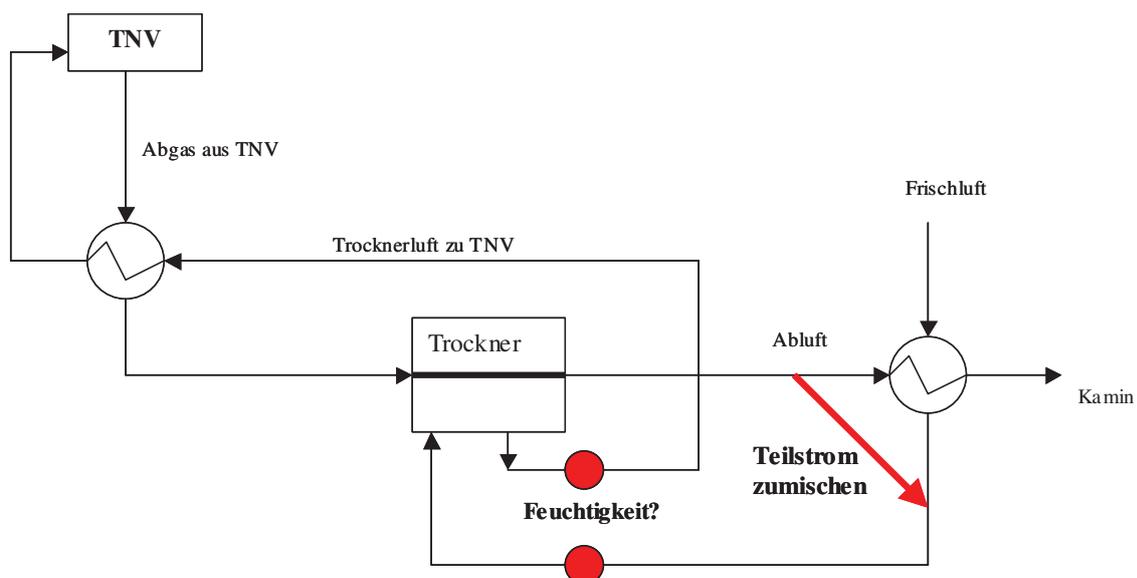


Abbildung 91: Optimierungsmöglichkeit

#### 4.1.1.1.1 Taupunktberechnung

Anhand der Werte aus dem Emissionskataster 2007 wurde eine Berechnung der Taupunkte der TNV Abgase für alle Trockner durchgeführt, um zu sehen, wie weit diese Abgase theoretisch abgekühlt werden können, ohne dass der darin enthaltene Wasserdampf auskondensiert. Die Grundlagen für diese Berechnung sind in Kapitel 2.2.3.1 beschrieben.

Tabelle 33: Taupunktberechnung für alle TNV-Systeme

	Wassergehalt [kg/Nm <sup>3</sup> <sub>feuchte Luft</sub> ]	Wassertaupunkt [°C]
KTL-Trockner 1	0,025	26
KTL-Trockner 2	0,025	26
DL3-Trockner 1	0,030	29
DL3-Trockner 2	0,030	29
Füller-Trockner 1	0,030	29
Füller-Trockner 2	0,030	28

#### 4.1.2 Alternative Möglichkeiten zur Wärmerückgewinnung aus der TNV der Trockner

Falls die – nach Ende dieser Diplomarbeit fortgeführte – detaillierte Betrachtung des in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Konzepts zur Nutzung der Abwärme in den Rauchgasen der Trockner-TNV, ergeben sollte, dass eine Umsetzung nicht sinnvoll bzw. wirtschaftlich ist, kann die TNV-Abwärme auch anderweitig verwendet werden.

Nachfolgend werden mögliche Anwendungen beschrieben.

##### 4.1.2.1 Halleninterner Heißwasserkreislauf

Wie in Abbildung 92 skizziert, könnte der halleninterne Heißwasserkreis vom Kesselhaus über Wärmetauscher oder hydraulische Weichen „abgekoppelt“ werden. Die Vorwärmung des abgekühlten Wassers (blaue Pfeile) erfolgt mittels der TNV-Rauchgase, danach wird das warme Wasser über den „Kesselhaus-Wärmetauscher“ mittels heißem Kesselwasser bis auf die benötigten 120 °C „fertig“ erhitzt.

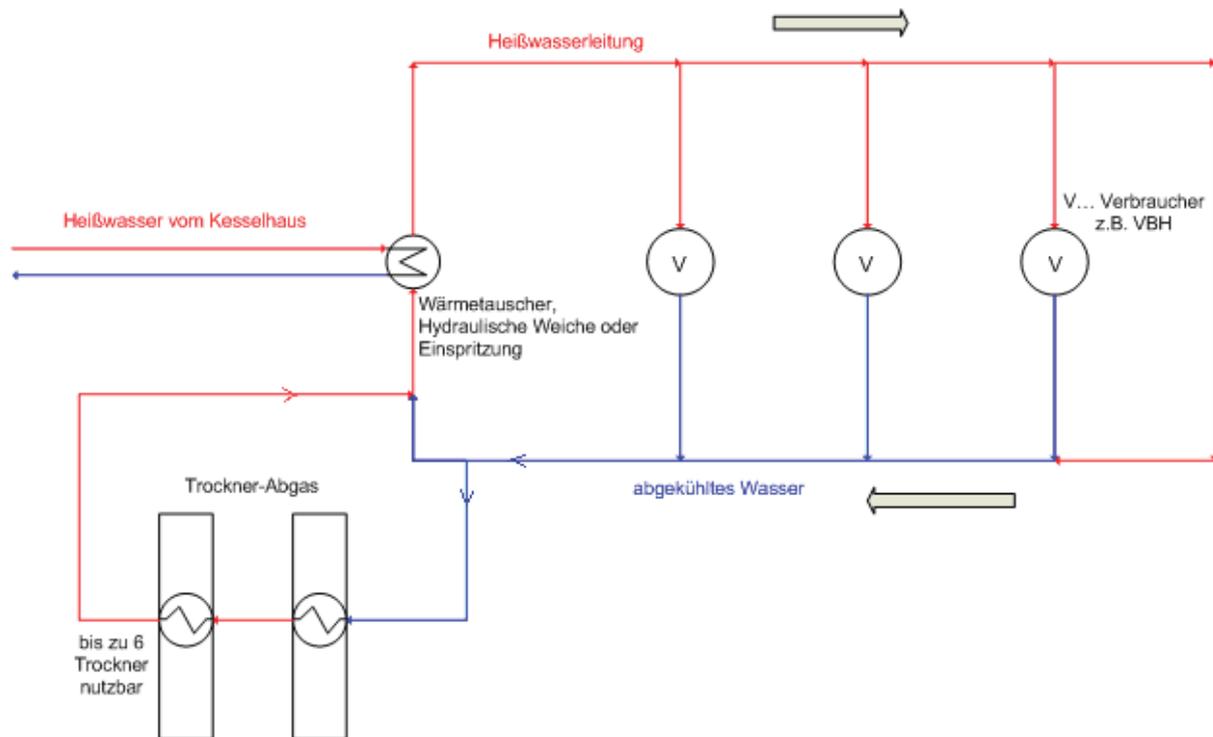


Abbildung 92: vom Kesselhaus „abgekoppeltes“ Heißwassernetz

In dieses System könnten alle 6 verfügbaren Trockner integriert werden.

Die Wasserrücklauftemperatur (abgekühltes Wasser) beispielsweise aus der VBH beträgt etwa 50°C, das bedeutet, dass bei einem angenommenen  $\Delta T$  von 10°C über einen theoretischen Rauchgas-Wasser-Wärmetauscher, das Rauchgas maximal bis auf etwa 60°C abgekühlt werden könnte, wobei sich die Wärme aus dem Rauchgas auf das Wasser überträgt. (Ein  $\Delta T$  von 10°C bedeutet, dass mit einem 120°C heißen Medium, ein kaltes Medium in einem Wärmetauscher maximal auf 110°C aufgeheizt werden kann.)

In Tabelle 34 sind die Abwärmemengen angegeben, die genutzt werden könnten, wenn die TNV-Rauchgase in einem Rauchgas-Wasser-Wärmetauscher auf 60°C abgekühlt werden.

Tabelle 34: Abwärme aus den TNV-Trocknern bei Abkühlung der Rauchgase auf 60°C

Trockner	T <sub>start</sub> [°C]	T <sub>end</sub> [°C]	Volumenstrom [Nm <sup>3</sup> /h]	Leistung [kW]	Abwärme 2-Schicht [kWh/a]	Abwärme 3-Schicht [kWh/a]
KTL 1	220	60	7.000	404	1.546.000	2.183.000
KTL 2	192	60	6.440	307	1.174.000	1.657.000
DL3 1	273	60	6.160	474	1.812.000	2.558.000
DL3 2	232	60	6.450	400	1.532.000	2.162.000
Füller 1	209	60	7.000	376	1.440.000	2.033.000

Füller 2	226	60	9.950	596	2.280.000	3.219.000
				Summe	9.784.000	13.812.000

Insgesamt können so im 2-Schicht-Betrieb 9.784.000 kWh/a und im 3-Schicht-Betrieb 13.812.000 kWh/a an Abwärme aus den TNV-Brennern genutzt werden. Das entspricht bei einem Heißwasserpreis von 59,7 €/MWh (2007) einer Einsparung von 584.000 €/a (2-Schicht) bzw. 824.000 €/a (3-Schicht).

Die Taupunkte der TNV-Rauchgase liegen allesamt unter 30°C, es bleibt jedoch zu prüfen, ob ein 60°C heißes Abgas z.B. direkt an den kalten Schornsteinwänden nicht doch die Taupunkttemperatur unterschreiten könnte. In diesem Fall dürfte das Rauchgas nicht ganz so stark abgekühlt werden, aber auch dann ergeben sich noch erhebliche Einsparungen.

Der gesamte Heißwasserbedarf für die im Rahmen dieser Diplomarbeit betrachteten Energiesenken in Halle 8 beträgt im 2-Schicht-Betrieb 23.827.000 kWh/a (siehe Sankey-Diagramm in Kapitel 3.2.2.3). Dieser Wert beinhaltet die Hallenheizung, VBH und BOWA sowie den DL3-Trockner.

Somit ist klar, dass weiterhin ein großer Teil des Heißwasserbedarfs über das Kesselhaus gedeckt werden muss.

Die Investitionskosten für diese Variante wurden im Zuge der vorliegenden Diplomarbeit nicht genauer betrachtet, da die Priorität für die TNV-Abwärme seitens Magna auf dem in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Optimierungskonzept liegt. Dies gilt auch für das nachfolgende Konzept.



#### 4.1.2.2 Beheizung eines bestimmten Prozessabschnittes

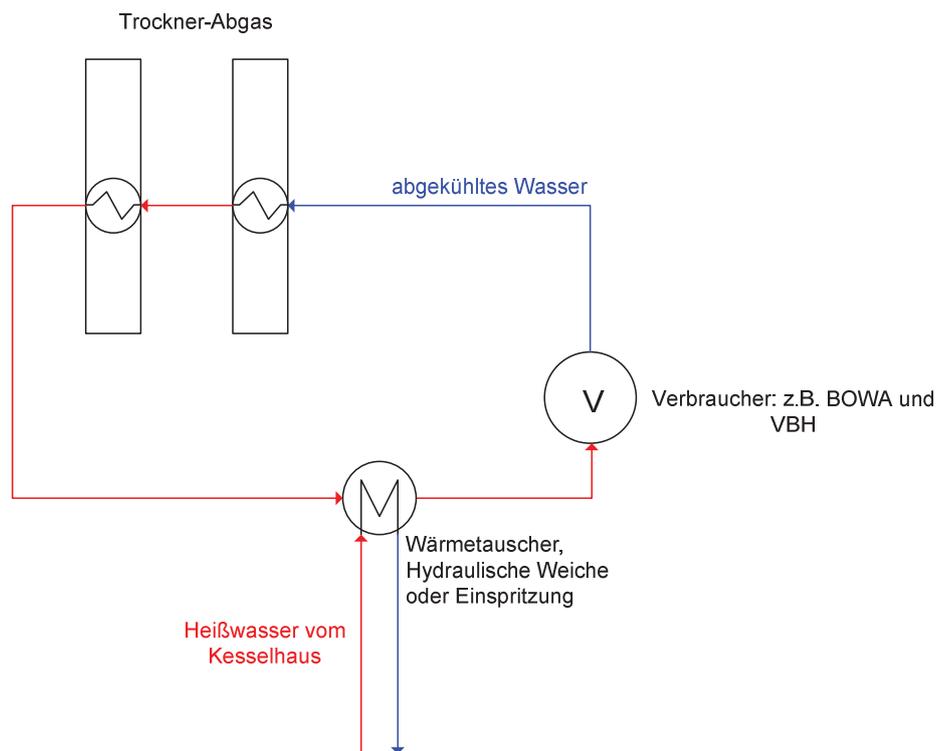


Abbildung 93: Beheizung eines bestimmten Prozessabschnittes

Eine weitere Möglichkeit zur alternativen Nutzung der TNV-Abwärme könnte darin bestehen, nur einen bestimmten Prozessabschnitt mit den heißen Rauchgasen zu beheizen. Für die Vorbehandlung wäre dieses Konzept folgendermaßen denkbar: das Wasser wird zwischen dem Verbraucher und zwei neuen Trockner-Wärmetauschern im Kreislauf geführt. Die Abwärme aus den Füller-Trocknern 1 und 2 würde theoretisch ausreichen, um die komplette von der VBH benötigte Wärme bereitzustellen. Das würde bedeuten, dass im 3-Schicht-Betrieb – wenn auch die Trockner 24h/Produktionstag in Betrieb sind – für diesen Prozessabschnitt Unabhängigkeit vom Kesselhaus erreicht werden kann. Im Produktionsstillstand muss aber trotzdem mit Heißwasser aus dem Kesselhaus geheizt werden, da zu diesen Zeiten die Trockner zwar nicht laufen, die Bäder in der VBH aber auf Temperatur gehalten werden müssen. Bei Bedarf kann über einen Wärmetauscher, eine hydraulische Weiche oder ein Einspritzsystem mit Heißwasser aus dem Kesselhaus nachgeheizt werden.

BOWA und VBH benötigen während der Produktion laut Tabelle 35 insgesamt eine durchschnittliche Heizleistung von etwa 500 kW. Die Heizung erfolgt derzeit mit ca. 120°C heißem Wasser aus dem Kesselhaus.

Tabelle 35: Heizleistung für BOWA und VBH

	Heizleistung [kW]
Spritzentfettung	193
BOWA	81
Spritzentfettung Umluft	150
Tauchphosphatierung	65
Summe	489

In Tabelle 36 sind die Abwärmemengen angegeben, die genutzt werden könnten, wenn die TNV-Rauchgase in einem theoretischen Rauchgas-Wasser-Wärmetauscher (angenommen:  $\Delta T=10^{\circ}\text{C}$ ) auf  $130^{\circ}\text{C}$  abgekühlt werden. Dadurch kann Heißwasser bei  $120^{\circ}\text{C}$  gewonnen werden, was dem Temperaturniveauniveau des Kesselwassers entspricht.

