

Verbund



**Eigenbedarfsanalyse und
Optimierungspotenziale des Kohlekraftwerks
Mellach**

von

Stefan Zink

als Diplomarbeit der Kommission zur Abhaltung der dritten Diplomprüfung der
Studienrichtung Wirtschaftsingenieurwesen – Maschinenbau an der Technischen
Universität Graz über das Institut für Wärmetechnik vorgelegt.

Betreuer

Dipl.-Ing. Griendl Lorenz

Beurteiler

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Rieberer, René

Graz, April 2012

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Stefan Zink)

Danksagung

Diese Diplomarbeit wurde im Zeitraum von August 2011 bis April 2012 zum einen am Institut für Wärmetechnik an der Technischen Universität Graz und zum anderen am Standort des Auftraggebers VERBUND Thermal Power GmbH & Co KG in Mellach bei Graz durchgeführt.

Ich möchte mich an dieser Stelle für die wissenschaftliche Betreuung durch das Institut für Wärmetechnik unter der Leitung von Ao.Univ.-Prof.Dipl.-Ing.Dr.techn. René Rieberer recht herzlich bedanken. Weiters möchte ich auch meinem Betreuer, Dipl.-Ing. Lorenz Griendl, für die Unterstützung über den gesamten Zeitraum großen Dank aussprechen.

Ein großes Dankeschön gilt auch Herrn Dipl.-Ing Josef Tauschitz, welcher es mir ermöglichte diese Arbeit für VERBUND zu schreiben. Er stand mir stets mit Anregungen und als Ansprechpartner am Standort beiseite. Im Weiteren möchte ich mich auch beim gesamten Personal des Technischen Service sowie jenes der Kraftwerksanlage Mellach für die wertvollen Ratschläge und die gewährte Unterstützung bedanken.

Es ist mir auch ein Bedürfnis, mich bei all jenen Menschen zu bedanken, die mir während meines Studiums als Freunde zur Seite standen und den Weg bis zum Abschluss zu einem schönen Erlebnis machten.

Den größten Dank möchte ich meiner Familie zusprechen. Meinen Eltern, Friedrich und Roswitha, welche mir während der ganzen Zeit meines Studiums Rückhalt und Motivation gaben. Ein wesentlicher Anteil meiner Arbeit gebührt ihnen. Meinen beiden Geschwistern Sandra und Daniel und ganz besonders bedanken möchte ich mich bei meiner Freundin Sandra, die mir auch immer mit Rat und Tat zur Seite stand.

Kurzfassung

Titel: Eigenbedarfsanalyse und Optimierungspotenziale des Kohlekraftwerks Mellach

Autor: Stefan Zink

Das steinkohlenstaubgefeuerte FHKW Mellach wird von VERBUND Thermal Power betrieben und liefert Strom sowie Fernwärme für Graz und Umgebung. Für einen funktionierenden Prozessablauf zur Erzeugung der ins Netz zu liefernden Energie ist in der Kraftwerksanlage der Eigenbedarf für die internen Aggregate zu decken. Dieser Energiebedarf wird vom Kraftwerk selbst bereitgestellt, und vor allem von elektrischen Verbrauchern wie Pumpen und Ventilatoren benötigt. Der Gesamtbedarf für unterschiedliche Betriebsfälle ist dem Anlagenbetreiber durchaus bekannt. Eine genaue Aufteilung der Leistung auf die entsprechenden Anlagenkomponenten ist jedoch nicht gegeben. Somit ist nicht gewiss, wie groß der Leistungsbedarf für z. B. die Entschwefelung des Rauchgases oder auch für die Vermahlung und den Transport des Brennstoffes bis in den Feuerraum (Kessel) ist.

Die für den Prozess erforderlichen Aggregate benötigen für ihre Aufgabe teilweise eine beträchtliche Menge Energie. Ein entscheidendes Kriterium hierbei stellt das Verhältnis von Nutzen zum Aufwand dar, der Wirkungsgrad. Es wird natürlich ein sehr hoher Wirkungsgrad angestrebt, um bei gegebenen Aufwand einen möglichst hohen Nutzen zu erreichen. Für den Betreiber ist es hilfreich zu wissen, mit welchem Wirkungsgrad gewisse Komponenten arbeiten, um bei neuen Entwicklungen in der Technik entsprechend darauf reagieren zu können. Es macht unter bestimmten Umständen somit Sinn Teile auszutauschen, wenn dadurch der Wirkungsgrad erheblich gesteigert werden kann. Folglich wird der Eigenbedarf des Kraftwerkes reduziert und der Gesamtwirkungsgrad der Anlage verbessert, was wiederum einen wirtschaftlicheren Betrieb ermöglicht.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wird die Aufteilung der Leistungsanteile der verschiedenen Bereiche bzw. der unterschiedlichen elektrischen Verbraucher am gesamten Eigenbedarf des FHKW Mellach dargestellt. Im Weiteren wird für die leistungstechnisch größeren Aggregate eine Gegenüberstellung der Wirkungsgrade durchgeführt, wobei der ermittelte, tatsächliche Wirkungsgrad zum Vergleich herangezogen werden kann. Sind Optimierungspotenziale in einzelnen Systemen zu finden, so werden diese vom wirtschaftlichen Aspekt aus betrachtet und der Nutzen für den Betreiber in Zahlen ausgedrückt. Dabei wurde auf bestimmte Methoden aus der Theorie zurückgegriffen und die derzeitigen technischen Möglichkeiten berücksichtigt.

Die Ergebnisse zeigen, abhängig vom Betriebszustand des Fernheizkraftwerkes, den Leistungsbedarf der einzelnen Bereiche bzw. Aggregate. Zudem liefern diese den effektiven Wirkungsgrad der leistungsstärkeren Pumpen und Ventilatoren um einen Vergleich mit der Literatur zu ermöglichen. Ebenfalls werden Empfehlungen potenzieller Optimierungen in Bezug auf wirtschaftlicher Überlegungen unter Berücksichtigung der entsprechenden Literatur abgegeben.

Abstract

Title: Analysis of the Auxiliary Power of the Coal Fired Power Plant Mellach

Author: Stefan Zink

The hard coal fired power and district heating station Mellach is operated by VERBUND Thermal Power. It supplies Graz as well as its surrounding area. In order to produce energy for the grid, a certain amount of auxiliary power at the power plant is necessary. This power is primarily needed for electrical loads, such as pumps and fans. The plant operator knows only the total demand of auxiliary power for different operation conditions. However he is not aware of how much each single system component requires. Due to that reason it is uncertain how much power is needed for the desulphurisation of the flue gas or for the grinding and the transport of the fuel into the combustion chamber (boiler).

A considerable amount of energy is necessary for the aggregates within the power generating process. A key indicator for such components is the efficiency, which is the ratio of benefits to effort. Naturally its desired to have a high efficiency in order to gain the best outcome with the minimum input. It is helpful to know the efficiency of certain components, in order to be able to identify components with low efficiency. This system components are replaced, if possible, with more advanced ones. As a result, the auxiliary power needed by the power plant is reduced and the overall efficiency of the system is improved. This allows a more economical operation of the power plant.

This diploma thesis will analyse the total auxiliary power of the FHKW Mellach, in order to show how much power is needed for individual components as well as different sections. In addition the efficiency from the paper sheets of larger units is compared to the calculated actual one. All optimization potentials are discussed from an economic point of view and expressed in numbers. This helps to visualize the benefits for the operator. To be able to do so certain theoretical methods are used and the current technical possibilities are considered.

The results show the power requirements of individual areas or units in dependence of the operating conditions for the district heating power station. Furthermore they provide the effective efficiency of certain pumps and fans, which enables a comparison with the literature. On top this thesis offers recommendations for possible improvements based on economical consideration. Therefore an expensive literature research is performed in order to ensure the conformance of these recommendations with the theory.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis, Formelzeichen und Indizes	V
1 Einleitung	1
2 Theorie	4
2.1 Grundlagen Thermodynamik.....	4
2.2 Verbrennung	7
2.2.1 Brennstoff - Kohle.....	7
2.2.2 Statische Verbrennungsrechnung.....	8
2.3 Ventilatoren & Pumpen	10
2.3.1 Ventilatoren	10
2.3.2 Kreiselpumpen.....	11
2.3.3 Allgemeines	11
2.4 Drehstrom.....	21
2.4.1 Leistungsberechnung im Drehstromnetz	21
2.4.2 Drehstrom-Asynchronmaschine	22
2.5 Wirtschaftlichkeit - Investitionsrechnung.....	25
2.5.1 Gewinnrechnung	26
2.5.2 Rentabilitätsrechnung.....	28
2.5.3 Amortisation.....	28
3 Betrachtung des FHKW Mellach	29
3.1 Eigenbedarfsversorgung	29
3.2 Einteilung der Verbraucher des FHKW Mellach	30
3.3 Eigenbedarfsermittlung - Berechnungsvorgang	31
3.3.1 Leistungsberechnung	31
3.3.2 Wirkungsgradberechnung	32
3.3.3 Energieverlust bzw. Energieeinsparung.....	34
3.3.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung.....	35
4 Analyse der Anlagenkomponenten	37
4.1 Brennstoffzufuhr	40
4.1.1 Bekohlung.....	40
4.1.2 Zuteiler – Trogkettenförderer.....	44
4.1.3 Klärschlamm.....	45
4.1.4 Kohlenmühlen.....	46

4.1.5	Leistungsdarstellung der Gruppe - Brennstoffzufuhr	49
4.2	Luft-Rauchgas Weg	50
4.2.1	Saugzuggebläse.....	50
4.2.2	Frischlufthebläse	57
4.2.3	Primärlufthebläse.....	58
4.2.4	Sekundärlufthebläse.....	62
4.2.5	Rauchgasentschwefelungsanlage (REA).....	66
4.2.6	DeNO _x	73
4.2.7	Schlauchfilter	75
4.2.8	LUVO – KALVO.....	75
4.2.9	Leistungsdarstellung – Luft-Rauchgas Weg	76
4.3	Wasser-Dampf Kreislauf	77
4.3.1	Speisewasserpumpen	78
4.3.2	Haupt-Kondensatpumpen	85
4.3.3	Kondensat-Reinigungsanlage (KRA)	90
4.3.4	Neben-Kondensatpumpen	91
4.3.5	Kühlwasserpumpen	99
4.3.6	Heiznetzpumpen.....	103
4.3.7	Leistungsdarstellung Wasser-Dampf Kreislauf	104
4.4	Sonstiges.....	105
4.4.1	Entschlacker	105
4.4.2	Abwasserreinigungsanlage (ARA)	106
4.4.3	Weitere	106
4.5	Leistungsdarstellung der gesamten Kraftwerksanlage	107
5	Zusammenfassung	109
	Literaturverzeichnis	112
	Abbildungsverzeichnis	114
	Tabellenverzeichnis	117
	Anhang	i

Abkürzungsverzeichnis, Formelzeichen und Indizes

▪ *Verwendete Abkürzungen*

Abkürzung	Erklärung
ARA	Abwasserreinigungsanlage
BBA, BBB	Bezeichnung der Anspeisungsschienen
BP	Betriebspunkt
DeNO _x	Denitrifikationsanlage (Entstickungsanlage)
DEV	Dampfeinführungsvorrichtung
EAC, EAF,..	KKS Bezeichnung (Kraftwerk-Kennzeichensystem)
FHKW	Fernheizkraftwerk
GUD	Gas- und Dampfkraftwerk
HD	Hochdruck
KALVO	Kaltluftvorwärmer
KRA	Kondensatreinigungsanlage
L1, L2, L3	elektrische Phase
LUVO	Luftvorwärmer
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
NPSH	Net Positiv Suction Head (Haltedruckhöhe)
ÖZE	Österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft
REA	Rauchgasentschwefelungsanlage
SCR	Selective Catalytic Reduction
TAL	Turbinenanfahrleitung

\dot{E}	J/s	Energiestrom
E	$€/Jahr ; J$	Erlös bzw. Energie
$E\ddot{U}$	$€/Jahr$	Einnahmeüberschüsse
G	$€/Jahr$	Gewinn
H_A	m	Förderhöhe
H_U	kJ/kg	Heizwert
H_O	kJ/kg	Brennwert
I	A	Stromstärke
I_A	$€$	Anfangsinvestitionsausgaben
I_F	$€$	Folgeinvestitionsausgaben
K	$€$	Kosten
K_m	$€$	mittleres gebundenes Kapital
L	$€ ; kg/s$	Liquiditätserlös bzw. Luftmenge
L_{min}	kg/s	minimaler Luftbedarf
M	$kg/kmol ; Nm$	Molare Masse bzw. Drehmoment
M_N	$Nm^3/kmol$	Molvolumen
ND	$Jahre$	Nutzungsdauer
P	W	Leistung
P_Q	W	Förderleistung
P_W	W	Leistung an der Welle
P_δ	W	Luftspaltleistung
Q	$m^3/s ; var$	Förderstrom bzw. Blindleistung
\dot{Q}	J/s	Wärmeleistung
R	$J/kg ; -$	spezifische Gaskonstante bzw. Rentabilität
S	VA	Scheinleistung

T	K	Temperatur
T_A	<i>Jahre</i>	Amortisationsdauer
U	V	Spannung
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
W	Wh	Arbeit
Y	J/kg	spezifische Förderarbeit
Z_k	$€/Jahr$	kalkulatorische Zinsen

- **Griechische Formelzeichen**

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
η	–	Wirkungsgrad
λ	–	Luftverhältnis bzw. Rohrreibungsbeiwert
ρ	kg/m^3	Dichte
ζ	–	Widerstandsbeiwert
$\cos \varphi$	–	Leistungsfaktor
ω	$1/s$	Winkelgeschwindigkeit

- **Indizes**

Index	Erklärung
0 ... 6	Nummerierung für Zustandspunkte
<i>ab ; zu</i>	abgeführt bzw. zugeführt
<i>a ; e</i>	Austritt bzw. Eintritt oder Anfangszustand bzw. Endzustand
<i>diff</i>	Differenz
<i>dyn</i>	dynamisch

<i>el</i>	elektrisch
<i>eff</i>	effektiv
<i>i</i>	i-ter Wert
<i>hyd</i>	hydraulisch
<i>kin</i>	kinetisch
<i>m</i>	mittel
<i>min ; max</i>	mindestens; maximal
<i>mess</i>	gemessener Wert
<i>p</i>	Druck
<i>pot</i>	potentiell
<i>stat</i>	statisch
<i>t</i>	total
<i>th</i>	thermodynamisch
<i>theo</i>	theoretisch
<i>vol</i>	volumetrisch
<i>Antrieb</i>	alle im Antriebsstrang enthaltenen Komponenten
<i>BS</i>	Brennstoff
<i>DM</i>	Drehstrommotor
<i>FW</i>	Feuerungswärme
<i>FL</i>	Frischluf
<i>GM</i>	Gleichstrommaschine
<i>L</i>	Luft
<i>LÜ</i>	Luftüberschuss
<i>N</i>	Normzustand
<i>P</i>	Pumpe

<i>RG</i>	Rauchgas
<i>T</i>	Turbine
<i>V</i>	Verlust
<i>VD</i>	Verdampfer
<i>V/P</i>	Ventilator bzw. Pumpe
<i>ZÜ</i>	Zwischenüberhitzer

1 Einleitung

Das steinkohlegefeuerte FHKW Mellach befindet sich im Süden der Stadt Graz auf der östlichen Seite der Mur. Als Teil der Werksgruppe Mellach/Werndorf wird es von VERBUND Thermal Power betrieben und liefert seit seiner Inbetriebnahme im Jahr 1986 Strom für die Steiermark und Fernwärme für die Stadt Graz und deren Umgebung. Neben dem am Standort ebenfalls vorhandenen Wasserkraftwerk und dem auf Bereitschaft gestellten schweröl- bzw. gasgefeuerten Kraftwerk Neudorf/ Werndorf wurde im Jahr 2011 auch ein neues Gas- und Dampfkraftwerk in Betrieb genommen. Der Strom wird über die 100 kV-Leitung in das Netz, die Nutzwärme über das Fernwärmenetz der Stadt Graz eingespeist.

Im Gegensatz zum reinen Kondensationsbetrieb wird bei der Kraft-Wärme Kopplung gleichzeitig mechanische Energie, welche unmittelbar in elektrischen Strom umgewandelt wird und nutzbare Wärme für Heizzwecke im Kraftwerk gewonnen. Anstatt den energiereichen Dampf vollständig in der Turbine zu nutzen, wird ein Teil der Energie in einem Wärmeübertrager an das Fernwärmenetz abgegeben. Damit wird zwar an der Turbinenwelle weniger Arbeit verrichtet und die Stromproduktion sinkt, der Nutzungsgrad der Anlage jedoch steigt aufgrund der besseren Ausnutzung des Brennstoffes.

Der ständig schwankende Strom- bzw. Wärmebedarf erfordert eine laufende Anpassung der Betriebsverhältnisse durch den Anlagenbetreiber. Zum einen durch die Vorgaben des Fernwärme Netzbetreibers und zum anderen durch die Stromerzeugung im Kraftwerk, welche vom Verkaufspreis des elektrischen Stromes am Markt abhängig gemacht wird. Um auf diese teilweise kurzfristig wechselnden Bedingungen reagieren zu können, ist eine genaue Reproduzierbarkeit der Betriebszustände notwendig. Daher wurde im Rahmen einer Diplomarbeit aus dem Jahr 2010 (*Zagler, 2010*) eine Kreislaufberechnung des Wasser-Dampf Kreislaufes des FHKW Mellach mit dem Simulationsprogramm *GatecycleTM* durchgeführt. Mit diesem ist es möglich, die Änderung der Prozesszustände mit einer sehr hohen Genauigkeit vorauszusagen. Die benötigten Daten für unterschiedliche Betriebszustände wurden aus diesem Simulationsmodell auch für Berechnungen in dieser Arbeit herangezogen.

Motivation

Im Jahr 2008 versetzte die globale Wirtschaftskrise die Energiemärkte der ganzen Welt in Aufruhr. Die wirtschaftliche Lage hat sich jedoch schneller als viele Experten zu hoffen wagten wieder erholt. Trotzdem bleibt die voraussichtliche Entwicklung ungewiss. Die steigenden Staatsdefizite sowie die Möglichkeit eines erneuten Abrutschens in die Rezession machen es schwierig, zuverlässige Prognosen für die Energiewirtschaft abzugeben. Allerdings wird laut allen aktuellen Szenarien des WEO 2010 (*International Energy Agency, 2010*), mit Bezug auf die neuen energiepolitischen Rahmenbedingungen, der Stromverbrauch bis zum Jahr 2035 jährlich um 2,2 % zunehmen. Dadurch dürfte die globale Nachfrage nach Strom schneller steigen als jene nach den übrigen Formen der Endenergie. Der Großteil dieses Anstieges wird jedoch auf Länder fallen, welche nicht Mitglieder der OECD sind. Weltweit betrachtet wird Kohle auch in den nächsten 20 Jahren noch der wichtigste Primärenergieträger für die Stromerzeugung sein, auch wenn ihr Anteil etwas zurückgeht. Die Entwicklung in Europa und speziell in Österreich hängt natürlich auch von den internationalen Klimaschutzvereinbarungen ab. Der Ausbau und die Förderung CO₂- armer Technologien erschweren hierbei die Wettbewerbsfähigkeit jener Kraftwerksanlagen, welche mit fossilen Brennstoffen elektrische Energie erzeugen. Einen weiteren

Nachteil gegenüber den erneuerbaren Energieformen stellen die in der EU im Jahr 2005 eingeführten CO₂-Zertifikate dar.

Den größten Beitrag zur Emissionssenkung kann dabei durch die Steigerung der Effizienz erreicht werden. Investitionen zur Erhöhung der Energieeffizienz im industriellen Bereich amortisieren sich im Allgemeinen schon nach kurzer Zeit. Die Einsparungen der Brennstoffkosten, welche durch Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz während der Lebensdauer erzielt werden, sind höher als die dafür aufgewendeten Investitionskosten. Das bedeutet zugleich, dass der Gesamtwirkungsgrad der Anlage gesteigert wird und somit bei gleichem Brennstoffeinsatz eine größere Menge an Endenergie zum Verkauf am Markt zur Verfügung steht. (*International Energy Agency, 2009*)

Bei einer Reduktion des elektrischen Eigenbedarfes des FHKW Mellach um 5 % steigt der Gesamtwirkungsgrad der Kraftwerksanlage um 0,2 % an. Dadurch kann eine zusätzliche elektrische Leistung von in etwa 1 MW am Strommarkt veräußert werden. Das Kraftwerk ist bereits vor über 25 Jahren in Betrieb genommen worden. Aufgrund neuer Entwicklungen im technischen Bereich kann durchaus von möglichen Einsparpotenzialen ausgegangen werden. Allerdings wurde in der Konzeption der Anlage mehr als für damalige Verhältnisse üblich in die Effizienz investiert. Alle größeren elektrischen Verbraucher, welche geregelt werden müssen, sind mit der sehr energiesparenden Variante der Drehzahlregelung ausgestattet worden.