Tabelle 36: Nutzbare Abwärmemenge bei Abkühlen der TNV-Rauchgase auf  $130^{\circ}\text{C}$ 

Trockner	T <sub>start</sub> [°C]	T <sub>end</sub> [°C]	Volumenstrom [Nm <sup>3</sup> /h]	Leistung [kW]	Abwärme 2-Schicht [kWh/a]	Abwärme 3-Schicht [kW]
KTL 1	220	130	7.000	227	869.800	1.228.000
KTL 2	192	130	6.440	144	551.300	778.300
DL3 1	273	130	6.160	318	1.216.000	1.717.000
DL3 2	232	130	6.450	237	908.400	1.282.000
Füller 1	209	130	7.000	200	763.500	1.078.000
Füller 2	226	130	9.950	345	1.319.000	1.862.000
				Summe	5.628.000	7.945.300

Laut Tabelle 36 kann der Heizbedarf von BOWA und VBH z.B. durch die Abwärme der TNV des Füller-1 und -2-Trockners gedeckt werden.

Bei Nutzung der Abwärme aus den Rauchgasen der Füller-TNV (1 und 2) können im 2-Schicht-Betrieb Heißwasserkosten von etwa 114.000 €/Jahr, bzw. im 3-Schicht-Betrieb etwa 161.000 €/Jahr eingespart werden (Heißwasserpreis 2007: 59,7 €/MWh, Heizleistung 500 kW!).

Dem gegenüber stehen Investitionskosten für zwei neue Wasser-Rauchgas-Wärmetauscher die in den Rauchgasleitungen des Trocknersystems installiert werden müssen,



Rohrleitungen für das Heißwasser und ein neuer Wasser-Wärmetauscher, wie beispielsweise in Abbildung 93 dargestellt. Die Investitionskosten für diese Variante wurden im Zuge der vorliegenden Diplomarbeit jedoch nicht genauer betrachtet, wie bereits im vorangegangenen Kapitel erläutert.

#### 4.1.2.3 Einspeisung ins Fernwärmenetz

Über neue Wasser-Luft Wärmetauscher könnte mithilfe der heißen Trockner-Abgase Heißwasser erzeugt und dieses in das Fernwärmenetz eingespeist werden.

Über die Einspeisung muss mit dem örtlichen Fernwärmebetreiber verhandelt werden.

##### Vorteile einer Fernwärmeeinspeisung:

- Die Abwärme kann sofort eingespeist werden wenn sie anfällt (je nach vertraglicher Grundlage). Bei interner Nutzung sollte Gleichzeitigkeit von Abwärmeangebot und Wärmebedarf gegeben sein, ansonsten ist eine Nutzung relativ schwierig (teure Speicher, Speichermöglichkeit begrenzt etc.).
- Für eine Fernwärmeeinspeisung sind keine Umbauten in den Prozessen nötig (z.B. zusätzliche Wärmetauscher und Rohrleitungen für Heizung der VBH), somit erfolgen hier keine Eingriffe und Störungen. Es sind geringere Investitionskosten zu erwarten als bei interner Abwärmenutzung.
- Abwärme die praktisch „gratis“ anfällt kann verkauft werden.

In Tabelle 37 sind die Abwärmemengen [kWh/a] angegeben, die theoretisch jährlich in das Fernwärmenetz eingespeist werden könnten, wenn das Rauchgas der TNV in einem theoretischen Rauchgas-Wasser-Wärmetauscher (angenommen:  $\Delta T=10^\circ\text{C}$ ) auf  $90^\circ\text{C}$  abgekühlt wird. Damit könnte etwa  $80^\circ\text{C}$  warmes Wasser gewonnen werden.

Tabelle 37: Abwärme zur Erzeugung von Heißwasser für die Einspeisung ins Fernwärmenetz (Einspeistemperatur  $\sim 80^\circ\text{C}$ )

Trockner	$T_{\text{start}} [^\circ\text{C}]$	$T_{\text{end}} [^\circ\text{C}]$	Volumenstrom [Nm <sup>3</sup> /h]	Leistung [kW]	Abwärme 2-Schicht [kWh/a]	Abwärme 3-Schicht [kW]
KTL 1	220	90	7.000	328	1.256.000	1.774.000
KTL 2	192	90	6.440	237	906.900	1.280.000
DL3 1	273	90	6.160	407	1.556.000	2.197.000
DL3 2	232	90	6.450	331	1.265.000	1.785.000
Füller 1	209	90	7.000	301	1.150.000	1.624.000



Füller 2	226	90	9.950	488	1.868.000	2.638.000
----------	-----	----	-------	-----	-----------	-----------

### 4.1.3 Wärmerückgewinnung Kompressoren

Mithilfe der Pinch-Analyse wurde folgendes Konzept zur Wärmerückgewinnung entwickelt:

Die Abwärme der Druckluftkompressoren soll zur Vorwärmung der Hallenzuluft der ZLA15 verwendet werden. Der Grund, warum genau diese Zuluftanlage ausgesucht wurde, liegt in der relativ geringen Entfernung (ca. 130 m Leitungslänge) zwischen ZLA15 und den Kompressoren.

In Abbildung 94 ist erneut das gegenwärtige Heizregister der ZLA15 zu sehen. (Details dazu: siehe 3.2.1.5)

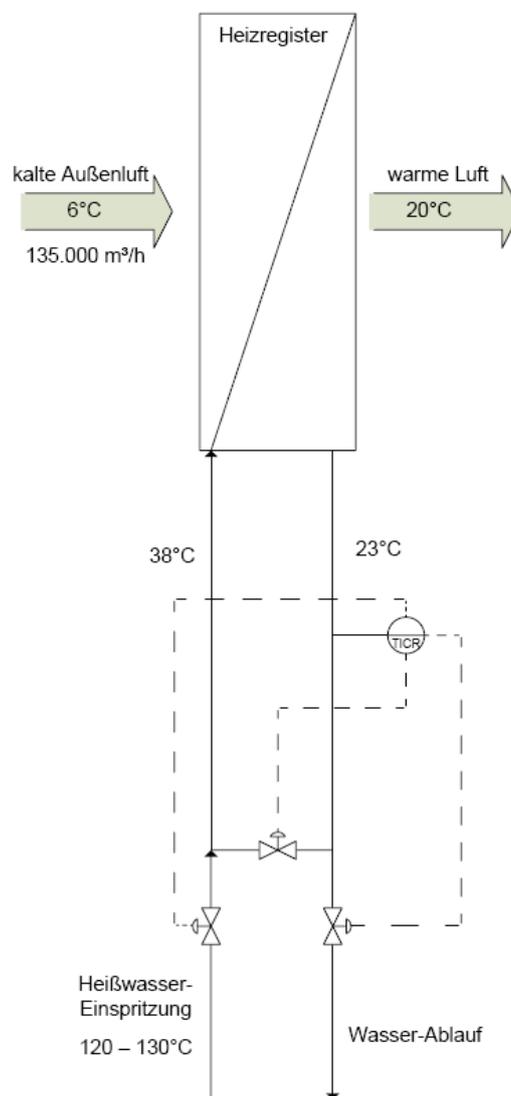


Abbildung 94: Schema Heizregister ZLA15

Um die Abwärme aus dem Kompressor-Kühlwasser zur Heizung der ZLA15 nutzen zu können, ist ein neuer Wasser-Wasser Wärmetauscher nötig. (Abbildung 95)

Das Kompressor-Kühlwasser (38°C) soll mithilfe dieses Wärmetauschers das Warmwasser der ZLA15 im inneren Kreis vorwärmen (23°C → 28°C).

Dabei kühlt das Kompressor-Kühlwasser ab (29°C). Sollte es nicht bis auf die geforderten 29°C abkühlen, muss es nach dem Wärmetauscher zusätzlich noch über den Kompressorkühler laufen. Wenn nötig kann auch nur die Kompressorkühlung verwendet werden.

Das Warmwasser im inneren Kreis der ZLA-Heizung wird um einige Grad vorgewärmt (28°C). An dieser Stelle – nach dem Wärmetauscher – muss eine Temperaturmessung installiert werden. Je nachdem wie warm das Wasser nun ist, muss zusätzlich Heißwasser eingespritzt bzw. nach dem Heizregister abgekühltes Wasser wieder abgelassen werden.

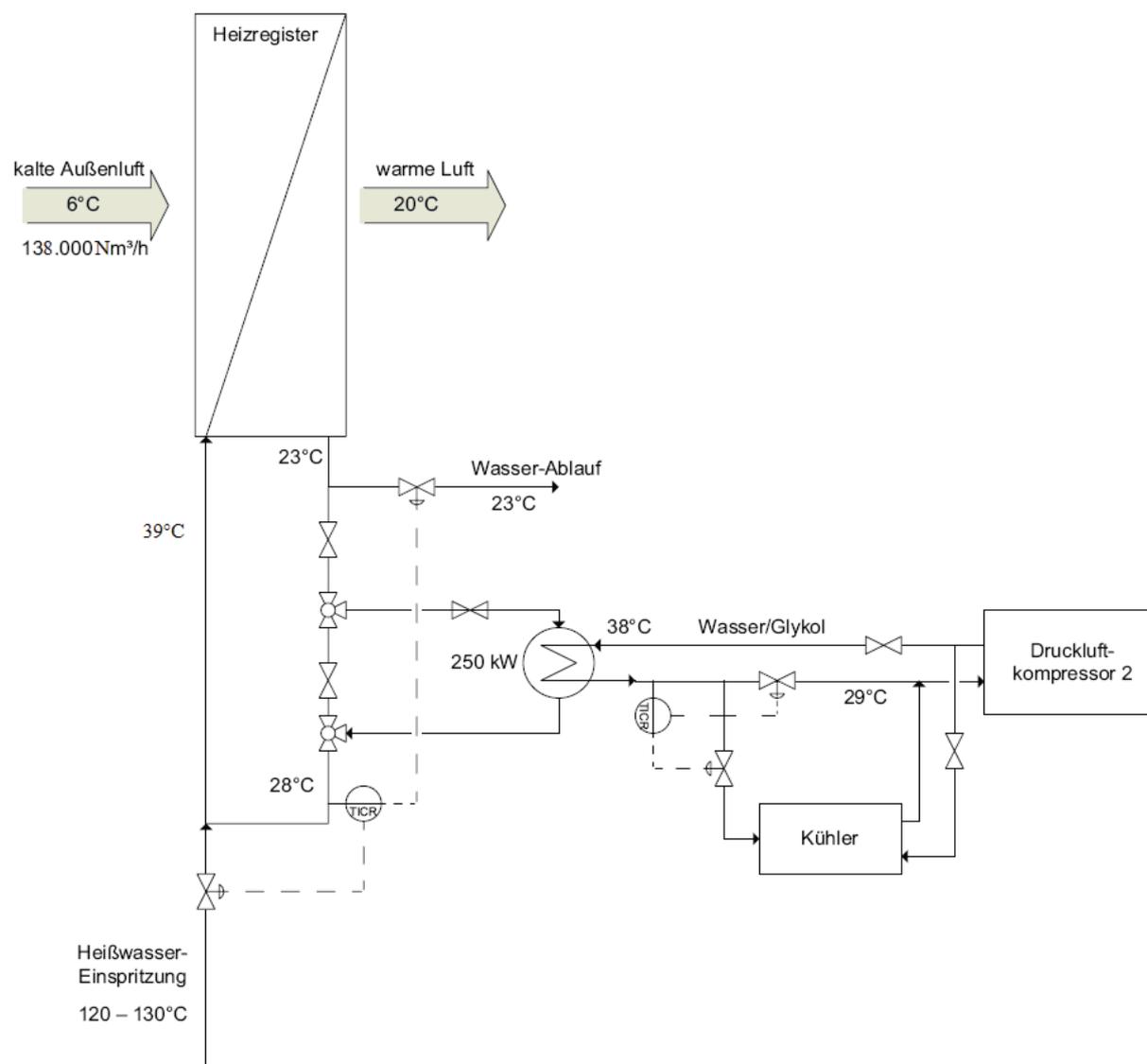


Abbildung 95: Konzept zur Rückgewinnung der Abwärme aus den Druckluftkompressoren

Der Druckluftkompressor 2 ist tagsüber (6 – 23:00) in Betrieb und liefert durchschnittlich 207 kW Abwärme bei 38°C, während der kleinere Kompressor 3 den Druckluftbedarf in der Nacht (Abwärme: 88 kW, 32°C) und am Wochenende (Abwärme: 55 kW, 29°C) deckt.

Im 3-Schicht-Betrieb (voraussichtlich ab Herbst 2008) wird das Zeit-Leistungs-Profil der Druckluftkompressoren folgendermaßen aussehen: Kompressor 1 wird den Bedarf während der Produktion decken und Kompressor 2 im Produktionsstillstand. Kompressor 3 wird bei Bedarfsspitzen zum Einsatz kommen, also relativ unvorhersehbar.

Daher wäre es sinnvoll, lediglich die Kompressoren 1 und 2 in ein System zur Wärmerückgewinnung einzubinden. Die Abwärme von Kompressor 1 kann während der Produktion verwendet werden und die Abwärme von Kompressor 2 im Produktionsstillstand. Beide Kühlwasserströme laufen jedoch über denselben neuen Wärmetauscher. Dieses Konzept könnte folgendermaßen aussehen:

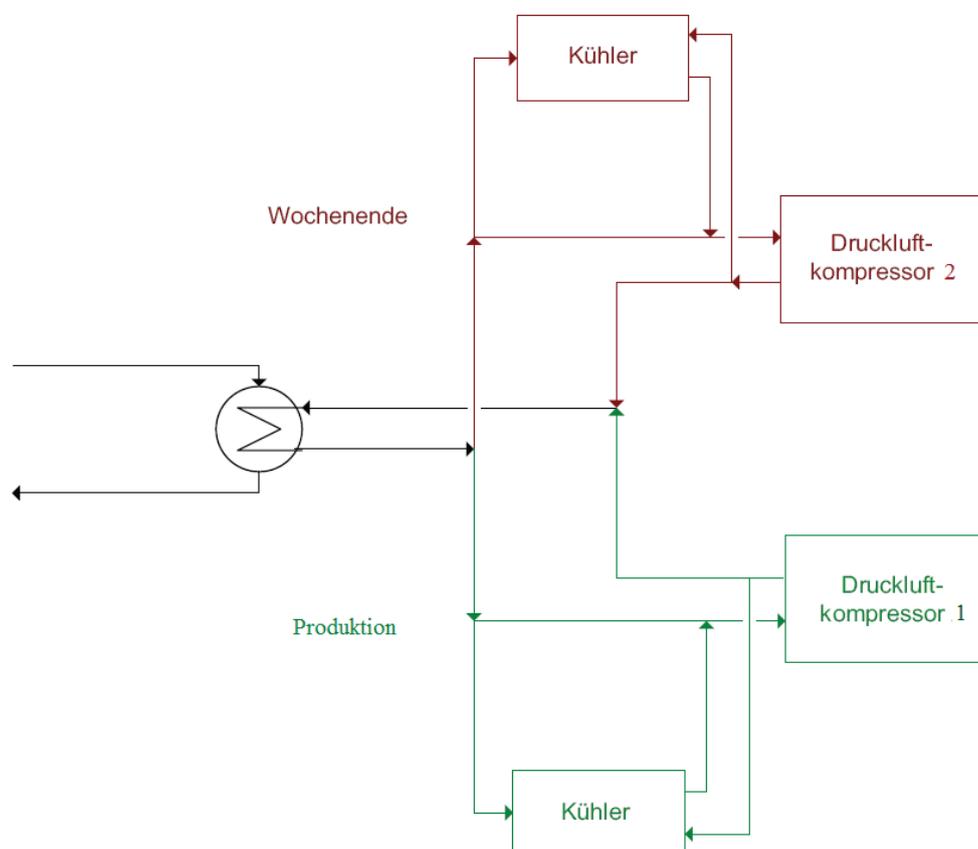


Abbildung 96: Wärmerückgewinnung mit beiden Kompressoren

#### 4.1.4 Wärmerückgewinnung KTL-Becken

Mithilfe der Pinch-Analyse wurde weiters folgendes Konzept zur Wärmerückgewinnung entwickelt:

Das KTL-Becken muss mithilfe einer Kältemaschine gekühlt werden, da es sich ansonsten zu stark aufwärmen würde. Die Wärme die dieses Bad abgibt könnte jedoch auch genutzt werden, z.B. zur Vorwärmung der Hallenzuluft der Zuluftanlage 51.

Diese Zuluftanlage wurde gewählt, da sie mit 60 m Leitungslänge ziemlich nahe am Wärmetauscher der KTL liegt.

In Abbildung 94 ist erneut das gegenwärtige Heizregister der ZLA51 zu sehen. (Details dazu: siehe 3.2.1.5)

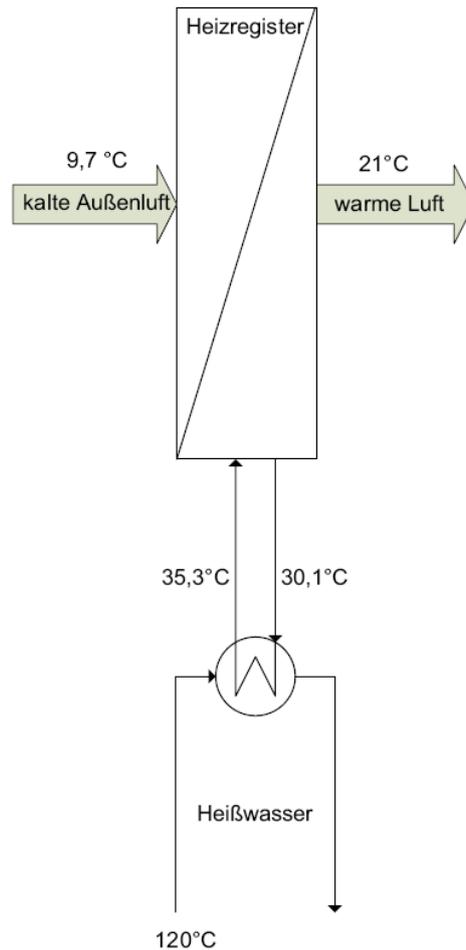


Abbildung 97: Heizregister ZLA51

In Abbildung 98 ist das Schema der KTL-Kühlung zu sehen.

Das KTL-Badmedium wird über den KTL-Wärmetauscher gepumpt. Durch das zwischen dem Wärmetauscher und der Kältemaschine zirkulierende Kühlwasser wird die Medientemperatur auf einem niedrigen Niveau gehalten.

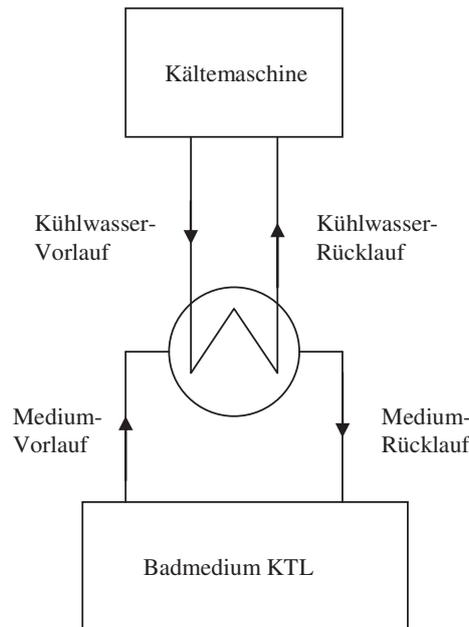


Abbildung 98: Schema KTL-Kühlung

Um die Abwärme des KTL-Bades nutzen zu können, ist ein zusätzliches Heizregister (H1) in der Zuluftanlage 51 nötig (Abbildung 99).

Das Kühlwasser, das zwischen dem KTL-Wärmetauscher und der Kältemaschine zirkuliert, wird von  $14,5^{\circ}\text{C}$  auf  $27,6^{\circ}\text{C}$  aufgewärmt. Mit dieser Temperatur wird es nun in das neue Heizregister geleitet, wo es seine Wärme abgibt und dadurch die Außenluft von  $9,7^{\circ}\text{C}$  auf  $16,2^{\circ}\text{C}$  vorwärmt.

In dem bereits existierenden Heizregister (H2) muss die Luft nun nur mehr von  $16,2^{\circ}$  auf  $21^{\circ}$  aufgewärmt werden.

Das im Heizregister H1 abgekühlte Kühlwasser kann nun wieder zurück in den KTL-Wärmetauscher oder muss – falls seine Temperatur noch über  $14,5^{\circ}\text{C}$  liegt – in der Kältemaschine „fertig“ abgekühlt werden.

Im Wasser-Rücklauf aus Heizregister H1 muss eine Temperaturmessung installiert werden, um entscheiden zu können, ob das Wasser kalt genug ist, oder noch weiter abgekühlt werden muss.

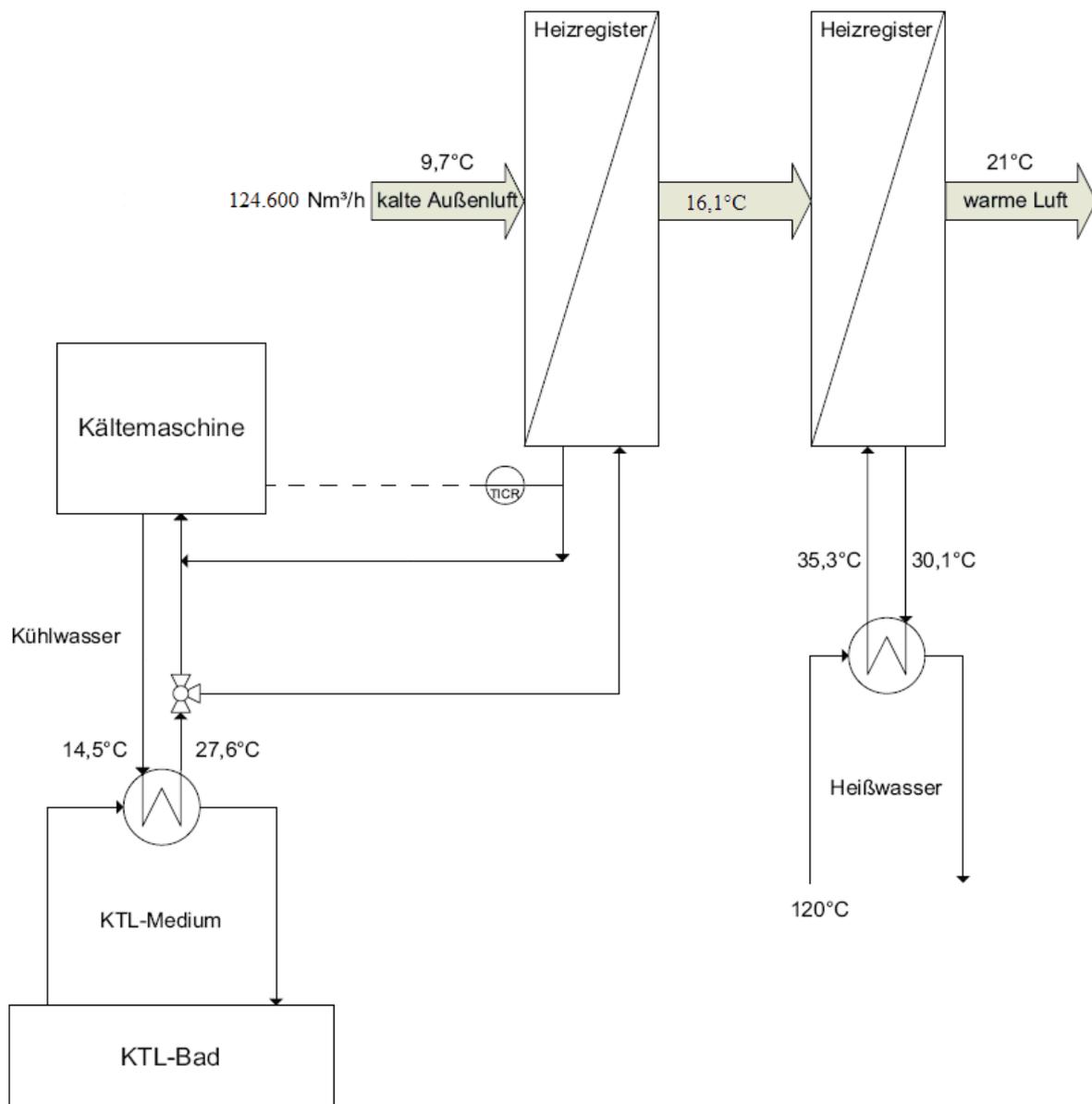


Abbildung 99: Schema der Wärmerückgewinnung KTL - ZLA51

Das KTL-Bad liefert zu den Produktionszeiten eine Wärmeleistung von durchschnittlich 257 kW bei einer Temperatur von  $27,6^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.1.5 Alternative Nutzung der Abwärme aus KTL-Becken und Druckluftkompressoren

Eine alternative Möglichkeit zur Nutzung der Abwärme aus dem KTL-Becken und den Druckluftkompressoren wird nachfolgend beschrieben:

Dieses Konzept besteht darin, die Temperatur der Abwärme aus dem KTL-Becken und aus den Druckluftkompressoren mithilfe einer Wärmepumpe auf ein höheres Niveau anzuheben,



sodass diese Abwärme zur Beheizung oder zumindest Vorheizung der VBH und des BOWA verwendet werden kann. (Theorie einer Wärmepumpe siehe Kapitel 2.2.3.3)

Abbildung 100 zeigt eine mögliche Umsetzung dieses Konzepts mit Einbindung der Abwärme des KTL-Bades in die VBH.

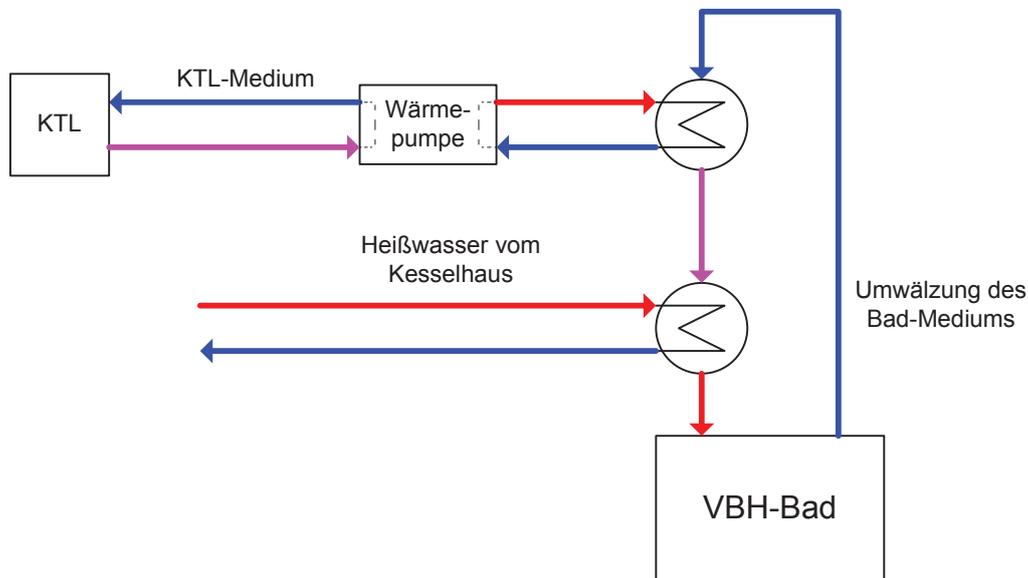


Abbildung 100: denkbare Umsetzung des Wärmepumpen Konzepts

Die Abwärme z.B. des KTL-Bades wird durch die Wärmepumpe auf ein höheres Temperaturniveau gebracht und über einen neuen Wärmetauscher in den Medien-Kreislauf des VBH-Bades eingebracht. Für den Fall, dass allein dadurch die geforderte Medientemperatur noch nicht erreicht werden kann, wird über den bestehenden Heißwasser-Wärmetauscher mit Heißwasser aus dem Kesselhaus „fertig“ geheizt.

#### Vor- und Nachteile dieser Variante:

- innovativ
- langfristig wirtschaftlicher:
  - Gleichzeitigkeit von Abwärmeanfall und Wärmebedarf: Abwärme kann immer zu 100% genutzt werden
  - hoher Wirkungsgrad aufgrund relativ hoher Wasservorlauftemperaturen in die Wärmepumpe (ca. 30°C)
- komplexer: Umbaumaßnahmen in der ganzen VBH erforderlich: ein neuer Wärmetauscher pro VBH-Station, denn der bestehende Wärmetauscher wird weiterhin als „Backup“ benötigt bzw. zum Nachheizen

In den beiden nachfolgenden Tabellen sind die zur Verfügung stehenden Abwärmeleistungen (aus Kompressor 2 und KTL-Bad) sowie die benötigten Heizleistungen (für BOWA und VBH) gegliedert nach Tag, Nacht und Wochenende aufgelistet.