Ziel dieser Arbeit – Aufgabenstellung

In der gesamten Anlage des FHKW Mellach wird für die verschiedensten Aufgaben elektrische Energie benötigt. Diese wird im Kraftwerk selbst erzeugt bzw. in der Turbine und anschließend im Generator umgewandelt. Hauptsächlich dient sie für den Antrieb von Pumpen und Gebläse bzw. Ventilatoren. In dieser Arbeit soll dargestellt werden, welche Energiemenge für welchen Abschnitt oder Bereich im Kraftwerk bzw. auch für welches Aggregat im Betrieb notwendig ist. Das Hauptaugenmerk wird dabei auf den Vollastfall bei maximaler sowie bei keiner Fernwärmeauskopplung gelegt. Aber auch der Teillastbetrieb, der für einen Bereich von 60 % bis 100 % Kessellast untersucht wurde, wird berücksichtigt.

Ein weiterer zentraler Punkt in dieser Arbeit ist die Gegenüberstellung der Wirkungsgrade aller größeren Energieverbraucher. Zum einen wird der theoretische Wirkungsgrad, welcher sich aus den Datenblättern errechnen lässt, mit dem effektiven verglichen. Der effektive Wirkungsgrad entspricht dem tatsächlichen der auf Basis der ermittelten Messwerte berechnet wird. Zum anderen wird die Energieeinsparung, welche sich bei einem Austausch einer Anlagenkomponente wie z. B. einer neuen Pumpe mit besserem Wirkungsgrad ergibt, dargestellt. Hierbei ist auch zu betrachten, welche Einsparung bei einer Umstellung der Regelungsvariante erreicht werden kann. Vor allem die in der Anlage am häufigsten eingesetzte Drosselregelung wird dazu der sehr energiesparenden Variante der Drehzahlregelung gegenübergestellt. Sind Optimierungspotenziale in den einzelnen Systemen zu finden, so werden diese vom wirtschaftlichen Standpunkt aus betrachtet und der daraus resultierende Nutzen für den Betreiber quantitativ beschrieben.

Die erarbeiteten Ergebnisse sind zum Teil tabellarisch und auch grafisch dargestellt. Die gewonnenen Erkenntnisse werden in der Schlussfolgerung diskutiert.

Vorgehensweise

Zu Beginn der Diplomarbeit ist unter zu Hilfenahme der betrieblichen Dokumentation eine Liste der elektrischen Verbraucher im Kraftwerk erstellt worden. Da jedoch nicht alle Aggregate in der Dokumentation enthalten sind, wurden die fehlenden im Rahmen von Kraftwerksbesichtigungen ergänzt. Diese Verbraucher sind alle samt Motoren, welche zum Antrieb eines Aggregates, wie z. B. einer Pumpe oder eines Ventilators, dienen. Der Energiebedarf der in der Kraftwerksverwaltung (Büroräume) und in der Instandhaltung (Werkstatt) erforderlich ist, wird nicht genau betrachtet sondern nur abgeschätzt. Das Augenmerk wird auf jene Teile gelegt, die für den Prozessablauf notwendig sind.

In den einzelnen Bereichen der Anlage befinden sich Aggregate, welche während des Betriebes mit einer konstanten Leistung betrieben werden. Andere wiederum werden abhängig von der Kraftwerksleistung und/oder der Fernwärmeerzeugung geregelt und weisen einen unterschiedlichen Leistungsbedarf auf. Zudem kommen Verbraucher vor, welche während des Kraftwerkbetriebs nicht in Betrieb sind oder nur intermittierend arbeiten. Für die Leistungsdarstellung werden allerdings nur jene Antriebe berücksichtigt, die für einen funktionierenden Prozessablauf dauernd in Betrieb sein müssen. Eine Ausnahme ist die Brennstoffzufuhr, worauf später noch eingegangen wird.

Um den tatsächlichen Leistungsbedarf ermitteln zu können ist es notwendig, den gesamten Prozessablauf zu verstehen und festzustellen, welcher Antrieb während des Betriebes aktiv ist und welcher nicht. Da bei einer Änderung der Kessellast oder der Fernwärmeauskopplung auch bestimmte Prozesszustände wie beispielsweise Frischdampf- oder Rauchgasmenge angepasst werden müssen, ist es erforderlich die Betriebsweise bzw. die Regelung in Abhängigkeit der Kessellast und Fernwärmeerzeugung für die Leistungsdarstellung zu kennen. So wird z. B. beim Unterschreiten einer bestimmten Fördermenge eine von mehreren Pumpen abgeschaltet. Dadurch reduziert sich der Leistungsbedarf der Anlage. Diese Umstände wurden zum einen durch eine ausführliche Studie der Betriebsanleitung in die Berechnung miteinbezogen. Zum anderen ist in Gesprächen mit Mitarbeitern die tatsächliche Betriebsweise, welche teilweise vom Ausgangszustand in der Dokumentation abweicht, eruiert worden.

Für die ermittelten Antriebe wird anschließend mit der lastabhängigen Stromaufnahme der tatsächliche Leistungsbedarf berechnet. Motoren mit einer Nennlast von kleiner als 2 kW werden nicht berücksichtigt. Eine Liste dieser elektrischen Verbraucher befindet sich im Anhang (Verbraucherliste). Darin sind alle betrachteten Motoren mit ihren Nenndaten und der gemessenen Stromaufnahme für den Vollastfall (100 % Kessellast und 230 MW Ferwärmeleistung) aufgelistet. Weiters sind auch Antriebe darin enthalten, welche für den Prozessablauf notwendig aber nicht ständig in Betrieb sind.

Für die größeren Verbraucher der Anlage wurde ein Wirkungsgradvergleich durchgeführt. Der theoretische Wirkungsgrad wird dem effektiven (tatsächlichen) gegenübergestellt und die daraus resultierende Leistungsdifferenz abgebildet.

Besteht für die betrachteten Aggregate durch Änderung der Regelungsvariante eine Möglichkeit zur Energieeinsparung, so werden diese einer wirtschaftlichen Überprüfung auf Basis einer Investitionsrechnung unterzogen.

2 Theorie

In diesem Kapitel werden die technischen Grundlagen aus den Lehrbüchern erörtert, welche nötig sind, um die komplexen Vorgänge innerhalb eines Kraftwerks beschreiben und verstehen zu können. Dabei werden zunächst die Themengebiete der Thermodynamik und anschließend der Verbrennung erläutert, bevor die Funktionsweise von Ventilatoren und Pumpen dargestellt wird. Abschließend wird etwas näher auf die Elektrotechnik, im speziellen auf den Drehstrom, sowie auf die Wirtschaftlichkeit bei einer Investition eingegangen. Ziel ist es, die Grundlagen aus der Theorie, welche in den weiteren Betrachtungen der Arbeit zwingend erforderlich sind, anzuführen und ein grundsätzliches Verständnis für die Thematik zu schaffen. Alle in diesem Kapitel dargestellten Gleichungen sind für die durchgeführten Berechnungen erforderlich und wurden in dieser Form auch verwendet.

2.1 Grundlagen Thermodynamik

Der Prozess eines thermischen Kraftwerks zur Stromerzeugung gleicht einem Kreisprozess, bei dem die Expansion eines Arbeitsmittels zur Energiegewinnung genutzt wird. Dabei wird dem Arbeitsmittel thermische Energie zugeführt und ein Teil dieser Energie in mechanische Energie umgewandelt. Die Energiemenge die nicht mechanisch genutzt werden kann, muss als Wärme abgeführt werden um das Medium wieder auf den Anfangszustand zu bringen. Dabei ergibt sich, wie in Abbildung 2.1 ersichtlich, die spezifische Arbeit a als Differenz zwischen zu- und abgeführter Wärme (Strauß, 2009).

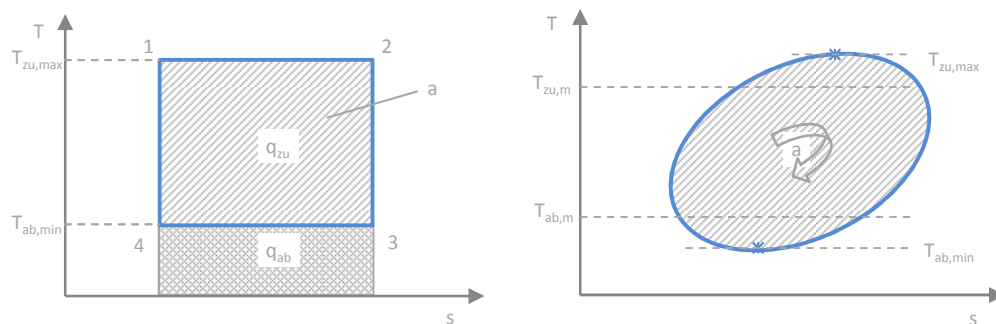


Abbildung 2.1: Ts-Diagramm des Carnot-Prozesses

$$a = q_{zu} - q_{ab} \quad [J/kg] \quad 2.1$$

Für die Beurteilung der Effizienz eines Kreisprozesses wird der Wirkungsgrad herangezogen, welcher allgemeinen aus dem Verhältnis von Nutzen zu Aufwand berechnet wird. Beim thermodynamischen Wirkungsgrad ist dabei der Nutzen die gewonnene Arbeit, und der Aufwand die zugeführte Wärme.

$$\eta_{th} = \frac{a}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - q_{ab}}{q_{zu}} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad [-] \quad 2.2$$

Durch weitere Herleitungen ergibt sich mit Verweis auf die Literatur (Baehr & Kabelac, 2006) für den thermodynamischen Wirkungsgrad eines rechtsdrehenden, reversiblen Kreisprozesses, wie in Abbildung 2.1 im Ts-Diagramm eingezeichnet, ferner:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{ab,m}}{T_{zu,m}} \quad [-] \quad 2.3$$

Der Wirkungsgrad ist umso besser, je größer T_{zu} bzw. je kleiner T_{ab} ist. Daher versucht man bei Kreisprozessen zur Umwandlung von Wärme in mechanische Arbeit, die Wärme bei einem möglichst hohen Temperaturniveau zuzuführen und bei möglichst tiefem Temperaturniveau abzuführen.