Tabelle 38: Abwärme von Kompressor 2 und KTL-Bad inkl. Abwärmtemperatur

2-Schicht	Abwärmeleistung [kW]	T [°C]
Tag (6-23:00)	464	33
Nacht (23-6:00)	128	20
Wochenende (Fr 23 - Mo 6:00)	112	19

Tabelle 39: Heizbedarf von BOWA und VBH

2-Schicht	Heizbedarf [kW]
Tag (6-23:00)	489
Nacht (23-3:00)	35
Nacht* (3-6:00)	185
Wochenende (Fr 23 - Mo 6:00)	46

\* ab etwa 3:00 wird die Umluftschleuse der Spritzkabine eingeschaltet und beheizt

#### Berechnung der Leistungszahl der Wärmepumpe

Abbildung 101 stellt die Energiebilanz über eine Wärmepumpe dar:  $Q_{zu}$  [kW] ist die der Wärmepumpe zugeführte Abwärmeleistung auf niederem Temperaturniveau ( $T_{kalt}$ ).  $Q_{ab}$  [kW] ist die von der Wärmepumpe abgegebene Wärmeleistung auf höherem Temperaturniveau ( $T_{warm}$ ), die dann zum Heizen der VBH verwendet werden kann. Anhand der Temperaturen  $T_{kalt}$  und  $T_{warm}$  kann die benötigte Leistungszahl (CoP) für die Wärmepumpe berechnet werden.  $W_{el}$  [kW] ist die für den Betrieb der Wärmepumpe nötige elektrische Leistung.

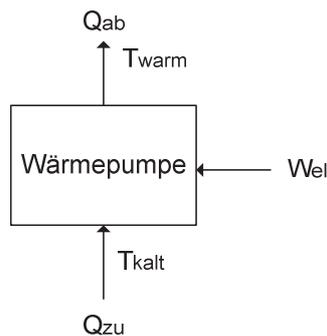


Abbildung 101: Bilanz Wärmepumpe

$$CoP = \frac{T_{warm}}{T_{warm} - T_{kalt}} [-] \quad (XII)$$

$T_{warm}$  ... für die Beheizung der VBH benötigte Warmwassertemperatur [K]

$T_{kalt}$  ... Temperatur der nutzbaren Abwärme [K]

Für eine Wärmepumpe ist die Leistungszahl (CoP) der Quotient aus Abwärmeleistung ( $Q_{ab}$ ) und zugeführter elektrischer Leistung [ $W_{el}$ ]. Denn das „Ziel“ einer Wärmepumpe ist es, Wärme zu „erzeugen“ und abzugeben, während es die Zielsetzung einer Kältemaschine ist, Wärme aus einem Medium abzuführen, also Kälte zu „erzeugen“. Die Leistungszahl bezieht sich also immer auf die Zielsetzung einer solchen Maschine.

$$CoP = \frac{Q_{ab}}{W_{el}} [-] \quad (XIII)$$

Folgende Bilanz ergibt sich aus Abbildung 101:

$$Q_{ab} = Q_{zu} + W_{el} \text{ [kW]} \quad (XIV)$$

Die Temperatur des für die Beheizung der VBH verwendeten Kesselheißwassers beträgt derzeit etwa 120°C. Die Reinigungsbäder in der VBH müssen jedoch lediglich auf 50°C gehalten werden. Also müsste theoretisch auch schon eine  $T_{warm}$  von beispielsweise 70°C ausreichen. Nachfolgend wird der CoP für 120°C und für 70°C Warmwassertemperatur berechnet. Das Temperaturniveau der Abwärme beträgt tagsüber 33°C (siehe Tabelle 38). VBH und BOWA benötigen tagsüber etwa 500 kW Heizleistung ( $=Q_{ab}$ ) (siehe Tabelle 39).

Tabelle 40: Leistungszahl CoP der Wärmepumpe

$T_{warm}$ [°C]	$T_{kalt}$ [°C]	CoP [-]	$Q_{ab}$ [kW]	$W_{el}$ [kW]	$Q_{zu}$ [kW]
120	33°C	4,5	500	111	389

70	33°C	9,2	500	54	446
----	------	-----	-----	----	-----

Zur Bereitstellung der nötigen Wärme für VBH und BOWA (500 kW) bei höheren Temperaturen über eine Wärmepumpe, ist also laut Tabelle 40 nicht die gesamte Abwärmeleistung aus KTL-Bad und Kompressor nötig ( $\Sigma 464$  kW tagsüber). Es reichen bei  $T_{\text{warm}}=120^\circ\text{C}$ , 389 kW Wärmezufuhr ( $Q_{\text{zu}}$ ) zur Wärmepumpe und bei  $T_{\text{warm}}=70^\circ\text{C}$ , 446 kW Wärmezufuhr ( $Q_{\text{zu}}$ ).

Somit können BOWA und VBH über eine Wärmepumpe mit der Abwärme aus KTL und Kompressor 2 während der Produktionszeiten vollständig versorgt werden. Dabei sind Heißwassertemperaturen bis etwa  $120^\circ\text{C}$  erreichbar, wobei die Wärmepumpe bei diesem Temperaturniveau mehr elektrische Leistung benötigt als bei  $70^\circ\text{C}$ .

## 4.2 Weitere Einsparmöglichkeiten

### 4.2.1 Abdeckung der VBH-Becken am Wochenende

Durch Verdunstung an der Flüssigkeitsoberfläche des Tauchentfettungsbeckens geht im Produktionsstillstand Wärme verloren. In Abbildung 102 ist dieser Wärmeverlust für eine Anlage zur Beschichtung von Metall-Büromöbeln anschaulich gemacht worden. [20]

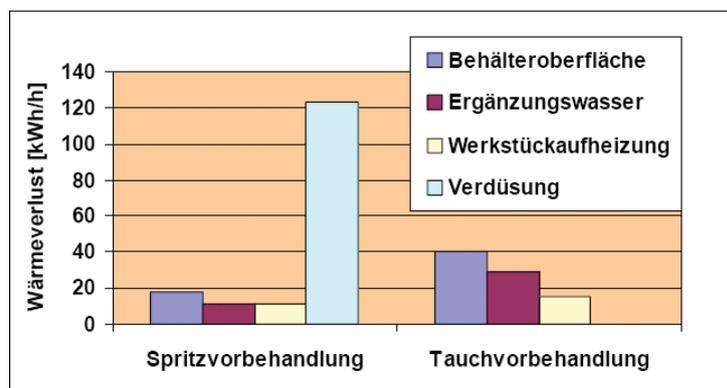


Abbildung 102: Wärmeverluste Tauchvorbehandlung einer Anlage zur Beschichtung von Büromöbeln [20]



Abbildung 103: Beispiel eines VBH-Tauchbeckens [1]

Hier wäre es sinnvoll, Maßnahmen zu ergreifen um diese Wärmeverluste einzuschränken und dadurch weniger mit Heißwasser heizen zu müssen.

Eine Möglichkeit wäre die Abdeckung des Beckens am Wochenende mit Schwimmkörpern, z.B. von Hexa Cover®. Diese sechseckigen Schwimmkörper werden auf die Flüssigkeitsoberfläche geschüttet und verteilen sich selbsttätig. [5]



Abbildung 104: Hexa Cover® Abdeckung [5]

Als Vorteile werden angegeben: [5]

- Reduktion von Wasserverdampfung (Industrie) bis zu 95%
- Reduktion von Wärmeverlusten (Prozesswasser)
- Einfache Installation
- Hohe Lebenserwartung bis zu 25 Jahre
- Freie Zugänglichkeit zum Behälter von allen Seiten etc.

Problem: Entfernung der vielen Schwimmkörper zu Produktionsbeginn?

Natürlich wäre auch eine Schwimmfolie denkbar. Interessant ist hier die Homepage der deutschen Firma *Ceno-Tech*, die unter anderem schwimmende Abdeckungen für Güllebehälter herstellt. [6]

#### 4.2.2 Änderungen an der Hallenheizung

Durch Herabsetzen der Soll-Temperatur der Hallenzuluft kann ohne Investitionskosten eine erhebliche Heißwasser- und damit Kosteneinsparung erzielt werden.

Derzeit beträgt die Soll-Temperatur der Hallenluft 21°C. In der Zukunft soll nun versucht werden, die Temperatur schrittweise bis auf 18°C abzusenken. Dabei sind in unterschiedlichen Bereichen der Halle Temperaturmessungen durchzuführen um feststellen zu können, ob auch im Winter bei 18°C Zulufttemperatur ein angenehmes Hallenklima herrscht. Bei Absenkung der Hallentemperatur ist das subjektive Kälteempfinden der Mitarbeiter vor Ort zu berücksichtigen.

Eine weitere Heißwassereinsparung ließe sich durch Umluftbetrieb erreichen. Bei einem Umluftanteil von 20% würden die Heißwasserkosten um 20% sinken.

Die Zuluftanlagen ZLA 51, 52, 53 werden auch im Sommer in der Nacht – bei entsprechend niedrigen Außentemperaturen – beheizt. Da in den Produktionshallen in den Sommermonaten jedoch sehr hohe, teilweise beinahe schon unangenehme Temperaturen herrschen, wäre es sinnvoller, die gegenwärtige Beheizung in der Nacht abzustellen und die Halle mit der kühlen Nachtluft zu lüften. Das resultiert einerseits in einem etwas angenehmeren Hallenklima für die Mitarbeiter und andererseits in einer Heißwasser- und damit Kosteneinsparung.

Weiters wäre die Einführung eines Wochenend- und Feiertagsbetriebs überlegenswert. An Wochenenden und Feiertagen könnte z.B. nur 50% des üblichen Luftstroms für die Hallenheizung gefördert werden.

Das Einsparungspotential dieser Maßnahmen wird in Kapitel 4.3.1 betrachtet.

#### 4.2.3 Einsatz von Solarenergie

Auf den Dachflächen von Magna Steyr soll eine solarthermische Anlage installiert werden. Dazu wurden zwei unterschiedliche Konzepte ausgearbeitet. Von der Firma *SOLID* wurde ein Richtangebot vorgelegt.

Am Gelände von Magna sind genügend Dachflächen für die Errichtung der Solaranlage vorhanden. Zu klären bleibt allerdings noch, ob die Tragfähigkeit der Dachkonstruktionen ausreicht.





Abbildung 105: Dachflächen Halle 8-Neu Karossenhaus



Abbildung 106: Dachflächen Halle 8-alt

#### 4.2.3.1 Konzept A: Kauf der Solaranlage

Dieses Konzept sieht den Kauf einer solarthermischen Anlage vor. Mit der gewonnenen Wärme soll der Bedarf von VBH und BOWA (Auslegung auf 500 kW) ganzjährig gedeckt werden. Das würde für diesen Prozessabschnitt Unabhängigkeit vom Kesselhaus bedeuten. Mit der überschüssigen Solarwärme kann ein Teil der Hallenzuluft vorgeheizt werden.

Für dieses Konzept wäre – bei einem spezifischen jährlichen Kollektorertrag von 400 kWh/m<sup>2</sup> – eine Kollektorfläche von 1000 m<sup>2</sup> erforderlich.

#### 4.2.3.2 Konzept B: Vermietung der Dachflächen (Contracting)

Magna Steyr vermietet einen Teil ihrer Dachflächen an die Firma *SOLID*. Diese errichtet dort eine solarthermische Anlage, verkauft Magna Heißwasser zu günstigeren Konditionen als

das Kesselhaus (50 €/MWh statt 59,7 €/MWh) und speist das restliche Heißwasser in das Fernwärmenetz ein.

Die Größe der von *SOLID* installierten Solaranlage ist Verhandlungssache.

Der lokale Fernwärmebetreiber hat einer Einspeisung jedoch noch nicht zugestimmt, hier sind weitere Gespräche notwendig.

### 4.3 Wirtschaftlichkeitsberechnung der erarbeiteten Möglichkeiten

In diesem Kapitel werden die möglichen Einsparungen und die Investitionskosten der erarbeiteten Energieeffizienzmaßnahmen dargestellt.

#### 4.3.1 Optimierung der Hallenheizung

Wie bereits in Kapitel 3.2.1.5 ermittelt, beträgt der derzeitige jährliche Energiebedarf für die Hallenheizung etwa 19.980.000 kWh, was bei einem Heißwasserpreis von 59,7 €/MWh, Heizkosten von 1.190.000 €/a bedeutet.

##### 4.3.1.1 Einzelmaßnahmen

Herabsetzen der Soll-Temperatur von 21 °C auf...

- 20°C: 1.762.000 kWh bzw. 105.000 € Einsparung/Jahr
- 19°C: 3.483.000 kWh bzw. 208.000 € Einsparung/Jahr
- 18°C: 5.157.000 kWh bzw. 308.000 € Einsparung/Jahr

##### Umluftbetrieb

Wird die Hallenheizung beispielsweise in 20%igem Umluftbetrieb geführt, ergibt sich eine 20%ige Energieeinsparung: beim derzeitigen Heizbetrieb können somit etwa 4.000.000 kWh bzw. 238.000 € Einsparung/Jahr erreicht werden.

##### Wochenend- und Feiertagsbetrieb

Aus der Reduktion des Luftvolumenstroms auf 50% an Wochenenden und Feiertagen resultiert eine Einsparung von 3.830.000 kWh/a bzw. 229.000 €/a (bezogen auf den gegenwärtigen Betrieb).

##### Abschalten der Heizungen für ZLA 51, 52, 53 von Mitte Mai bis Mitte September

Mit dieser Maßnahme könnten 1.610.000 kWh bzw. 96.000 € pro Jahr eingespart werden, wieder bezogen auf den derzeitigen Betrieb.



### 4.3.1.2 Maximal erreichbare Einsparung bei Umsetzung aller Konzepte

Folgende Konzepte werden als „Paket“ zusammen umgesetzt:

- 1.) Herabsetzen der Soll-Temperatur auf 18°C
- 2.) 20% Umluftbetrieb
- 3.) 50% Wochenend- und Feiertagsbetrieb
- 4.) Abschalten der Heizungen für die ZLA 51, 52, 53 von Mitte Mai bis Mitte September

Damit ergibt sich eine jährliche Einsparung von 10.900.000 kWh bzw. 652.000 €, was einer 55%igen Reduktion gegenüber dem derzeitigen Heizbedarf entspricht. Nach Umsetzung aller vorgeschlagenen Maßnahmen verbleiben nur noch etwa 540.000 € an Heizkosten pro Jahr bzw. 9.000.000 kWh/a.

### 4.3.2 Wärmerückgewinnung Kompressoren

Bei der Berechnung der Energie- bzw. Kosteneinsparungen für dieses Konzept zur Wärmerückgewinnung aus den Druckluftkompressoren in die Zuluftanlage 14 wurde folgendermaßen verfahren:

- 1) Feststellung des monatlichen Heizbedarfs der ZLA 14 (für den derzeitigen Heizbetrieb bzw. nach Umsetzung aller ZLA Konzepte\*\*): siehe Tabelle 41
- 2) Feststellung des Wärmeangebots der Druckluftkompressoren (für 2- und 3-Schicht-Betrieb): siehe Tabelle 42
- 3) Vergleich von Wärmebedarf und Wärmeangebot
  - a. Überprüfung in welchen Monaten das Wärmeangebot vollständig bzw. teilweise nutzbar ist; teilweise Nutzung in Berechnung berücksichtigen!
  - b. Berechnung der nutzbaren Abwärmemenge und der Einsparungen für 2- und 3-Schicht-Betrieb sowie für den derzeitigen Heizbetrieb der ZLA 14 und für den Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA Maßnahmen



Tabelle 41: Monatliche Heizleistungen für die ZLA 14 derzeit und nach Umsetzung aller ZLA Maßnahmen\*\*

Derzeitiger Heizbetrieb		Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA Maßnahmen**		
Heizleistung	ZLA 15 [kW]	Heizleistung	ZLA 15 [kW]	Heizbedarf im Produktionsstillstand [kW]
Okt.06	434	Okt.06	233	116
Nov.06	689	Nov.06	430	215
Dez.06	888	Dez.06	587	294
Jän.07	811	Jän.07	527	263
Feb.07	742	Feb.07	472	236
Mär.07	634	Mär.07	387	193
Apr.07	385	Apr.07	203	101
Mai.07	300*	Mai.07	139*	69*
Jun.07	0	Jun.07	0	0
Jul.07	0	Jul.07	0	0
Aug.07	0	Aug.07	0	0
Sep.07	391*	Sep.07	202*	101*

\* Heizleistung bis Mitte Mai bzw. ab Mitte September, \*\*siehe Kapitel 4.2.2

Tabelle 42: Wärmeangebot der Druckluftkompressoren im 2- und im 3-Schicht-Betrieb

2-Schicht-Betrieb		3-Schicht-Betrieb
Kompressor 2	Abwärmeleistung [kW]	<u>Produktion</u> (225 Tage/Jahr, 24 h/Tag): Kompressor 1: ~320 kW  <u>Produktionsstillstand</u> (140 Tage/Jahr, 24 h/Tag): Kompressor 2: 56 kW
Tag (ca. 5:45 – 23:00)	207	
Nacht (ca. 23:00 – 5:45)	25	
Wochenende (Freitag 23:00 – Montag 5:45)	9	

#### 4.3.2.1 Einsparungen

Die Einsparungen wurden für den 2-Schicht und den 3-Schicht Betrieb berechnet und es wurde außerdem berücksichtigt, wie sich der Heizbedarf der Hallenzuluft reduzieren wenn alle in Kapitel 4.3.1 vorgeschlagenen ZLA-Maßnahmen umgesetzt werden.



Tabelle 43: Einsparungen bei Wärmerückgewinnung aus den Druckluftkompressoren

Einsparungen		Kompressor 1	Kompressor 2	Gesamt
Gegenwärtiger Heizbetrieb	2-Schicht	-	528.000 kWh/a 31.500 €/a	528.000 kWh/a 31.500 €/a
	3-Schicht	1.152.000 kWh/a 68.800 €/a	125.400 kWh/a 7.500 €/a	1.277.400 kWh/a 76.300 €/a
nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte	2-Schicht	-	515.000 kWh/a 30.700 €/a	515.000 kWh/a 30.700 €/a
	3-Schicht	993.000 kWh/a 59.200 €/a	125.400 kWh/a 7.500 €/a	1.118.400 kWh/a 66.700 €/a

#### 4.3.2.2 Investitionskosten

Für die Umsetzung dieses Konzepts ist die Anschaffung eines neuen Wasser-Wärmetauschers notwendig. Ebenso sind mindestens 260 m an neuen Rohrleitungen mit guter Isolierung nötig. Dazu kommt noch die Mess- und Regelungstechnik.

Die Investitionskosten wurden lediglich abgeschätzt, es liegen keine genauen Angebote zugrunde. Die Kosten für einen Wasser-Wärmetauscher dieser Größe wurden einem Angebot für ein anderes Projekt von Joanneum Research entnommen. Die Kosten der Rohrleitungen stammen von der Homepage der Firma *Frankstahl* [7].

Tabelle 44: Investitionskosten für die Wärmerückgewinnung aus den Druckluftkompressoren

Investitionen	Kosten [€]
1 neuer Wasser-Wärmetauscher (350 kW)	10 – 15.000
ca. 150 m Rohrleitung (Edelstahl) Frankstahl	~2600
Mess- und Regeltechnik	13.000
1 Pumpe (25 m³/h)	5000
Installation (10%)	3600
Gesamt	< 39.000

Damit ergibt sich im schlechtesten Fall eine Amortisationszeit von 1,3 Jahren (bei 2-Schicht-Betrieb und Umsetzung aller ZLA-Konzepte). In allen anderen Fällen ist eine noch bessere Wirtschaftlichkeit gegeben.



### 4.3.3 Wärmerückgewinnung KTL-Becken

Die Abwärme aus dem KTL-Bad – die derzeit über eine Kältemaschine abgeführt wird – kann zum Vorheizen der Hallenzuluftanlage ZLA 51 verwendet werden. Bei der Berechnung der Einsparungen wurde nach dem gleichen Prinzip vorgegangen wie in Kapitel 4.3.2.

Tabelle 45: Derzeitiger Heizbetrieb der ZLA 51 und Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte

Derzeitiger Heizbetrieb		Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte**		
Heizleistung	ZLA 51 [kW]	Heizleistung	ZLA 51 [kW]	Bedarf an Feiertagen [kW]*
Okt.06	392	Okt.06	210	105
Nov.06	622	Nov.06	388	194
Dez.06	802	Dez.06	530	265
Jän.07	732	Jän.07	475	238
Feb.07	670	Feb.07	426	213
Mär.07	572	Mär.07	349	174
Apr.07	348	Apr.07	183	92
Mai.07	252	Mai.07	126*	63*
Jun.07	134	Jun.07	0	0
Jul.07	126	Jul.07	0	0
Aug.07	147	Aug.07	0	0
Sep.07	336	Sep.07	183*	92*

\* Heizbedarf bis Mitte Mai bzw. ab Mitte September, \*\* siehe Kapitel 4.2.2

Tabelle 46: Wärmeangebot des KTL-Bades im 2- und 3-Schicht-Betrieb

2-Schicht-Betrieb		3-Schicht-Betrieb
KTL	Abwärmeleistung [kW]	<u>Produktion</u> (225 Tage/Jahr, 24 h/Tag): 257 kW
Tag (ca. 6:00 – 23:00)	257	<u>Produktionsstillstand</u> (140 Tage/Jahr, 24 h/Tag): 103 kW
Nacht (ca. 23:00 – 6:00)	103	
Wochenende (Freitag 23:00 – Montag 6:00)	103	

#### 4.3.3.1 Einsparungen

Die Kosteneinsparungen wurden – gleich wie in Kapitel 4.3.2 – jeweils für den 2- und 3-Schicht-Betrieb, sowie für den gegenwärtigen Heizbetrieb der ZLA 51 und den Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte berechnet.



Tabelle 47: Einsparungen bei Wärmerückgewinnung aus dem KTL-Bad

Einsparpotentiale	2-Schicht-Betrieb	3-Schicht-Betrieb
Gegenwärtiger Heizbetrieb	1.374.000 kWh/a 82.000 €/a	1.568.000 kWh/a 93.600 €/a
Nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte	914.000 kWh/a 54.600 €/a	1.045.000 kWh/a 62.400 €/a

#### 4.3.3.2 Investitionskosten

Für die Umsetzung dieses Konzepts ist der Einbau eines weiteren Heizregisters in die Zuluftanlage 51 notwendig. Außerdem muss der KTL-Wärmetauscher mit diesem Heizregister über Rohrleitungen verbunden werden (min. 2 x 60m Rohrleitung).

Tabelle 48: Investitionskosten für die Wärmerückgewinnung aus dem KTL-Bad

Investitionen	Kosten [€]
1 neues Heizregister für ZLA51 (400 kW)	< 40.000
ca. 300 m Rohrleitung (Edelstahl) Frankstahl	~7600
Mess- und Regeltechnik	2000
Installation (10%)	5000
Gesamt	< 55.000

Bei den angegebenen Investitionskosten handelt es sich lediglich um eine grobe Abschätzung. Ein vergleichbarer Wasser-Wärmetauscher dieser Größe kostet etwa 15.000 €. Auf Basis dessen wurden die Kosten für das Heizregister auf etwas weniger als das 3-fache geschätzt. Die Kosten für die Rohrleitungen wurden wieder der Homepage der Firma *Frankstahl* [7] entnommen.

Im schlechtesten Fall, also für den 2-Schicht-Betrieb nach Umsetzung aller ZLA-Konzepte, ist eine Amortisationszeit von ca. einem Jahr realistisch. In allen anderen Fällen resultiert eine bessere Wirtschaftlichkeit.

#### 4.3.4 Optimierung des Systems Trockner-TNV

Wie in Kapitel 3.2.1.4 ermittelt, kann die Temperatur der Trocknerabluft vor der Verbrennung in der TNV über einen neuen Wärmetauscher mit den heißen Rauchgasen aus der TNV um



etwa 100°C erhöht werden. Dadurch muss dem TNV-Brenner weniger Erdgas zugeführt werden um die für die Verbrennung nötigen >700°C zu erreichen.

Derzeit besteht zwischen der Temperatur der verunreinigten Trocknerabluft die in die TNV gelangt und der tatsächlichen Verbrennungstemperatur eine Differenz von etwa 300°C. Mittels der beschriebenen Wärmerückgewinnung könnte diese Differenz auf 200°C verringert werden. Verringert man dementsprechend die Gasverbrauchswerte aus den Aufzeichnungen für die TNV, dann ergeben sich für alle 6 betrachteten Trockner folgende Einsparungen:

Gaspreis: 4,1 Cent/kWh

2-Schicht-Betrieb: 330.000 € Einsparung/Jahr für alle 6 Trockner

3-Schicht-Betrieb: 500.000 € Einsparung/Jahr für alle 6 Trockner

### 4.3.5 Einsatz von Solarenergie



In diesem Abschnitt wird die Wirtschaftlichkeit der Konzepte zur Integration von Solarenergie im „Gesamtpaket“ mit den anderen entwickelten Energieeffizienzmaßnahmen betrachtet.

#### 4.3.5.1 Konzept A: Kauf einer Solaranlage

Konzept A sieht den Kauf einer solarthermischen Anlage mit Auslegung auf 500 kW vor, hierfür ist eine Solarkollektorfläche von 1000 m<sup>2</sup> erforderlich. Von der Firma SOLID wurde ein Richtangebot von 400.000 € ohne Speicher und von 500.000 € mit Speicher vorgelegt. Die Berechnung der Einsparungen erfolgte für den 3-Schicht-Betrieb, da Magna noch für 2008 plant wieder 3-schichtig zu produzieren. Die Kosteneinsparung durch die Solaranlage wurde mit einem spezifischen Kollektorertrag von 400 kWh/m<sup>2</sup>a für 1000 m<sup>2</sup> Kollektorfläche errechnet.

Tabelle 49: Investitionskosten und Einsparungen für Konzept A

3-Schicht-Betrieb	Einsparung [kWh/a]	Einsparung [€/a]	Investitionskosten [€]
Absenkung der Hallenheizung auf 18°C	5.157.000	308.000	-
Solaranlage	-	23.900	400 - 500.000*
Kompressor-Abwärmenutzung	1.170.000	~70.000*	39.000
KTL-Abwärmenutzung	1.340.000	~80.000*	55.000
<b>Gesamt</b>	<b>~7.670.000</b>	<b>481.900</b>	<b>594.000</b>

\* mit oder ohne Speicher



Aus diesen Berechnungen ergibt sich eine Amortisationszeit von 1,2 Jahren.

#### 4.3.5.2 Konzept B: Vermietung der Dachflächen

Konzept B verursacht für Magna keine Investitionskosten für die Solaranlage selbst. Es wird jedoch die Installation einiger neuer Wärmetauscher bzw. Verrohrung, Regelung etc. nötig sein. Für diese Ausgaben wurde ein Betrag von 100.000 € angenommen.

Die Firma SOLID kann Magna das mit ihrer solarthermischen Anlage erzeugte Warmwasser zu günstigeren Konditionen verkaufen als das Kesselhaus (50 €/MWh statt 59,7 €/MWh). Außerdem kann davon ausgegangen werden, dass der Heißwasserpreis in den nächsten Jahren noch weiter steigen wird.

Je nach Größe der installierten Anlage kann SOLID Magna unterschiedliche Mengen an Heißwasser verkaufen. Dies ist also Verhandlungssache. Allein bei Beheizung von BOWA und VBH (500 kW Heizleistung tagsüber) mit Solarheißwasser (~10 h/Tag möglich) statt Kesselwasser kann beispielsweise eine Einsparung von etwa 11.000 €/a erzielt werden. Dieses Potential ist aber wie bereits gesagt nach oben hin offen.

Tabelle 50: Investitionskosten und Einsparungen für Konzept B

3-Schicht-Betrieb	Einsparung [kWh/a]	Einsparung [€/a]	Investitionskosten [€]
Absenkung der Hallenheizung auf 18°C	5.157.000	308.000	-
Solaranlage	-	11.000 bei Heizung von BOWA und VBH*	100.000 (neue WT, Regelung etc.)
Kompressor-Abwärmenutzung	1.170.000	70.000	39.000
KTL-Abwärmenutzung	1.340.000	80.000	55.000
<b>Gesamt</b>	<b>7670000</b>	<b>469.000</b>	<b>194.000</b>

\* je nach Größe der installierten Solaranlage nach oben hin offen

Laut Tabelle 50 lässt sich für Konzept B eine Amortisationszeit von weniger als einem halben Jahr erreichen.



## 5 Zusammenfassung

Das Thema Energieeffizienz erlangt für Industriebetriebe angesichts der ständig steigenden Energiepreise und der öffentlichen Diskussion über Themen wie Umweltschutz und Klimawandel immer mehr an Bedeutung. Weiters erklärt die Gewerbeordnung – in Umsetzung der IPPC Richtlinie – Energieeffizienz zu einer der Betreibergrundpflichten für IPPC-Anlagen. Gesetzliche Anforderungen, Firmenimage, CO<sub>2</sub>-Einsparung und Umweltschutz, verringerte Energiekosten u.v.m. sind Gründe für und Folgen von effizienter Energienutzung.

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde die Lackiererei in der Halle 8 von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz Thondorf einer Energieanalyse unterzogen. Bereits vorhandene Daten wie z.B. Gasverbrauchsaufzeichnungen wurden zusammengetragen und fehlende Daten durch Messungen ermittelt. Auf Basis der gewonnenen Informationen erfolgte die Entwicklung verschiedener Konzepte zur Energieoptimierung.