Der Dampfkraftprozess – Clausius-Rankine Prozess

Als Vergleichsprozess für Dampfkraftanlagen wird der in Abbildung 2.2 dargestellte ideale Dampfkraftprozess oder reversible Clausius-Rankine Prozess herangezogen. Auch in der Grafik enthalten sind die für den Prozessablauf notwendigen Elemente. Dabei wird von folgenden Zustandsänderungen des Arbeitsmittels ausgegangen:

- isentrope Verdichtung durch die Pumpe
- isobare Wärmezufuhr im Verdampfer
- isentrope Expansion in der Turbine
- isobare Wärmeabfuhr im Kondensator

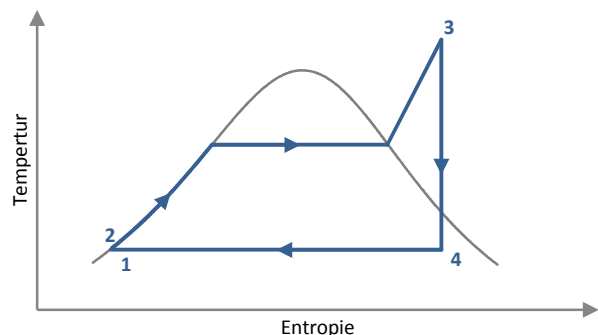
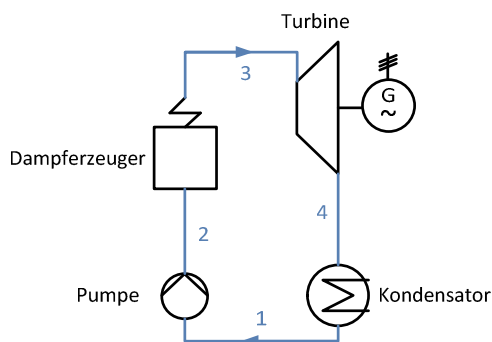


Abbildung 2.2: Komponenten einer Dampfkraftanlage und Clausius-Rankine Prozess im Ts-Diagramm

Für die Berechnung des thermodynamischen Wirkungsgrades muss hierbei auch die Arbeit, welche von der Speisewasserpumpe verrichtet wird, berücksichtigt werden. Der Wirkungsgrad ist demnach:

$$\eta_{th} = \frac{a_T - a_P}{q_{zu}} \quad [-] \quad 2.4$$

Durch Beachtung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für den stationären Fließprozess können die Wärmen und Arbeiten aus der Enthalpiedifferenz zwischen den jeweiligen Zustandsänderungen berechnet werden. Damit kann der Wirkungsgrad dargestellt werden als:

$$\eta_{th} = \frac{a_T - a_P}{q_{zu}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad [-] \quad 2.5$$

Der stationäre Fließprozess

Der 1. Hauptsatz der Thermodynamik kann als ein quantitativer Ausdruck der Energiebilanzgleichung folgend aufgestellt werden:

$$\dot{Q} + P = \dot{E}_2 - \dot{E}_1 \quad 2.6$$

Dieser gilt für einen im geschlossenen System ablaufenden Prozess. Da in technischen Anwendungen häufig Apparate eingesetzt werden die von einem zeitlich stationären Stoffstrom durchflossen werden, wird die Gleichung mit der Bedingung eines konstanten Massenstromes umgeformt. Das bedeutet, der einströmende Massenstrom ist gleich der ausströmende. Daraus ergibt sich, mit Bezug auf die Literatur (Baehr & Kabelac, 2006), der 1. Hauptsatz für den stationären Fließprozess.

$$\dot{Q} + P = \sum_a \dot{m}_a \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) - \sum_e \dot{m}_e \cdot \left(h + \frac{v^2}{2} + g \cdot z \right) \quad 2.7$$

Wird in einem offenen System keine technische Arbeit verrichtet, kann die spezifische Wärme unter Vernachlässigung von kinetischer und potenzieller Energie nur aus der Enthalpiedifferenz zwischen Anfangs- und Endzustand berechnet werden. Für einen Wärmetauscher, wie er in Abbildung 2.3 dargestellt ist, ergibt sich somit folgende Wärmebilanz in einem geschlossenen System:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \rightarrow \dot{m}_1 \cdot (h_1'' - h_1') = \dot{m}_2 \cdot (h_2'' - h_2') \quad 2.8$$

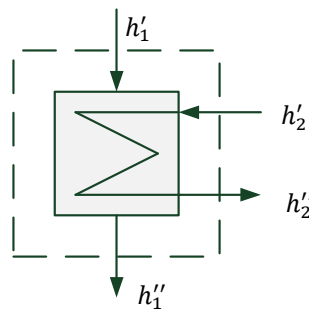


Abbildung 2.3: Bilanzgleichungen am Wärmetauscher

Mit der spezifischen Wärmekapazität c_p ist es möglich, die Enthalpie bei isobarer Zustandsänderung auch in Abhängigkeit von der Temperatur zu berechnen. Da sie jedoch keine Zustandsgröße ist, kann die spezifische Wärmekapazität erst bei einer festgelegten Zustandsänderung verwendet werden (Eichelseder & Pischinger, 2005).

$$dh = c_p \cdot dT \quad [J/kg] \quad 2.9$$

Nach der Erläuterung der thermodynamischen Grundlagen, ist der nächste Schritt die Darstellung der Vorgänge bei der Verbrennung innerhalb eines Kraftwerks im nächsten Kapitel.

2.2 Verbrennung

Bei thermischen Kraftwerken spielt die Verbrennung eine wesentliche Rolle. Darunter versteht man eine Redoxreaktion zwischen dem brennbaren Bestandteil des Brennstoffes mit Sauerstoff. Die bei dieser Reaktion freigesetzte Wärme wird an das entstehende Rauchgas abgeführt.

Kohlenstoff und Wasserstoff zählen zu den wichtigsten brennbaren Bestandteilen der zur Verfügung stehenden Brennstoffe. Der ebenso im Brennstoff enthaltene Schwefel ist zwar genauso brennbar, allerdings kommt er nur in sehr geringen Mengen vor.

2.2.1 Brennstoff - Kohle

Kohle ist ein fossiler Brennstoff, der durch die Umwandlung urweltlicher pflanzlicher und tierischer Organismen entstanden ist. Stein- und Braunkohle sind dabei die wichtigsten Arten für den Kraftwerksbetrieb. Im Vergleich zur älteren Steinkohle enthält die Braunkohle mehr flüchtige Bestandteile und wegen ihrer Porosität auch mehr Wasser. Diese in der Natur vorkommenden Brennstoffe enthalten neben den Kohlenwasserstoffen auch noch andere brennbare Elemente. So z. B. Wasserstoff und Schwefel, aber auch inerte Bestandteile wie Stickstoff und Wasser, sowie für die Aschebildung verantwortliche Metallverbindungen (*Strauß, 2009*).

Ein Brennstoff wird hinsichtlich seiner Verwendung in thermischen Kraftwerken durch seine bei der Verbrennung frei werdende Wärmemenge bewertet. Das heißt nach seinem Brenn- bzw. Heizwert (*Effenberger, 2000*).

Brennwert - Heizwert

Der Brennwert H_o ist diejenige Wärmemenge, welche bei vollständiger und vollkommener Verbrennung von 1 kg eines Brennstoffes mit chemisch nicht gebundenem Sauerstoff frei wird, wenn die Reaktionsprodukte auf die Bezugstemperatur (DIN 51 900: 25 °C) abgekühlt werden und das im Brennstoff enthaltene und bei der Verbrennung gebildete Wasser in flüssigem Zustand vorliegt.

Der Heizwert H_U unterscheidet sich vom Brennwert dadurch, dass das Wasser nach der Verbrennung in dampfförmigem Zustand vorliegt. Er ist also um die Verdampfungswärme des ursprünglich vorhandenen und bei der Verbrennung gebildeten Wassers geringer.

Für die Bestimmung des Brenn- bzw. Heizwertes gibt es genaue Vorschriften, die in der DIN 51 900 („Bestimmung des Brennwertes mit dem Bombenkalorimeter und Berechnung des Heizwertes“) festgelegt sind. Dabei wird der Brennwert durch Verbrennung einer lufttrockenen Kohleprobe mit Sauerstoff im Kalorimeter ermittelt. Experimentell kann damit jedoch nur der Brennwert H_o bestimmt werden, da das Wasser bei 25 °C Bezugstemperatur und den bei der Messung vorhandenen Drücken nur in flüssiger Form vorliegt. Der Heizwert H_U lässt sich dann mit Formel 2.10 errechnen.

$$H_U = H_o - \frac{9h + w}{100} \cdot r \quad [kJ/kg] \quad 2.10$$

r Verdampfungswärme des Wassers bei 25 °C, $r = 2.441$ kJ/kg

h, w elementarer Massenanteil Wasserstoff und Wasser (roh) in kg/kg_{BS}

Sind die einzelnen Komponenten eines Brennstoffes aus einer Elementaranalyse bekannt, lässt sich damit auch der Heizwert näherungsweise errechnen. Dazu gibt es in der Literatur eine Reihe von Gleichungen, wobei jene von BOIE für größere Bereiche gültig ist.

$$H_U = 34.000 \cdot c + 93.800 \cdot h + 10.460 \cdot s + 6.280 \cdot n - 10.800 \cdot o - 2.450 \cdot w \quad [kJ/kg] \quad 2.11$$

Bei aschehaltigen Brennstoffen ergibt sich dabei jedoch ein gewisser Fehler ($< 2\%$) aufgrund der chemischen Umwandlung der Mineralstoffanteile (Effenberger, 2000).

2.2.2 Statische Verbrennungsrechnung

Um die Frage nach der für die Verbrennung erforderlichen Luftmenge sowie die dabei entstehende Rauchgasmenge beantworten zu können, ist es notwendig eine statische Verbrennungsrechnung durchzuführen. Diese liefert:

- den Verbrennungsluftbedarf,
- den Heizwert,
- die Rauchgasmenge sowie
- die Rauchgaszusammensetzung.

Für die Verbrennungsrechnung wird eine vollständige und vollkommene Verbrennung vorausgesetzt. Das bedeutet, es wird jener Brennstoff bilanziert, der tatsächlich verbrennt und in den gasförmigen Zustand übergeht. Zusätzlich wird angenommen, dass alle brennbaren Bestandteile in ihre höchste Oxidationsstufe übergeführt werden. Dies ist in der Praxis jedoch nicht ganz der Fall. Auch bei einer ausreichenden Luftmenge für eine überstöchiometrische Verbrennung können Zonen mit Luftmangel vorhanden sein. An diesen Stellen ist die Verbrennung unvollkommen und es treten Gase wie CO , H_2 oder C_mH_n auf. Der Einfluss ist jedoch nur sehr gering und kann somit vernachlässigt werden (Effenberger, 2000).

Verbrennungsluftmenge

Für eine vollständige Verbrennung ist eine Mindestsauerstoffmenge erforderlich. Diese ergibt sich aus den Elementarreaktionen der brennbaren Bestandteile Kohlenstoff, Wasserstoff und Schwefel, vermindert um den im Brennstoff enthaltenen Sauerstoff.

Bei festen Brennstoffen wie der Steinkohle ist die Zusammensetzung in Massenanteilen gegeben (Elementaranalyse).

$$O_{2min} = \frac{c}{12} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32} \quad \left[\frac{kmol_{O_2}}{kg_{BS}} \right] \quad 2.12$$

Bei technischen Feuerungen wird der notwendige Sauerstoff in Form von Luft zugeführt. Der theoretisch minimale Luftbedarf ergibt sich dann aus:

$$L_{min} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{2min} \quad \left[\frac{kmol_L}{kg_{BS}} \right] \quad 2.13$$

Tatsächlich wird jedoch eine um den Luftüberschuss $(\lambda - 1)$ größere Luftmenge eingebracht. Das für die Verbrennung notwendige Luftverhältnis ist ein Erfahrungswert, welcher sich aus dem Betrieb der Anlage

ergibt und umso niedriger gewählt werden kann, je besser die Vermischung von Brennstoff und Luft gelingt (Strauß, 2009).

$$\lambda = \frac{\text{tatsächlich zugeführte Luftmenge}}{\text{theoretisch notwendige Luftmenge}} = \frac{L}{L_{\min}} \quad [-] \quad 2.14$$

Das Luftverhältnis λ muss für eine vollständige Verbrennung ≥ 1 sein. Optimale Verbrennungsverhältnisse bei Staubfeuerungen werden mit einem Luftverhältnis im Bereich von $\lambda = 1,20 \dots 1,30$ erreicht (Effenberger, 2000).

Rauchgasmenge und Zusammensetzung

Die Rauchgaszusammensetzung wird wie zuvor die Mindestsauerstoffmenge aus den Massenanteilen berechnet und setzt sich aus folgenden Bestandteilen zusammen:

$$\begin{array}{ll} \text{Kohlenstoffdioxid} & n_{\text{CO}_2} = \frac{c}{12} \quad \left[\frac{\text{kmol}_{\text{CO}_2}}{\text{kg}_{\text{BS}}} \right] \quad 2.15 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Wasser / Wasserdampf} & n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{h}{2} + \frac{w}{18} \quad \left[\frac{\text{kmol}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\text{BS}}} \right] \quad 2.16 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Stickstoff} & n_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\min} + \frac{n}{28} \quad \left[\frac{\text{kmol}_{\text{N}_2}}{\text{kg}_{\text{BS}}} \right] \quad 2.17 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Schwefeldioxid} & n_{\text{SO}_2} = \frac{s}{32} \quad \left[\frac{\text{kmol}_{\text{SO}_2}}{\text{kg}_{\text{BS}}} \right] \quad 2.18 \end{array}$$

$$\begin{array}{ll} \text{Sauerstoff} & n_{\text{O}_2} = (\lambda - 1) \cdot L_{\min} \cdot 0,21 \quad \left[\frac{\text{kmol}_{\text{O}_2}}{\text{kg}_{\text{BS}}} \right] \quad 2.19 \end{array}$$

Der Rauchgasvolumenstrom auf den Normzustand bezogen ergibt sich schlussendlich aus der Summe dieser Bestandteile, multipliziert mit dem Molvolumen M_N bei Normzustand (0 °C und 1,013 bar) und dem Brennstoffmassenstrom \dot{m}_{BS} .

$$\dot{V}_{\text{RG}} = \sum (n_i \cdot M_N) \cdot \dot{m}_{\text{BS}} \quad \left[\frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \right] \quad M_N = 22,4 \text{ Nm}^3/\text{kmol} \quad 2.20$$

Je nachdem ob der Wasseranteil berücksichtigt wurde, kann er als trocken oder feucht angegeben werden.

Stoffwerte des Rauchgases

Für die im nächsten Kapitel folgende Berechnung der Ventilatoren ist die Kenntnis der Stoffwerte des zu fördernden Gases notwendig.

1. Dichte

Mithilfe der thermischen Zustandsgleichung für ideale Gase (Gleichung 2.21) können die unterschiedlichen Dichten der Rauchgasbestandteile für den Normzustand ermittelt werden, wobei diese der Kehrwert aus dem spezifischen Volumen v_i sind. Die spezifische Gaskonstante R_i wird aus der

allgemeinen Gaskonstante ($R_m = 8,314 \text{ J/molK}$) und den spezifischen molaren Massen M_i der Komponenten berechnet.

$$p_0 \cdot v_i = R_i \cdot T_0 \quad 2.21$$

Anschließend kann die Rauchgasdichte aus den Mengenanteilen der einzelnen Komponenten mit deren spezifischen Dichten gebildet werden.

$$\rho_{RG} = \sum n_i \cdot \rho_i \quad [\text{kg/m}^3] \quad 2.22$$

2. Spezifische Wärmekapazität

Auch die spezifische Wärmekapazität kann nach der Mischungsregel, nach derselben Vorgehensweise wie zuvor bei der Berechnung der Dichte, aus den einzelnen Rauchgasbestandteilen ermittelt werden.

$$c_{P_{RG}} = \sum n_i \cdot c_{P_i} \quad [\text{J/kgK}] \quad 2.23$$

Die mittleren molaren Wärmekapazitäten der Gase werden aus einem Tabellenwerk für bestimmte Temperaturen und Drücke entnommen (*Perry, 1997*).

Anhand der in diesem Abschnitt betrachteten Gleichungen wurden in weiterer Folge die Rauchgasberechnungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten durchgeführt wobei der Rauchgasmassenstrom bzw. Rauchgasvolumenstrom zur Berechnung der einzelnen Ventilatoren von besonderer Bedeutung ist.

2.3 Ventilatoren & Pumpen

Ventilatoren und Pumpen sind jene beiden Komponenten, welche im Wesentlichen die größten elektrischen Energieverbraucher in einem thermischen Kraftwerk darstellen. Dieser Umstand macht sie in dieser durchgeführten Diplomarbeit zu sehr wichtigen Elementen, weshalb sie in diesem Kapitel ausführlich besprochen werden.

2.3.1 Ventilatoren

Ein Ventilator oder auch Gebläse, in der Technik wird der Begriff Gebläse jedoch nicht mehr verwendet (*Wagner, 1997*), ist eine Strömungsmaschine, die zur Förderung von gasförmigen Stoffen bei relativ geringer Druckerhöhung dient. Zur Bewerkstelligung dieser Förderung wird dem Ventilator von außen über eine angetriebene Maschinenwelle mechanische Energie zugeführt und vom Laufrad an das Fördermedium weitergegeben. Die Energie- bzw. Druckerhöhung ist erforderlich, um die Strömung aufrechtzuerhalten und den Druckabfall in der angeschlossenen Anlage auszugleichen (*Eck, 1991*).

Eine Abgrenzung der Ventilatoren zu Verdichtern erfolgt zum einen durch ihre Druckerhöhung, welche bei ungefähr $\frac{p_2}{p_1} \leq 1,3$ liegt und zum anderen durch die Größe der dem Fördermedium pro Masseneinheit übertragenen Arbeit ($Y \leq 25.000 \text{ J/kg}$) (*Wagner, 1997*).

Zur Klassifizierung der Ventilatoren wird vor allem die Bauart herangezogen. Diese bietet sich durch die Art der Strömungsführung im Laufrad an. Hierbei unterscheidet man zwischen den Axial- und den Radialventilatoren (Abbildung 2.4).



Abbildung 2.4: Laufrad eines Axial- und Radialventilators

Bei den in der Kraftwerksanlage verwendeten Radialventilatoren tritt das Fördermedium axial in das Laufrad ein, wird von den Schaufeln erfasst, umgelenkt und verlässt es annähernd parallel zu einer auf der Achse senkrecht stehenden Ebene (*Bommes & Kramer, 1990*).

2.3.2 Kreiselumpen

Prinzipiell unterscheiden sich Pumpen von Ventilatoren und Verdichtern durch das zu fördernde Medium. Im Gegensatz zu diesen, sind das bei Pumpen Flüssigkeiten statt Gase. Eine Einteilung der Kreiselumpen ergibt sich aus den Auslegungsdaten (Förderstrom, Förderhöhe, Drehzahl und NPSH-Wert) sowie den Eigenschaften der zu fördernden Flüssigkeit und den technischen Anforderungen am Einsatzort. Daraus hat sich eine Vielzahl an unterschiedlichen Bauarten entwickelt. Die bedeutendsten Merkmale der Grundbauarten sind (*Wagner, 1994*):

- Stufenzahl: einstufig – mehrstufig
- Wellenlage: horizontal – vertikal
- Gehäuse: radial – axial
- Zahl der Laufradströme: einströmig - zweiströmig

2.3.3 Allgemeines

Die im Weiteren angegebenen theoretischen Betrachtungen beruhen auf den Grundlagen der Strömungslehre und gelten prinzipiell für Ventilatoren gleichermaßen wie für Pumpen. Aus diesem Grund ist in diesem Kapitel nicht einzeln auf Ventilatoren und Pumpen eingegangen worden, sondern es wurden beide zusammen erläutert.

Förderstrom, Förderhöhe und Drucksteigerung

Der Förderstrom Q ist der durch den Pumpendruckstutzen nutzbar gelieferte Volumenstrom bezogen auf eine Zeiteinheit. In manchen Fällen wird anstelle des Förderstromes der Massenstrom verwendet wobei ein direkter Zusammenhang über die Dichte besteht.

Die Förderhöhe H ist die von der Pumpe auf das Fördermedium übertragene nutzbare mechanische Arbeit bezogen auf die Gewichtskraft der zu fördernden Flüssigkeit. Sie ist unabhängig von der Dichte

des Fördermediums. Das bedeutet, eine Kreiselpumpe fördert verschiedene Flüssigkeiten unabhängig von ihrer Dichte immer auf dieselbe Förderhöhe (KSB, 2005).