Die Karossenlackierung mit all ihren Zwischenschritten ist ein sehr energieintensiver Prozess. Vor der eigentlichen Lackierung werden die Rohkarossen im Bodywäscher und danach in der Vorbehandlung gereinigt, entfettet und für die nachfolgende Lackierung vorbereitet. Um die Reinigungs- bzw. Behandlungsflüssigkeiten auf dem benötigten Temperaturniveau von 50 °C zu halten, wird stetig ein kleiner Volumenstrom aus den Becken abgepumpt, mittels eines Heißwasserwärmetauschers aufgewärmt und den Becken wieder zugeführt. Dieses Prinzip wird für den Bodywäscher, die Spritzentfettung, die Tauchentfettung und die Tauchphosphatierung angewandt. Einen weiteren Heißwasserverbraucher in der Vorbehandlung stellt die Umluftschleuse der Spritzentfettungskabine dar. In dieser Kabine wird die Entfettungsflüssigkeit auf die Karossen gesprüht. Die Zuluft für dieses System muss auf etwa 50 °C aufgewärmt werden, was über einen Heißwasserwärmetauscher geschieht. Laut den im Zuge dieser Diplomarbeit durchgeführten Leistungsmessungen benötigt der gesamte VBH-Abschnitt etwa 500 kW an Heizleistung während der Produktion. An dieser Stelle ist noch zu erwähnen, dass Magna das benötigte Heißwasser zu einem relativ hohen Preis extern zukaufte, was bedeutet, dass sich heißwasserseitige Einsparungsmaßnahmen wirtschaftlich besonders schnell rentieren.

An die Vorbehandlung schließt die Kathodische Tauchlackierung (KTL) an. Hier wird mittels Gleichstrom die erste Lackschicht auf den Karossen abgeschieden. Das KTL-Bad hat eine Soll-Temperatur von ca. 31 °C. Da es sich jedoch ständig aufwärmt – durch Abscheideverluste, Wärmeverluste der Umwälzpumpen etc. – muss dieses Medium über eine Kältemaschine gekühlt werden und benötigt während der Produktion eine Kühlleistung von etwa 257 kW.

Um den Druckluftbedarf der Lackiererei zu decken, sind in Halle 8 drei Druckluftkompressoren installiert, von denen zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Diplomarbeit (2-Schicht-Betrieb) jedoch nur die beiden kleineren in Betrieb waren. Durch Messungen an der Kühlflüssigkeit der Kompressoren wurde deren Abwärme im Hinblick auf eine mögliche Rückgewinnung bestimmt. Als hierfür geeignet erwies sich Kompressor 2 mit einer Abwärmeleistung von etwa 207 kW untertags.



Somit konnten bereits zwei innerbetriebliche Wärmequellen identifiziert werden, die bisher noch nicht genutzt wurden: das KTL-Bad mit 257 kW und Kompressor 2 mit 207 kW Abwärmeleistung während der Produktionszeiten.

Im nächsten Schritt wurde die Hallenbelüftung und –heizung einer Analyse unterzogen. Um das Eindringen von Staubpartikeln und sonstigen Verunreinigungen in die Halle zu verhindern, herrscht in der Halle 8 ein leichter Überdruck. Um diesen zu erzeugen werden laufend große Luftmengen über 5 Hauptzuluftanlagen (ZLA) in die Halle geblasen. Diese Zuluft muss auf 21°C aufgewärmt werden, was wiederum über Heißwasserregister geschieht. Dies verursacht eine enorme Heizleistung und jährliche Heizkosten von etwa 1.190.000 €. Um diesen riesigen Bedarf zu senken wurden einige einfache Optimierungsmaßnahmen erarbeitet: Schrittweise soll versucht werden die Hallentemperatur auf 18°C abzusenken. Weiters könnte ein Umluftbetrieb eingeführt und die Heizung im Sommer (Nacht) völlig abgeschaltet werden, da die Hallentemperaturen in den Sommermonaten ohnehin zu hoch sind. Außerdem wurde ein verringerter Wochenend- und Feiertagsbetrieb vorgeschlagen. Durch Kombination all dieser Maßnahmen ließe sich eine 55%ige Kostenreduktion für die Hallenheizung realisieren, doch auch Einzelmaßnahmen bringen bereits erhebliche Einsparungen.

Die Hallenheizung betreffen außerdem zwei im Zuge dieser Diplomarbeit entwickelte Wärmerückgewinnungsmaßnahmen (WRG). Die Abwärme aus dem KTL-Bad und dem Kompressor 2 soll zur Vorwärmung der Zuluft der ZLA 14 und 51 eingesetzt werden. Für die WRG der KTL in die ZLA 51 ergeben sich je nach Produktionsbetrieb und Heizbedarf Einsparungen zwischen 54.000 und 93.000 €, was im schlechtesten Fall eine Amortisationszeit von einem Jahr bedeutet. Die WRG des Kompressors in die ZLA 14 weist ein Einsparungspotential zwischen 31.000 und 76.000 € mit einer Amortisationszeit von maximal 1,3 Jahren auf.

Eine weitere Möglichkeit zur Nutzung der Abwärme des KTL-Bades und der Kompressoren ist folgendermaßen denkbar: Die Temperatur dieser Abwärme wird mithilfe einer Wärmepumpe auf ein höheres Niveau gebracht und kann anschließend zur Deckung des vollständigen Heizbedarfs der VBH verwendet werden. Bei diesem Konzept liegen die Vorteile in der Gleichzeitigkeit von Abwärmeangebot und Wärmebedarf und in der örtlichen Nähe dieser Anlagen.

Zur Klimatisierung der Hallen im Sommer, zur Kühlung des KTL-Bades etc. sind in der Halle 8 mehrere Kältemaschinen vorhanden, die im Betrieb Abwärme erzeugen. Anhand der Stromverbrauchsaufzeichnungen von Magna wurde jedoch ermittelt, dass die resultierende Abwärme zu gering ist, als dass eine Nutzung wirtschaftlich wäre. Bei Vergleich des gemessenen Kühlbedarfs für das KTL-Bad und der Stromaufzeichnungen für die KTL-Lack Kältemaschine zeigten sich aber große Unstimmigkeiten. Aufgrund von Referenzdaten aus der Literatur wird nun vermutet, dass die Stromverbrauchsaufzeichnungen für die Kältemaschinen – zumindest für die KM KTL-Lack – nicht stimmen und dass die Kältemaschinen mehr Abwärme erzeugen als aufgrund der Aufzeichnungen angenommen. Hier bleibt also vorerst offen, ob eine Abwärmenutzung nicht vielleicht doch sinnvoll wäre.



Für die KM KTL-Lack hat sich dieses Thema ohnehin erübrigt, da diese kürzlich erneuert und mit Free-Cooling ausgestattet wurde.

Im Zuge der Lackierung passieren die feuchten Karossen verschiedene Trockner, deren mit Lackpartikeln beladene Abluft in einer thermischen Nachverbrennung (TNV) gereinigt wird bevor sie über Kamine ins Freie gelangt. Die Rauchgase der sechs relevanten Trockner werden mit Temperaturen von über 200°C über Kamine ins Freie geblasen. Im Zuge dieser Diplomarbeit und des Vorgängerprojektes „Styrian Promise“ von Joanneum Research wurde ein Konzept entwickelt, um die Abwärme dieser heißen Rauchgase direkt im Trockner-TNV-System nutzen zu können. Die beladene Trocknerluft soll vor dem Eintritt in die TNV durch die heißen Rauchgase so weit wie möglich aufgeheizt werden um die für das Erreichen der Verbrennungstemperatur (>700°C) benötigte Gasmenge zu reduzieren. Dieses Konzept hat den großen Vorteil der Gleichzeitigkeit von Abwärmeangebot und Wärmebedarf. Im 3-Schicht-Betrieb ergibt sich somit eine Einsparung von 500.000 € für alle sechs Trockner, im 2-Schicht-Betrieb von 330.000 €. Nach Fertigstellung der Diplomarbeit erfolgt eine weitergehende und detailliertere Bearbeitung der Trockner-Wärmerückgewinnung inkl. Analyse der Investitionskosten in Zusammenarbeit mit Joanneum Research.

Für den Fall, dass sich diese Variante der TNV-Abwärmenutzung nach eingehender Betrachtung als nicht realisierbar erweisen sollte, wurden weitere Konzepte vorgeschlagen, jedoch nicht so detailliert ausgearbeitet. Diese Konzepte bestehen darin, mittels der heißen TNV-Rauchgase Warmwasser zu erzeugen und dieses dann zur Beheizung z.B. der VBH-Bäder zu nutzen oder eventuell in das Grazer Fernwärmenetz einzuspeisen. Auch hier lassen sich interessante Einsparungen realisieren, wobei die Investitionskosten noch nicht betrachtet wurden.

Die Einbindung alternativer Energiequellen wurde im Zuge dieser Diplomarbeit ebenfalls überlegt. Die beiden ausgearbeiteten Konzepte werden jeweils im Gesamtkonzept mit den anderen Einsparungsmaßnahmen betrachtet. Konzept 1 besteht im Kauf einer Solaranlage zur Deckung des Heizbedarfs der VBH und zu einem geringen Teil auch zur Heizung der Hallenzuluft. Die Firma SOLID die dieses Projekt auch nach Fertigstellung der Diplomarbeit weiter betreuen wird, hat hierfür ein Richtangebot vorgelegt. Im Gesamtkonzept mit den anderen erarbeiteten Energieeffizienz- und Wärmerückgewinnungskonzepten ergibt sich für Variante 1 eine Amortisationszeit von 1,2 Jahren. Variante 2 sieht die Vermietung der Magna-Dachflächen an die Firma SOLID vor. SOLID errichtet dort eine Solaranlage beliebiger Größe, verkauft Magna Heißwasser zu günstigeren Konditionen als das Kesselhaus und speist den Rest ins Fernwärmenetz ein. Der lokale Fernwärmebetreiber hat einer solchen Einspeisung zwar noch nicht zugestimmt, das sollte aber nur mehr Verhandlungssache sein. Für Magna ergeben sich bei dieser Variante keine Investitionskosten für die Solaranlagen, es müssen jedoch in den Hallen u.a. neue Wärmetauscher, Regeltechnik etc. installiert werden. Im Gesamtpaket mit den anderen im Rahmen dieser Diplomarbeit entwickelten Effizienzmaßnahmen resultiert aus Konzept 2 eine Amortisationszeit von weniger als einem halben Jahr.



Neben den bereits beschriebenen Konzepten und Maßnahmen wurden außerdem noch einige „kleine“ Einsparungspotentiale vorgestellt, u.a. die Abdeckung des Tauchentfettungs-Bades mit schwimmenden Kunststoffelementen oder Schwimmbolie.



## 6 Verzeichnisse

### 6.1 Literatur

- [1] Prohaska, Hanno: Abwasserstrategie-Entwicklung für Lackieranlagen in der Automobilindustrie, Diplomarbeit am Institut für Thermische Verfahrenstechnik und Umwelttechnik der Technischen Universität Graz; November 2005
- [2] Atkins, Peter W.: Physikalische Chemie; Wiley-VCH, Jänner 2002
- [3] *Atlas Copco* Kompressoren und Drucklufttechnik GmbH: Handbuch der Drucklufttechnik; 6.Ausgabe; Online im WWW unter URL: [http://www.atlascopco.de/dede/Images/AC\\_DL-Handbuch\\_tcm37-140010.pdf](http://www.atlascopco.de/dede/Images/AC_DL-Handbuch_tcm37-140010.pdf). Stand 20.02.2008
- [4] Schmitz, Markus: Frei Kühlen, Energie Sparen; ECONDITION GmbH München; Online im WWW unter URL: [http://www.econdition.de/img/PDFs/f\\_Fachartikel\\_7\\_9-2006.pdf](http://www.econdition.de/img/PDFs/f_Fachartikel_7_9-2006.pdf). Stand: 20.02.2008
- [5] Online im WWW unter URL: <http://www.hexa-cover.de>; Stand 11.03.2008
- [6] Online im WWW unter URL: <http://www.ceno-tec.de>; Stand 11.03.2008
- [7] Online im WWW unter URL: <http://www.frankstahl.com>; Stand 11.03.2008
- [8] Online im WWW unter URL: <http://www.stenum.at/de/index.php?id=produkte/cp/pinchanalyse>; Stand 11.03.2008
- [9] Ferner, H, Schnitzer H.: Optimierte Wärmeintegration in Industriebetrieben; TU Graz, September 1990, Grazer Schriftenreihe Verfahrenstechnik, herausgegeben von der Abteilung für Grundlagen der Verfahrenstechnik, Band 3.
- [10] Dunkel, R.: Der Lackierprozess; Powerpoint-Präsentation, Lackiererei – Magna Steyr Fahrzeugtechnik, Graz, 17.1.2003.
- [11] Online im WWW unter URL: [http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de\\_start.html?kaelte/de/html/komponenten/absorber/mattes/mattes\\_t1.html](http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de_start.html?kaelte/de/html/komponenten/absorber/mattes/mattes_t1.html); Stand 06.04.2008
- [12] Online im WWW unter URL: <http://www.bhkw-info.de/kwkk/funktion.html>; Stand 06.04.2008
- [13] Online im WWW unter URL: [aeiou.iicm.tugraz.at/aeiou.encyclop.p/p932515.htm](http://aeiou.iicm.tugraz.at/aeiou.encyclop.p/p932515.htm); Stand 06.04.2008; © Copyright by Christian Brandstätter Verlag, Wien.
- [14] Online im WWW unter URL: [www.kultur.at/van/flame/facts/set02/puch03b.htm](http://www.kultur.at/van/flame/facts/set02/puch03b.htm); Stand 06.04.2008
- [15] Online im WWW unter URL: [www.wu2u.de/flat/galerie.htm](http://www.wu2u.de/flat/galerie.htm); Stand 06.04.2008



- [16] Online im WWW unter URL:  
<http://www.energytech.at/biomasse/results.html?id=3819&menulevel1=2>; Stand 06.04.2008
- [17] Jakob, U.: Neue Entwicklungen im Bereich der solaren Kühlung; Proceedings of the 2nd Energy Forum – Solararchitektur und Solares Bauen, Brixen, Südtirol, 2007. Online im WWW unter URL:  
[http://www.solarnext.eu/pdf/EnergyForum2007\\_Jakob%20Solar%20Cooling%20dt.pdf](http://www.solarnext.eu/pdf/EnergyForum2007_Jakob%20Solar%20Cooling%20dt.pdf); Stand 07.04.2008
- [18] Draxler, J.: Skriptum zu Energiebilanzen; Institut für Verfahrenstechnik des Industriellen Umweltschutzes, Montanuniversität Leoben, Sommersemester 2006.
- [19] Umweltbundesamt: Energieeffiziente Technologien und effizienzsteigernde Maßnahmen. Praxiserprobte Anwendungen und Innovationen; Wien 2005. Online im WWW unter URL:  
[http://www.umweltbundesamt.at/publikationen/publikationssuche/publikationsdetail/?pub\\_id=1561](http://www.umweltbundesamt.at/publikationen/publikationssuche/publikationsdetail/?pub_id=1561), Stand 14.04.2008
- [20] Bayerisches Landesamt für Umwelt: Klima schützen – Kosten senken, Energieeinsparung in Lackierbetrieben – Langfassung; Fraunhofer Institut für Produktionstechnik und Automatisierung, Augsburg 2006. Online im WWW unter URL:  
[http://www.lfu.bayern.de/luft/fachinformationen/co2\\_minderung/doc/lackierung\\_langfassung.pdf](http://www.lfu.bayern.de/luft/fachinformationen/co2_minderung/doc/lackierung_langfassung.pdf), Stand 14.04.2008
- [21] Kasüschke Bernd: Erdgas: Ein Energieträger mit Zukunft. Zeitschrift Gas, Ausgabe 1 2007; Online im WWW unter URL:  
[http://www.mhg.de/fileadmin/redaktion\\_upload/Fachhandwerk/gas\\_01\\_2007.pdf](http://www.mhg.de/fileadmin/redaktion_upload/Fachhandwerk/gas_01_2007.pdf), Stand 26.0.2008
- [22] Swissgas: Erdgaszusammensetzung. Online im WWW unter URL:  
[http://www.swissgas.ch/media/pdfs/E\\_Zusammensetz.pdf](http://www.swissgas.ch/media/pdfs/E_Zusammensetz.pdf), Stand 26.04.2007
- [23] Erdgas Oberösterreich: Erdgas Brennwerttechnik. Linz, 2007. Online im WWW unter URL: [http://www.erdgasooe.at/imperia/md/content/pdf/eo\\_\\_info\\_brennwerttechnik.pdf](http://www.erdgasooe.at/imperia/md/content/pdf/eo__info_brennwerttechnik.pdf), Stand 26.04.2008
- [24] Brennwerttechnik: Online im WWW unter URL:  
[http://www.energiesparmobil.de/downloads\\_infomaterial/pdf/haustechnik/brennwerttechnik.pdf](http://www.energiesparmobil.de/downloads_infomaterial/pdf/haustechnik/brennwerttechnik.pdf), Stand 26.04.2008
- [25] Verband der Schweizerischen Gasindustrie: Umweltschonend Heizen mit Gaskondensationskesseln. Online im WWW unter URL:



[http://www.erdgaszuerich.ch/fileadmin/media/publikationen/produktebroschueren/umweltsch\\_heizen\\_gaskondk\\_d.pdf](http://www.erdgaszuerich.ch/fileadmin/media/publikationen/produktebroschueren/umweltsch_heizen_gaskondk_d.pdf). Stand 26.04.2008

- [26] Kepplinger, W., Hollauf B.: Skriptum Thermische Abfallbehandlung. Institut für Verfahrenstechnik des Industriellen Umweltschutzes, Montanuniversität Leoben. September 2006

## 6.2 Tabellen

Tabelle 1: Auszug aus der Zusammensetzung von rohem Erdgas .....	14
Tabelle 2: marktgängige Anlagen zur solaren Kühlung/Klimatisierung [17].....	27
Tabelle 3: Mittelwerte der Volumenstrommessungen BOWA .....	47
Tabelle 4: Mittelwerte der Temperaturmessungen BOWA.....	48
Tabelle 5: Mittelwerte der berechneten Leistungen BOWA .....	49
Tabelle 6: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Spritzentfettung .....	51
Tabelle 7: Mittelwerte der Temperaturmessungen Spritzentfettung.....	52
Tabelle 8: Mittelwerte der berechneten Leistungen Spritzentfettung.....	52
Tabelle 9: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Tauchentfettung.....	54
Tabelle 10: Mittelwerte Temperaturmessungen Tauchentfettung .....	55
Tabelle 11: Mittelwerte der berechneten Leistungen Tauchentfettung.....	55
Tabelle 12: Mittelwerte der Volumenstrommessungen Tauchphosphatierung .....	59
Tabelle 13: Mittelwerte der Temperaturmessungen Tauchphosphatierung.....	61
Tabelle 14: Mittelwerte der berechneten Leistungen Tauchphosphatierung .....	62
Tabelle 15: Mittelwerte der Volumenstrommessungen KTL.....	64
Tabelle 16: Mittelwerte der Temperaturmessungen KTL .....	65
Tabelle 17: Leistung KTL-Wärmetauscher .....	66
Tabelle 18: Abwärme Kompressor 2 .....	72
Tabelle 19: Abwärme Kompressor 3 .....	73
Tabelle 20: Kältemaschinen Lackiererei Magna Steyr (Daten je nach Verfügbarkeit von Typenschildern oder Datenblättern) .....	75
Tabelle 21: Stromverbrauch und theoretische Abwärme der Kältemaschinen .....	79
Tabelle 22: Auflistung aller Trockner mit Thermischer Nachverbrennung (TNV).....	81
Tabelle 23: Auflistung der Trockner ohne TNV.....	83
Tabelle 24: Konditionierung der Hallenzuluft .....	85



Tabelle 25: Heizleistungen Hallenzuluft gegliedert nach Monaten .....	88
Tabelle 26: Jährliche Heizbedarf und Heizkosten für BOWA und VBH Reinigungsmedien, sowie Kühlbedarf für die KTL im 2-Schicht-Betrieb.....	90
Tabelle 27: Jährlicher Heizbedarf und Heizkosten für BOWA und VBH Reinigungsmedien, sowie Kühlbedarf für die KTL im 3-Schicht-Betrieb.....	90
Tabelle 28: Jährliche Abwärmemenge der Druckluftkompressoren .....	91
Tabelle 29: Stromverbrauch und Abwärme der vier größten Kältemaschinen .....	91
Tabelle 30: Jährlicher Heizbedarf für die Hallenzuluftanlagen .....	94
Tabelle 31: Gasverbrauch Trockner-TNV .....	94
Tabelle 32: Beispiel für eine Stromliste (inkl. der wichtigsten Informationen).....	96
Tabelle 33: Taupunktberechnung für alle TNV-Systeme.....	104
Tabelle 34: Abwärme aus den TNV-Trocknern bei Abkühlung der Rauchgase auf 60 °C....	105
Tabelle 35: Heizleistung für BOWA und VBH .....	108
Tabelle 36: Nutzbare Abwärmemenge bei Abkühlen der TNV-Rauchgase auf 130 °C .....	108
Tabelle 37: Abwärme zur Erzeugung von Heißwasser für die Einspeisung ins Fernwärmenetz (Einspeistemperatur ~80 °C) .....	109
Tabelle 38: Abwärme von Kompressor 2 und KTL-Bad inkl. Abwärmetemperatur.....	117
Tabelle 39: Heizbedarf von BOWA und VBH.....	117
Tabelle 40: Leistungszahl CoP der Wärmepumpe.....	118
Tabelle 41: Monatliche Heizleistungen für die ZLA 14 derzeit und nach Umsetzung aller ZLA Maßnahmen** .....	125
Tabelle 42: Wärmeangebot der Druckluftkompressoren im 2- und im 3-Schicht-Betrieb ....	125
Tabelle 43: Einsparungen bei Wärmerückgewinnung aus den Druckluftkompressoren.....	126
Tabelle 44: Investitionskosten für die Wärmerückgewinnung aus den Druckluftkompressoren .....	126
Tabelle 45: Derzeitiger Heizbetrieb der ZLA 51 und Heizbetrieb nach Umsetzung aller ZLA- Konzepte.....	127
Tabelle 46: Wärmeangebot des KTL-Bades im 2- und 3-Schicht-Betrieb .....	127
Tabelle 47: Einsparungen bei Wärmerückgewinnung aus dem KTL-Bad .....	128
Tabelle 48: Investitionskosten für die Wärmerückgewinnung aus dem KTL-Bad .....	128
Tabelle 49: Investitionskosten und Einsparungen für Konzept A .....	129
Tabelle 50: Investitionskosten und Einsparungen für Konzept B .....	130



## 6.3 Abbildungen

Abbildung 1: Johann Puch [3] und ein Puch Alpenwagen aus dem Jahr 1919 (Foto: Johann Puch Museum Graz) [14] .....	6
Abbildung 2: Puch 500 [15] und Pinzgauer (Quelle: www.bundesheer.gv.at) .....	6
Abbildung 3: Werksareal Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz-Thondorf [1].....	7
Abbildung 4: Historischer Überblick [1].....	7
Abbildung 5: effizientere Energieverwertung durch Brennwerttechnologie [19].....	11
Abbildung 6: Abhängigkeit des Rauchgas-Taupunktes (Erdgas und Erdöl EL) vom CO <sub>2</sub> -Gehalt [24] bzw. von der Luftzahl $\lambda$ [25] .....	13
Abbildung 7: Wärmerad [22].....	15
Abbildung 8: Schema eines Wärmerohres [19].....	17
Abbildung 9: Schema Kompressorkühlung bei Magna Steyr mit Luftkühlung .....	19
Abbildung 10: Abwärme eines Druckluftkompressors [3].....	19
Abbildung 11: Schema für Wärmerückgewinnung aus einem Druckluftkompressor bei Magna .....	20
Abbildung 12: Schema einer Kaltdampfkompressionskältemaschine .....	21
Abbildung 13: Schema einer Kältemaschine mit Free-Cooling [4] .....	24
Abbildung 14: Schema einer Absorptionskältemaschine [12] .....	25
Abbildung 15: Bilanzgebiet.....	28
Abbildung 16: Beispielhafte Darstellung zweier heißer Ströme im Temperatur-Leistungs-Diagramm [9] .....	30
Abbildung 17: Die aus beiden Strömen zusammengesetzte Summenkurve [9] .....	30
Abbildung 18: Beispiel einer „Hot-and-Cold Composite-Curve“ .....	31
Abbildung 19: Flussbild Lackierprozess [1].....	33
Abbildung 20: VBH Tauchbecken H83 [1] .....	34
Abbildung 21: KTL Tauchbecken H8 [1] .....	36
Abbildung 22: KTL-Tauchbecken mit Anolytkreislauf [1].....	37
Abbildung 23: USB H83 [1].....	38
Abbildung 24: NAD H8 [1] .....	38
Abbildung 25: Füller H83 [1].....	39
Abbildung 26: Decklack H8 [1] .....	40
Abbildung 27: Finish H8 [1] .....	40

Abbildung 28: Aufbau der Lackschicht [10].....	41
Abbildung 29: Prozessfließbild Lackiererei [1] .....	42
Abbildung 30: System zum Aufheizen der Reinigungsmedien von BOWA, Spritz- und Tauchentfettung .....	43
Abbildung 31: Reihenfolge der (Vor)Behandlungsbecken .....	44
Abbildung 32: Messstellen am Wärmetauscher .....	44
Abbildung 33: Durchfluss Heißwasser BOWA-WT .....	46
Abbildung 34: Durchfluss Medium BOWA-Wärmetauscher .....	47
Abbildung 35: Temperaturen Bodywäscher-Wärmetauscher.....	48
Abbildung 36: Leistung Wärmetauscher Bodywäscher.....	49
Abbildung 37: Durchfluss Heißwasser Wärmetauscher-Spritzentfettung .....	50
Abbildung 38: Durchfluss Emulsion Wärmetauscher-Spritzentfettung .....	50
Abbildung 39: Temperaturen Wärmetauscher-Spritzentfettung .....	51
Abbildung 40: Leistung Wärmetauscher-Spritzentfettung .....	52
Abbildung 41: Durchfluss Heißwasser Wärmetauscher-Tauchentfettung .....	53
Abbildung 42: Durchfluss Medium Wärmetauscher-Tauchentfettung .....	53
Abbildung 43: Temperaturen Wärmetauscher-Tauchentfettung .....	54
Abbildung 44: Leistung Wärmetauscher-Tauchentfettung .....	55
Abbildung 45: Bilanz Tauchentfettung .....	56
Abbildung 46: Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	58
Abbildung 47: Volumenstrom Medium Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	58
Abbildung 48: Volumenstrom zirkulierendes Fluid Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	59
Abbildung 49: Volumenstrom Heißwasser Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung ..	59
Abbildung 50: Temperaturen Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	60
Abbildung 51: Temperaturen Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	60
Abbildung 52: Leistung Medium-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	61
Abbildung 53: Leistung Heißwasser Wasser-Wärmetauscher Tauchphosphatierung .....	62
Abbildung 54: Kühlung des KTL-Mediums.....	63
Abbildung 55: Durchfluss Kühlwasser KTL-Wärmetauscher.....	64
Abbildung 56: Durchfluss Medium KTL-Wärmetauscher .....	64
Abbildung 57: Temperaturen KTL-Wärmetauscher .....	65



Abbildung 58: Leistung KTL-Wärmetauscher .....	66
Abbildung 59: Heißwassertemperaturen im Heizregister der Umluftschleusen Spritzentfettung .....	67
Abbildung 60: Volumenstrom Heißwasser im Heizregister der Umluftschleuse Spritzentfettung über 24 Stunden .....	67
Abbildung 61: Leistung Heißwasser Umluftschleuse Spritzentfettung .....	68
Abbildung 62: Temperatur der aufgewärmten Luft in der Umluftschleuse Spritzentfettung ...	68
Abbildung 63: Schema Kompressor und Kühler mit Messstellen .....	70
Abbildung 64: Temperaturen des Kühlwasserstroms für Kompressor 2 .....	71
Abbildung 65: Abwärme Kompressor 2 .....	71
Abbildung 66: Kühlwasser-Temperaturen Kompressor 3.....	72
Abbildung 67: Abwärme Kompressor 3 .....	73
Abbildung 68: Prinzipschema eines Kältekreislaufes.....	76
Abbildung 69: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine für Hallenzuluftanlage 14	77
Abbildung 70: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine für Hallenzuluftanlage 52	77
Abbildung 71: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine KTL-Lackkühlung (alt).....	78
Abbildung 72: Stromverbrauch und Abwärme der Kältemaschine KTL- und DL3-Trockner (alt) .....	78
Abbildung 73: Schema eines Trockners mit thermischer Nachverbrennung (TNV).....	81
Abbildung 74: Detailbetrachtung des KTL-Trockners 1.....	82
Abbildung 75: Detailbetrachtung des Füller-Trockners 2 .....	83
Abbildung 76: Schema der Hallenheizungen 51, 52, 53 .....	84
Abbildung 77: Schema der Hallenheizungen 14 und 15 .....	85
Abbildung 78: Verläufe der Zuluftströme der ZLA 51, 52 und 53 .....	86
Abbildung 79: Außenlufttemperaturen am Gelände von Magna Steyr Fahrzeugtechnik in Graz .....	87
Abbildung 80: Gesamte Heizleistung Hallenzuluft Lackiererei .....	87
Abbildung 81: Energieverbräuche einer KTL-Referenzanlage [20] .....	93
Abbildung 82: Energiesenken.....	95
Abbildung 83: Definition der Trockner-Ströme für die Strömeliste .....	97
Abbildung 84: "Hot and Cold Composite Curve" für Strömeliste 1 .....	98
Abbildung 85: Hot and Cold Composite Curve für die Trocknerströme.....	99
Abbildung 86: bisheriges Trockner-TNV Schema .....	100



Abbildung 87: optimiertes Trockner-TNV Schema.....	100
Abbildung 88: Temperaturen im optimierten Füller-Trockner 2 Schema .....	101
Abbildung 89: Konzept mit Wämeträgerfluid.....	102
Abbildung 90: Temperaturen im optimierten KTL-Trockner 1 Schema .....	103
Abbildung 91: Optimierungsmöglichkeit .....	103
Abbildung 92: vom Kesselhaus „abgekoppeltes“ Heißwassernetz.....	105
Abbildung 93: Beheizung eines bestimmten Prozessabschnittes .....	107
Abbildung 94: Schema Heizregister ZLA15.....	110
Abbildung 95: Konzept zur Rückgewinnung der Abwärme aus den Druckluftkompressoren .....	111
Abbildung 96: Wärmerückgewinnung mit beiden Kompressoren.....	112
Abbildung 97: Heizregister ZLA51 .....	113
Abbildung 98: Schema KTL-Kühlung.....	114
Abbildung 99: Schema der Wärmerückgewinnung KTL - ZLA51 .....	115
Abbildung 100: denkbare Umsetzung des Wärmepumpen Konzepts .....	116
Abbildung 101: Bilanz Wärmepumpe .....	118
Abbildung 102: Wärmeverluste Tauchvorbehandlung einer Anlage zur Beschichtung von Büromöbeln [20].....	119
Abbildung 103: Beispiel eines VBH-Tauchbeckens [1] .....	120
Abbildung 104: Hexa Cover® Abdeckung [5] .....	120
Abbildung 105: Dachflächen Halle 8-Neu Karossenhaus .....	122
Abbildung 106: Dachflächen Halle 8-alt.....	122

# Anhang

## Anhang A

Auszug aus der RICHTLINIE 96/61/EG DES RATES vom 24. September 1996 über die Integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung („IPPC-Richtlinie“).