Bezieht man die Arbeit auf die Volumeneinheit ergibt sich die Drucksteigerung Δp . Diese wird für Datenangaben bei Ventilatoren verwendet.

NPSH-Wert

NPSH steht für *Net Positiv Suction Head* und ist mit der Haltedruckhöhe gleichzusetzen. Sie ist die Differenz zwischen dem Zulaufdruck und dem niedrigsten Druckniveau in der Pumpe. Bei einem zu geringen Zulaufdruck sinkt der Druck in der Pumpe unter den Dampfdruck der Flüssigkeit, sodass im Inneren der Pumpe die Möglichkeit der Kavitation besteht, was wiederum bis zum Ausfall der Pumpe führen kann. Der erforderliche NPSH-Wert ist den Herstellerunterlagen zu entnehmen und gibt den Mindestzulaufdruck an, der am Saugstutzen bei vorgegebenem Förderstrom anliegen muss, damit keine Kavitationsgefahr besteht (Wagner, 1994).

Spezifische Drehzahl

Die spezifische Drehzahl ist eine Vergleichszahl, welche aus den Ähnlichkeitsgesetzen abgeleitet werden kann. Abhängig von den Betriebsdaten lassen sich nicht nur bestimmte Bauformen zuordnen, es ist auch möglich, die Form der zugehörigen Pumpenkennlinie zu klassifizieren.

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q_{opt}}}{H_{opt}^{3/4}} \quad [-] \quad 2.24$$

Sie ist die gedachte Drehzahl eines ähnlich veränderten Laufrades mit einem Förderstrom von $1 \text{ m}^3/\text{s}$ und einer Förderhöhe von 1 m im Punkt des besten Wirkungsgrades (KSB, 2005).

Leistungsbedarf

Um den Energieaufwand einer Pumpe darzustellen, bedient man sich der aus der Strömungslehre bekannten Bernoulli'schen Gleichung. Diese ergibt sich durch Addition der einzelnen Energieformen, der kinetischen Energie E_{kin} , der potentiellen Energie E_{pot} und der Druckenergie E_p aus dem Energieerhaltungssatz. Er besagt, dass bei reibungsfreier Strömung die Summe der Energien an jeder Stelle im System die gleiche ist (Wagner, 1994).

$$E_{kin} + E_{pot} + E_p = const. \quad 2.25$$

Bezogen auf die Einheit der Masse $[kg]$ und angewendet auf die beiden Stellen unmittelbar vor bzw. nach dem Ventilator ist der Stoffstrom um die spezifische Förderarbeit $Y [J/kg]$ energiereicher geworden (Eck, 1991).

$$Y = \left(\frac{p_a}{\rho} + z_a \cdot g + \frac{v_a^2}{2} \right) - \left(\frac{p_e}{\rho} + z_e \cdot g + \frac{v_e^2}{2} \right) \quad [J/kg] \quad 2.26$$

Für die Angaben bei Pumpen ist es üblich die Energiezugabe auf die Gewichtseinheit zu beziehen, welche dann Gesamtförderhöhe H_A genannt wird.

Durch die Beziehung zwischen der spezifischen Förderarbeit Y und der Förderhöhe H_A ,

$$Y = g \cdot H_A \quad [J/kg] \quad \mathbf{2.27}$$

und Division durch die Dichte wird die Bernoulli'sche Energiegleichung als Höhengleichung dargestellt.

$$H_A = \left(\frac{p_a}{\rho \cdot g} + z_a + \frac{v_a^2}{2 \cdot g} \right) - \left(\frac{p_e}{\rho} + z_e + \frac{v_e^2}{2 \cdot g} \right) \quad [m] \quad \mathbf{2.28}$$

Wird hingegen Gleichung 2.26 mit der Dichte multipliziert, erhält man die bei Ventilatoren oft verwendete Darstellung, bezogen auf die Volumeneinheit.

$$\Delta p = \left(p_a + z_a \cdot g \cdot \rho + \frac{v_a^2 \cdot \rho}{2} \right) - \left(p_e + z_e \cdot g \cdot \rho + \frac{v_e^2 \cdot \rho}{2} \right) \quad [Pa] \quad \mathbf{2.29}$$

Wie aus den beiden Gleichungen zu erkennen ist, setzt sich der gesamte in der Strömung auftretende Druck aus einem statischen und einem dynamischen Anteil zusammen. Den Druckanteil, den ein strömendes Gas senkrecht zur Rohrwand ausübt, nennt man den statischen Druck. Dieser ist ein Maß für die potenzielle Energie des Gases. Die kinetische Energie des Förderstromes entspricht dem dynamischen Druck oder auch Staudruck genannt (*Wagner, 1994*).

Da die geodätische Höhe bei gasförmigen Stoffen auf die Berechnung keinen entscheidenden Einfluss hat, können diese Terme in der Formel vernachlässigt werden. Mit den zuvor eingeführten Vereinfachungen für den Druck lässt sich somit die Drucksteigerung als Unterschied der Gesamtdrücke zwischen Ein- und Austritt des Ventilators darstellen.

$$\Delta p = p_{t,a} - p_{t,e} \quad [Pa] \quad \mathbf{2.30}$$

Für all diese verwendeten Formeln wurde der Stoffstrom als inkompressibel betrachtet. Dadurch kann angenommen werden, dass der kinetische Druck dem dynamischen entspricht. Für gasförmige Stoffe ist das bei mäßigen Geschwindigkeiten, welche bei der betrachteten Anlage auftreten, zulässig. Auf keinen Fall darf die Kompressibilität jedoch bei größeren Drücken außer Acht gelassen werden (*Eck, 1991*).

Die Förderleistung P_Q ist die von der Pumpe auf den zu fördernden Stoffstrom übertragene, nutzbare Leistung.

$$P_Q = Q \cdot \Delta p \quad [W] \quad \mathbf{2.31}$$

$$P_Q = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_A \quad [W] \quad \mathbf{2.32}$$

Wie bei den Bernoulli Gleichungen schon beschrieben, wird für die weiteren Betrachtungen bei Ventilatoren (Saugzug- und Frischluftgebläse) die Drucksteigerung Δp und bei Pumpen die Förderhöhe H_A zur Ermittlung der Leistung herangezogen.

Wirkungsgrad

Durch die auftretenden Verluste bei Ventilatoren kommt es zu einer Minderung des Wirkungsgrades. Das wiederum bedeutet einen zusätzlichen Energiebedarf. Für die Leistungsberechnung spielen somit diese Verluste bzw. der damit eingehende Wirkungsgrad eine entscheidende Rolle. Für die Ermittlung der tatsächlich erforderlichen Wellenleistung müssen all diese Verluste in der Berechnung beachtet werden.

Das erfolgt mittels des Gesamtwirkungsgrades $\eta_{V/P}$ des Ventilators bzw. der Pumpe. Dieser setzt sich aus dem mechanischen Wirkungsgrad η_m , dem hydraulischen η_{hyd} und dem volumetrischen η_{vol} zusammen.

$$\eta_{V/P} = \eta_m \cdot \eta_{hyd} \cdot \eta_{vol} \quad [-] \quad 2.33$$

Damit lässt sich in der Folge die Leistung an der Welle berechnen, welche notwendig ist, um für eine bestimmte Menge eines Stoffstromes die geforderte Druckdifferenz zu erreichen.

$$P_W = \frac{P_Q}{\eta_{V/P}} \quad [W] \quad 2.34$$

Der hydraulische Verlust in Form von Reibung, Wirbelbildung, Richtungswechsel, usw. entsteht infolge der Strömung des Gases durch den Ventilator. Es kommt zu einer Verminderung der am Laufrad erzeugten Druckzunahme. Der hydraulische Wirkungsgrad ergibt sich aus dem Verhältnis der tatsächlich erreichten Druckzunahme zur theoretischen Druckzunahme (*Eck, 1991*).

$$\eta_{hyd} = \frac{\Delta p}{\Delta p_{theo}} = \frac{\Delta p}{\Delta p + \Delta p_V} \quad [-] \quad 2.35$$

Durch den Spalt zwischen dem Laufrad und dem Gehäuse strömt das Medium von der Druckseite wieder zurück in den Saugraum des Ventilators, wodurch es zu einem Volumenverlust kommt, welcher die Fördermenge vermindert. Daraus kann der volumetrische Wirkungsgrad aus dem Verhältnis vom tatsächlich am Ventilatoraustritt gelieferten Durchfluss zum durch das Laufrad strömenden Durchfluss bezeichnet werden (*Eck, 1991*).

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{Q_{th}} = \frac{Q}{Q + Q_V} \quad [-] \quad 2.36$$

Das Produkt aus hydraulischen und volumetrischen Wirkungsgrades wird als innerer Wirkungsgrad η_i bezeichnet.

Radreibungsverluste, die durch Reibung der glatten Deckscheiben des Laufrades auftreten, sowie die Lagerverluste die durch die Lagerreibung entstehen, werden durch den mechanischen Wirkungsgrad berücksichtigt.

Anlagenkennlinie - Rohrleitungskennlinie

Wird ein Ventilator mit einer konstanten Drehzahl betrieben, so ist der geförderte Volumenstrom von der aufzubringenden Druckdifferenz abhängig. Diese Druckdifferenz ist eine Funktion, abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit des Fördermediums im Rohrleitungssystem, in welchem der Ventilator arbeitet. Bedingt durch die Strömungsverluste wie Reibung, Geschwindigkeitsänderung, Ablösewirbel, usw. wird sie im Allgemeinen vom Volumenstrom bestimmt (*Bommes & Kramer, 1990*).

Somit ist die Anlagenkennlinie eine grafische Darstellung der Totaldruckdifferenz, die dem System aufgeprägt werden muss, um einen bestimmten Durchfluss aufrechtzuerhalten.