### *Artikel 3*

#### **Allgemeine Prinzipien der Grundpflichten der Betreiber**

Die Mitgliedstaaten treffen die erforderlichen Vorkehrungen, damit die zuständigen Behörden sich vergewissern, daß die Anlage so betrieben wird, daß

- a) alle geeigneten Vorsorgemaßnahmen gegen Umweltverschmutzungen, insbesondere durch den Einsatz der besten verfügbaren Techniken, getroffen werden;
- b) keine erheblichen Umweltverschmutzungen verursacht werden;
- c) die Entstehung von Abfällen entsprechend der Richtlinie 75/442/EWG des Rates vom 15. Juli 1975 über Abfälle (1) vermieden wird; andernfalls werden sie verwertet oder, falls dies aus technischen oder wirtschaftlichen Gründen nicht möglich ist, besettigt, wobei Auswirkungen auf die Umwelt zu vermeiden oder zu vermindern sind;
- d) Energie effizient verwendet wird;
- e) die notwendigen Maßnahmen ergriffen werden, um Unfälle zu verhindern und deren Folgen zu begrenzen;
- f) bei einer endgültigen Stilllegung die erforderlichen Maßnahmen getroffen werden, um jegliche Gefahr einer Umweltverschmutzung zu vermeiden und um einen zufriedenstellenden Zustand des Betriebsgeländes wiederherzustellen.

Für die Einhaltung der Vorschriften dieses Artikels reicht es aus, wenn die Mitgliedstaaten sicherstellen, daß die zuständigen Behörden bei der Festlegung der Genehmigungslauflagen die in diesem Artikel angeführten allgemeinen Prinzipien berücksichtigen.

Quelle: EUR-Lex (<http://eur-lex.europa.eu/de/index.htm>)

## Anhang B

Auszug aus der Gewerbeordnung 1994, § 77a über die Genehmigung von IPPC-Anlagen (Betriebsanlagen laut Anlage 3 der GewO).

### Kurztitel

Gewerbeordnung 1994

### Inkrafttredatum

01.09.2005

### Kundmachungsorgan

BGBI.Nr. 194/1994 zuletzt geändert durch BGBI. I Nr. 85/2005

### Text

§ 77a. (1) Im Genehmigungsbescheid, in dem auf die eingelangten Stellungnahmen (§ 356a Abs. 2 und 4) Bedacht zu nehmen ist, ist über

§ 77 hinaus sicherzustellen, dass in der Anlage 3 zu diesem Bundesgesetz angeführte Betriebsanlagen so errichtet, betrieben und aufgelassen werden, dass:

1. alle geeigneten Vorsorgemaßnahmen gegen Umweltverschmutzungen (Abs. 2), insbesondere durch den Einsatz von dem Stand der Technik (§ 71a) entsprechenden technologischen Verfahren, Einrichtungen und Betriebsweisen sowie durch die effiziente Verwendung von Energie, getroffen werden;
2. (Anm.: aufgehoben durch VfGH, BGBI. I Nr. 109/2003)
3. die notwendigen Maßnahmen ergriffen werden, um Unfälle zu verhindern und deren Folgen zu begrenzen;
4. die erforderlichen Maßnahmen getroffen werden, um bei der Auflassung der Betriebsanlage die Gefahr einer Umweltverschmutzung (Abs. 2) zu vermeiden und um einen zufrieden stellenden Zustand des Betriebsanlagengeländes wiederherzustellen.

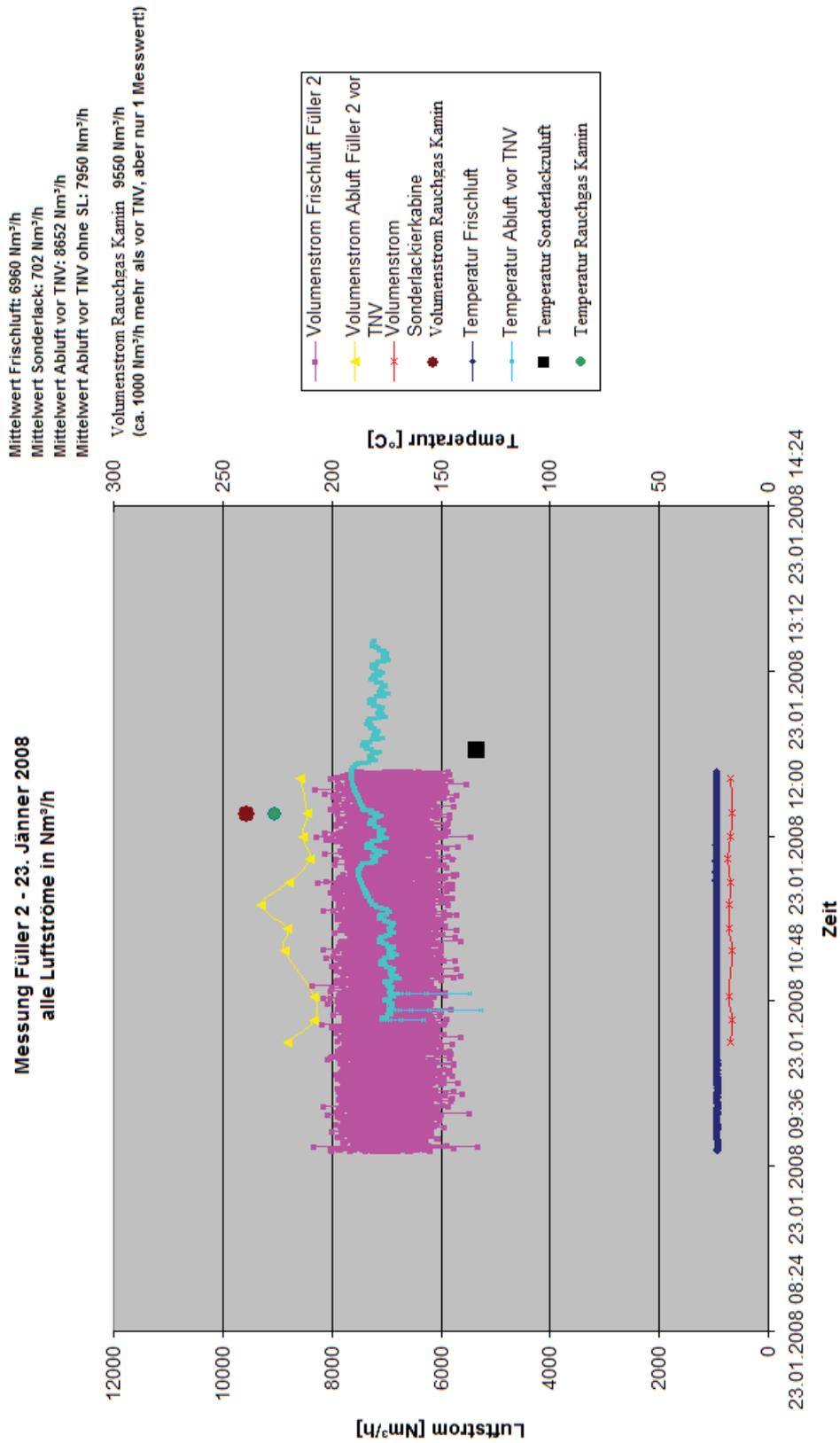
(2) Umweltverschmutzung im Sinne des Abs. 1 ist die durch menschliche Tätigkeiten direkt oder indirekt bewirkte Freisetzung von Stoffen, Erschütterungen, Wärme oder Lärm in Luft, Wasser oder Boden, die der menschlichen Gesundheit oder der Umweltqualität schaden oder zu einer Schädigung von Sachwerten oder zu einer unzumutbaren Beeinträchtigung oder Störung des durch die Umwelt bedingten Wohlbefindens eines gesunden, normal empfindenden Menschen oder von anderen zulässigen Nutzungen der Umwelt führen können.

Quelle: RIS – Rechtsinformationssystem des Bundeskanzleramtes ([www.ris.bka.gv.at](http://www.ris.bka.gv.at))



## Anhang C

Ergebnisse der Messungen am Füller-Trockner 2 vom 23.01.2008



## Anhang D

Pinchliste 1: BOWA, VBH, KTL, ZLA

Pinchliste 2: Trocknerströme

Nr.	Prozess	Start Temperature [°C]	End Temperature [°C]	Hot/Cold	mass flow m [kg/s]	specific heat capacity cp [kJ/kg.K]	spezifische Leistung [kW/kg]	Leistung [kW]
1	BOWA Badumwälzung	45,25	47	Cold	11,33	4,18	7,315	82,88
2	Spritzentfettung Badumwälzung	49,5	52,1	Cold	18	4,18	10,868	195,62
3	Tauchenentfettung Badumwälzung	49	49,2	Cold	2,8	4,18	0,836	2,34
4	Tauchphosphatierung Badumwälzung	49,48	50	Cold	29,8	4,18	2,1736	64,77
5	KTL Kühlung	30,23	29,04	Hot	62,7	4,18	-4,9742	-311,88
6	Hallenzuluf ZLA 14	12,00	21,00	Cold	60,40	1,0065	9,0585	547,13
7	Hallenzuluf ZLA 15	12,00	21,00	Cold	48,70	1,0065	9,0585	441,15
8	Hallenzuluf ZLA 51	12,00	21,00	Cold	47,40	1,0065	9,0585	429,37
9	Hallenzuluf ZLA 52	12,00	21,00	Cold	41,80	1,0065	9,0585	378,65
10	Hallenzuluf ZLA 53	12,00	21,00	Cold	61,80	1,0065	9,0585	559,82
11	Zuluf Umlufschleuse Spritzentfettung	43,00	50,50	Cold	20	1,0065	7,54875	150,98
12	Abwärme Kompressor 2 (Tag)	39,90	27,40	Hot	4,8	4,18	-52,25	-250,80

nr	Process name	Start Temperature [°C]	End Temperature [°C]	Hot/Cold	mass flow m [kg/s]	Ø specific heat capacity cp [kJ/kg.K]	spezifische Leistung [kW/kg]	Leistung [kW]
1	KTL Trockner 1 Abluft	325,50	26,00	Hot	2,09	1,04	-311,48	-650,99
2	KTL Trockner 1 Kondensation	26,00	25,00	Hot	2,09	56,00	-56	-117,04
3	KTL Trockner 1 TNV Zuluf	45,00	203,00	Cold	1,765	1,03	162,74	287,24
4	KTL Trockner 1 TNV TR-Luft	180,00	448,00	Cold	2,09	1,09	292,12	610,53
5	KTL Trockner 2 Abluft	324,00	26,00	Hot	2,29	1,04	-309,92	-708,17
6	KTL Trockner 2 Kondensation	26,00	25,00	Hot	2,29	58,00	-58	-132,53
7	KTL Trockner 2 TNV Zuluf	25	203	Cold	1,961	1,03	183,34	359,53
8	KTL Trockner 2 TNV TR-Luft	180	448	Cold	2,29	1,05	281,132	642,39
9	Füller Trockner 2 Abluft	359	28	Hot	2,81	1,04	-344,4272	-966,46
10	Füller Trockner 2 Kondensation	28	27	Hot	2,81	69,00	-69	-193,61
11	Füller Trockner 2 TNV Zuluf	25	192	Cold	2,255	1,03	172,01	387,88
12	Füller Trockner 2 TNV TR-Luft	180	448	Cold	2,806	1,09	292,12	819,69
13	Füller Trockner 1 Abluft	342	29	Hot	2,246	1,026	-320,7276	-720,35
14	Füller Trockner 1 Kondensation	29	28	Hot	2,246	96,64	-96,64	-217,05
15	Füller Trockner 1 TNV Zuluf	25	180	Cold	1,921	1,03	159,65	306,69
16	Füller Trockner 1 TNV TR-Luft	160	448	Cold	2,246	1,09	313,92	705,06
17	DL3 Trockner 1 Abluft	395	29	Hot	2,00	1,04	-380,64	-761,28
18	DL3 Trockner 1 Kondensation	29	28	Hot	2,00	58,00	-58	-116,00
19	DL3 Trockner 1 TNV Zuluf	25	165	Cold	1,675	1,03	144,2	241,54
20	DL3 Trockner 1 TNV TR-Luft	145	448	Cold	2,00	1,09	330,27	660,54
21	DL3 Trockner 2 Abluft	355	29	Hot	2,093	1,04	-339,04	-709,61
22	DL3 Trockner 2 Kondensation	29	28	Hot	2,093	58,3	-58,3	-122,02
23	DL3 Trockner 2 TNV Zuluf	25	165	Cold	1,768	1,03	144,2	254,95
24	DL3 Trockner 2 TNV TR-Luft	145	448	Cold	2,093	1,09	330,27	691,26
25	DL3 Zwischentrockner Zuluf	30	72	Cold	10,30	1,04	43,68	449,90

Für Liste 1 wurden Jahresdurchschnittswerte für die Hallenheizung verwendet.

## Anhang E: Fließschema der Lackiererei (A3-Seite)