Grundsätzlich besteht der Druckbedarf eines Systems aus einem konstanten Anteil, dem statischen Anteil und einem durchflussabhängigen, dem dynamischen Anteil. Beim statischen Anteil werden die

durch den geodätischen Höhenunterschied hervorgerufenen Druckhöhendifferenzen sowie die Systemdrücke am Ein- bzw. Austritt der Anlage berücksichtigt.

$$p_{stat} = p_{geo} + (p_a - p_e) \quad [Pa] \quad 2.37$$

$$H_{A,stat} = H_{A,geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} \quad [m] \quad 2.38$$

Der dynamische Anteil enthält die mit wachsendem Förderstrom steigenden Druckverluste, welche in den Rohrleitungen entstehen sowie dem kinetischen Energiezuwachs im Ein- und Austrittsquerschnitt der Anlage. Dazu zählen unter anderem auch die möglicherweise eingebauten Drosselorgane für die Regelung und verschiedenste Apparate wie zum Beispiel Wärmetauscher oder Reinigungsanlagen, welche einen Druckabfall verursachen (Güllich, 2010).

$$p_{dyn} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2} \cdot \rho + \Delta p_V \quad [Pa] \quad 2.39$$

$$H_{A,dyn} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2 \cdot g} + H_{A,V} \quad [m] \quad 2.40$$

Rein theoretisch betrachtet gibt es eine Vielzahl an unterschiedlichen Möglichkeiten die, je nach dem physikalischen Charakter des Widerstandes, unterschiedliche Kurvenverläufe zeigen. Für den in der Praxis am häufigsten auftretenden Fall turbulent durchströmter Systeme, zeigt die Anlagenkennlinie einen quadratisch parabelförmigen Verlauf dessen Scheitelpunkt beim statischen Druckanteil auf der Ordinate liegt (Bommes & Kramer, 1990).

Berechnung des Druckverlustes

Der Druckverlust wird durch Wandreibung in den Rohrleitungen und durch die Widerstände der Armaturen und Formstücke, sowie sonstiger Einbauten in der Anlage verursacht. In strömungstechnischen Anlagen wird die Druckabnahme mit folgender Formel berechnet:

$$\Delta p_V = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [Pa] \quad 2.41$$

Diese beschreibt den Druckverlust, welcher in einer Komponente des kompletten Rohrleitungssystems auftritt. Zur Ermittlung der gesamten Druckabnahme müssen die einzelnen Verluste mit ihren unterschiedlichen Widerstandsbeiwerten aufsummiert werden. Dabei kann der dimensionslose Widerstandsbeiwert ζ experimentell durch Messungen des Druckverlustes bei verschiedenen Geschwindigkeiten bzw. aufgrund der gleichbleibenden Querschnittsfläche bei verschiedenen Volumenströmen ermittelt werden. Für die gebräuchlichsten Formteile stehen auch Tabellenwerke zur Verfügung. Für Rohrleitungen ist im Weiteren auch eine Berechnung möglich, wobei dazu das Verhältnis von der Länge des Rohres zu dessen Durchmesser bekannt sein muss (Bommes & Kramer, 1990).

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{d} \quad [-] \quad 2.42$$

Der darin enthaltene Rohrreibungsbeiwert λ ist ein experimentell ermittelter Wert, der aus Tabellen oder Diagrammen der Literatur zu entnehmen ist. Er ist abhängig vom Strömungszustand der Förderflüssigkeit und von der relativen Rauigkeit des Rohres. Für die Beurteilung des Strömungszustandes wird die Reynoldszahl herangezogen (KSB, 2005).

Ventilator Kennlinie – Pumpenkennlinie

Im Gegensatz zu einem Verdichter (Kolbenverdichter) bzw. einer Verdrängerpumpe (Kolbenpumpe) liefert der Ventilator bzw. die Kreiselpumpe bei konstanter Drehzahl einen von der Förderhöhe abhängigen, veränderlichen Förderstrom. Mit abnehmender Förderhöhe nimmt dieser zu. Durch diese Eigenschaft besitzt sie die Fähigkeit der Selbstanpassung bei einer Änderung der Anlagenkennlinie. Auch der Wirkungsgrad, der Leistungsbedarf sowie der NPSH-Wert sind vom Förderstrom abhängig (Wagner, 1994). Die Verläufe und Zusammenhänge dieser Größen werden grafisch in Kennlinien dargestellt und charakterisieren dadurch das Betriebsverhalten einer Pumpe (Abbildung 2.5).

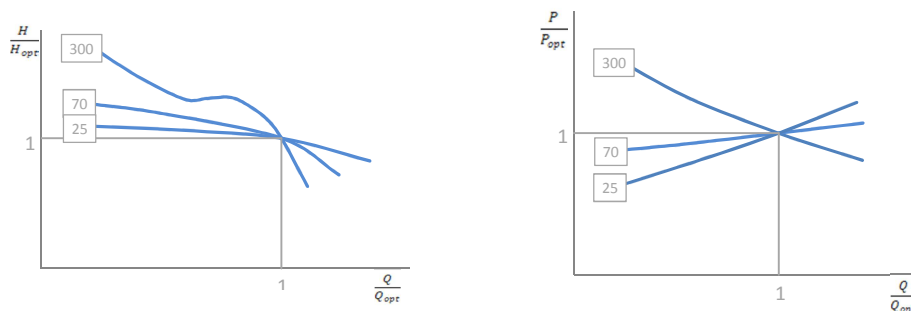


Abbildung 2.5: Einfluss der spezifischen Drehzahl auf Kennlinien von Kreiselpumpen (vgl. KSB, 2005)

Aus der Grafik ist zu erkennen, dass die Verläufe sehr stark von der spezifischen Drehzahl abhängig sind. Vor allem die Leistung zeigt einen umgekehrten Kurvenverlauf bei Überschreitung einer gewissen spezifischen Drehzahl n_q .

Die Förderhöhenkennlinie, oder auch QH - Kurve genannt, kann prinzipiell einen steilen oder einen flachen Verlauf aufweisen. Für die Förderstromregelung erweist sich eine steile Kurve als vorteilhafter, da sich der Förderstrom Q bei gleicher Förderhöhendifferenz ΔH weniger ändert (Abbildung 2.6). Es ist somit eine genauere Regelung möglich.

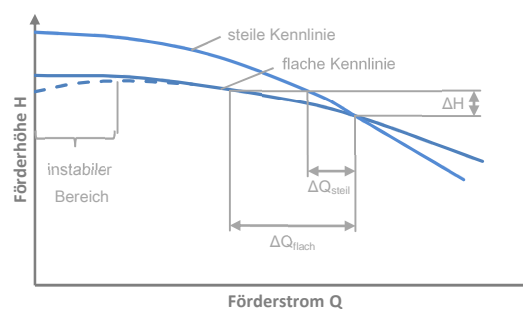


Abbildung 2.6: Kennlinie mit steilem und flachem Verlauf (vgl. KSB, 2005)

Eine stabile QH -Kennlinie fällt mit zunehmendem Förderstrom stetig ab, sie besitzt ihre maximale Förderhöhe bei $Q = 0$. Bei kleinen spezifischen Drehzahlen kann es jedoch vorkommen, dass im Bereich kleiner Förderströme die Förderhöhe mit zunehmendem Förderstrom wächst. Die Kurve hat dann ihr Maximum bei einem von null verschiedenen Punkt und weist einen instabilen Bereich auf. Bei großen spezifischen Drehzahlen kann sich dieser instabile Bereich auch in einem anderen Teil der Kurve einstellen. Eine Kennlinie mit instabilem Kurvenverlauf muss nur dann vermieden werden, wenn sie mit der Anlagenkennlinie zwei Schnittpunkte bilden kann. In allen anderen Fällen ist sie dem stabilen Kennlinienverlauf gleichwertig.

Betriebspunkt einer Pumpe bzw. eines Ventilators

Der Betriebspunkt einer Pumpe oder eines Ventilators ergibt sich nun durch den Schnittpunkt der Pumpenkennlinie mit der Anlagenkennlinie. Dadurch sind Förderstrom und Förderhöhe eindeutig bestimmt. Eine Änderung des Betriebspunktes ist somit nur durch Änderung der Pumpenkennlinie oder der Anlagenkennlinie möglich.

Änderung der Drehzahl - Gesetzmäßigkeiten

Bei einer Änderung der Drehzahl ändern sich natürlich auch der Druck, die Fördermenge und die Leistung. Aus den Ähnlichkeitsbeziehungen für Strömungsmaschinen ist bekannt, dass bei verschiedenen Drehzahlen ähnliche Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad auftreten. In Abbildung 2.7 sind diese Geschwindigkeitskomponenten am Laufrad eines Radialverdichters für eine drallfreie Anströmung eingezeichnet.

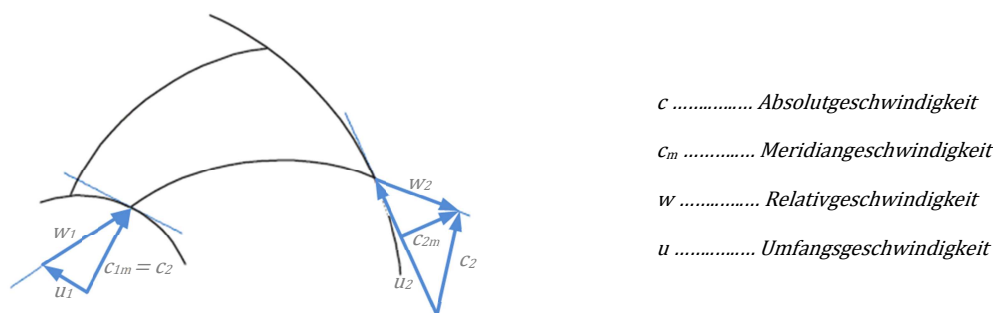


Abbildung 2.7: Geschwindigkeitsdreiecke am Beispiel eines Radialverdichters bei drallfreier Anströmung

Durch die direkte Beziehung der Umfangsgeschwindigkeit mit der Drehzahl und dem Umstand, dass sich die anderen Geschwindigkeiten am Laufrad im gleichen Verhältnis ebenfalls ändern, kann angenommen werden, dass alle Geschwindigkeiten sich zur Drehzahl proportional verhalten (Güllich, 2010).

Der Förderstrom

$$Q = A \cdot v \quad [m^3/s] \quad 2.43$$

ist proportional zur Geschwindigkeit. Daher ergibt sich eine lineare Abhängigkeit des Förderstromes von der Drehzahl.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad 2.44$$

Die Druckdifferenz

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad [Pa] \quad 2.45$$

ist proportional dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit. Daraus resultiert auch die quadratische Abhängigkeit der Druckdifferenz von der Drehzahl.

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad 2.46$$

Ist eine Pumpenkennlinie gegeben, so kann diese mit den Gleichungen 2.44 und 2.46 auf jede andere Drehzahl übertragen werden. Bei einer Änderung der beiden bekannten Werte für Druckdifferenz und Förderstrom ist es infolgedessen möglich, jeden Punkt in einem Kennfeld mit der entsprechenden Drehzahl darzustellen.

Die Leistung P des Ventilators ergibt sich aus der Multiplikation von Förderstrom Q und Druckdifferenz Δp (Gleichung 2.31). Bei einer Änderung der Drehzahl ändert sich die Fördermenge mit der ersten Potenz, der Druck hingegen mit der zweiten. Daraus folgt, eine Steigerung bzw. Reduktion der Leistung bei Variation der Drehzahl mit der dritten Potenz.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad 2.47$$

Dieser Zusammenhang macht die Regelung der Drehzahl zur energetisch betrachtet besten Variante für die Förderstromregelung. Bei einer Halbierung der Fördermenge sinkt der Leistungsbedarf auf ein Achtel des ursprünglichen Wertes.

Diese Affinitätsgesetze sind jedoch nur bei einem in etwa konstant bleibenden Wirkungsgrad exakt. Das bedeutet, die Drehzahländerung darf nicht zu groß sein (*Wagner, 1994*).

Regelung von Pumpen in Anlagen

Wie zuvor bereits erwähnt, ist eine Anpassung der Kraftwerksanlage an den gewünschten Lastbereich, um auf wirtschaftliche Situationen reagieren zu können, unerlässlich. Zudem ist es notwendig, Pumpen sowie Ventilatoren in anderen als den normalen Betriebsbereichen zu betreiben, um auch auftretende Schwankungen im Prozess auszugleichen. Die Aufgabe der Regelung ist es, solche betrieblichen Forderungen zu erfüllen. Eingebunden in die Kraftwerksleittechnik kann das vollautomatisch oder auch durch Steuerung per Hand erfolgen.

Eine Änderung des Betriebspunktes erfordert entweder eine Änderung der Pumpenkennlinie oder der Anlagenkennlinie.

Die Anlagenkennlinie kann angepasst werden durch:

- Änderung der Strömungswiderstände: Drossel, Blende, Bypass
- Änderung des statischen Druckanteils: z. B. Wasserspiegel steigt

Die Pumpenkennlinie kann verändert werden durch:

- Verstellung der Drehzahl
- Parallel- bzw. Serienbetrieb zweier oder mehrerer Pumpen
- Laufschaufelverstellung
- Drallregler
- Änderung des Außendurchmessers (Radialpumpen)

Drosselregelung

Bei dieser Art der Regelung ist in der Druckleitung ein Drosselregelventil eingebaut. Durch dieses Regelventil wird, wie in Abbildung 2.8 zu sehen ist, die Anlagenkennlinie solange verändert, bis sich der gewünschte Förderstrom einstellt. Die Pumpe erzeugt eine viel größere Druckdifferenz, als es für die Anlage nötig wäre. Dieser Drucküberschuss wird schlussendlich wieder in der Drossel abgebaut und die

hydraulische Energie irreversibel in Wärmeenergie umgewandelt und mit dem Medium abgeführt (Güllich, 2010).

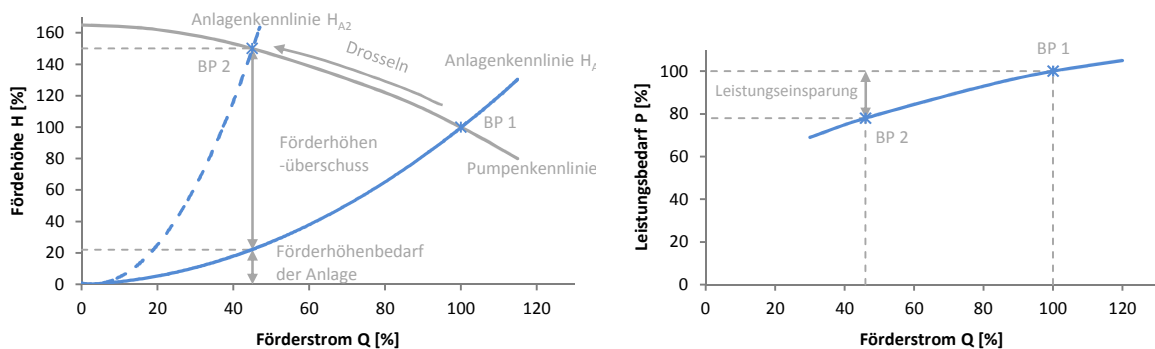


Abbildung 2.8: Veränderung des Betriebspunktes beim Drosseln von Pumpen (vgl. KSB, 2005)

Vor allem durch die geringen Investitionskosten wurde und wird diese Regelungsmöglichkeit bei Pumpen (Ventilatoren) kleinerer und mittlerer Leistung immer noch angewendet. Der große Nachteil ist jedoch die hohen Verluste an mechanischer Energie gegenüber der relativ kleinen Leistungseinsparung.

$$P_V = \frac{Q \cdot \Delta p_{Drossel}}{\eta} \quad [W] \quad 2.48$$

Der Leistungsverlust P_V ist umso kleiner, je flacher die Pumpen- und die Anlagenkennlinie verlaufen. Daher ist es sinnvoll, die Drosselregelung bei Anlagen mit einem überwiegenden statischen Druckanteil und für Pumpen mit kleiner spezifischer Drehzahl einzusetzen, da deren Leistungsbedarf mit sinkendem Förderstrom abnimmt. Keinen Sinn macht es, ein Drosselregelventil bei Pumpen mit einer großen spezifischen Drehzahl zu verwenden, da hierbei die Leistungsaufnahme mit fallendem Förderstrom zunimmt. Ein weiterer Nachteil der Drosselregelung ist es, dass der Betriebspunkt unter Umständen weit vom Auslegungspunkt und damit vom Punkt des besten Wirkungsgrades entfernt liegt. Dadurch wächst das Risiko von erhöhtem Verschleiß, Kavitationsschäden sowie Lärm und Schwingungen.

Bypassregelung

Ebenso wie zuvor beschrieben, kommt es auch bei der Bypassregelung zu einer Anpassung der Anlagenkennlinie (Abbildung 2.9).

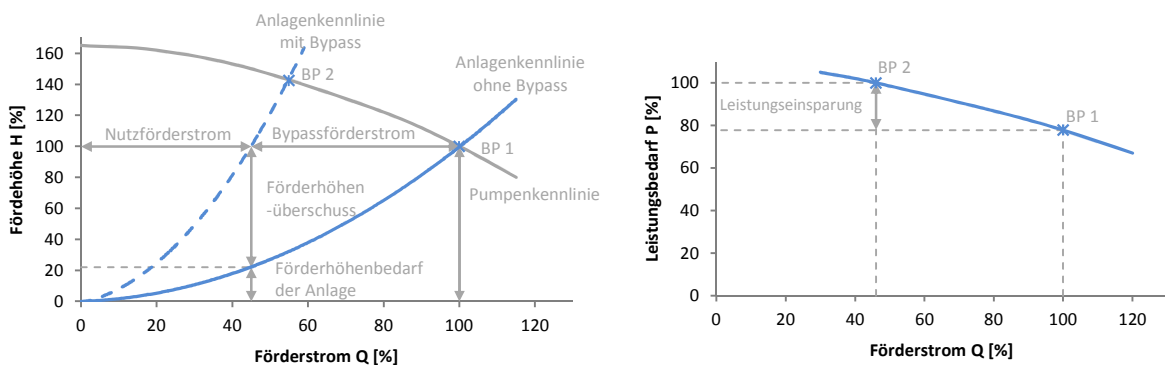


Abbildung 2.9: Kennlinie und Betriebspunkte bei der Förderstromregelung mittels Bypass (vgl. KSB, 2005)

Anstatt sie aber wie bei der Drossel steiler zu machen, wird sie durch das Öffnen eines Bypasses flacher. Der Betriebspunkt wandert in diesem Fall, wie im Diagramm eingezeichnet, auf der Pumpenkennlinie hin

zu einem größeren Förderstrom. Der regelbare Förderstrom über den Bypass wird ungenutzt wieder zurück in den Saugbehälter geleitet.

Diese Art der Regelung macht nur dann Sinn, wenn es zu einer Leistungsabnahme mit steigendem Förderstrom kommt, was bei großen spezifischen Drehzahlen der Fall ist (Wagner, 1994).

Parallelbetrieb mehrerer Pumpen

Wird der geforderte Förderstrom im Betriebspunkt mit einer Pumpe nicht erreicht, besteht die Möglichkeit eine zweite oder mehrere Pumpen parallel in eine gemeinsame Druckleitung fördern zu lassen. Die folgende Grafik (Abbildung 2.10) zeigt das Kennliniendiagramm für eine solche Betriebsweise.

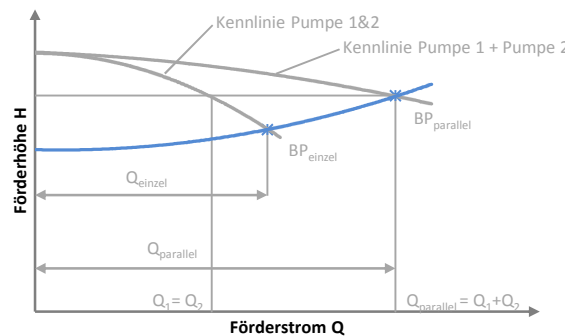


Abbildung 2.10: Parallelbetrieb von zwei gleichen Pumpen (vgl. KSB, 2005)

Diese Art der Regelung ist zwar energiesparend, erlaubt jedoch nur eine gestufte Regelung des Förderstromes. Für eine stufenlose Regelung ist deshalb wieder eine Drosselarmatur in der gemeinsamen Druckleitung oder eine Drehzahlverstellung mindestens einer der Pumpen erforderlich (KSB, 2005).

Drehzahlregelung

Bei der Drehzahlregelung wird anstatt der Anlagenkennlinie die Pumpenkennlinie verändert, um den gewünschten Betriebspunkt zu erreichen. Daraus ergibt sich das in Abbildung 2.11 gezeigte Pumpenkennfeld. Dieses ist dargestellt für zwei unterschiedliche Anlagenkennlinien. Jene der Kennlinie H_{A2} mit einem sehr hohen statischen Druckanteil und einem daraus folgenden flachen Kennlinienverlauf sowie jene mit keinem statischen Anteil (H_{A1}). Eine Berechnung der Drehzahlen ist über die Ähnlichkeitsgesetze möglich und wurde schon zuvor beschrieben.

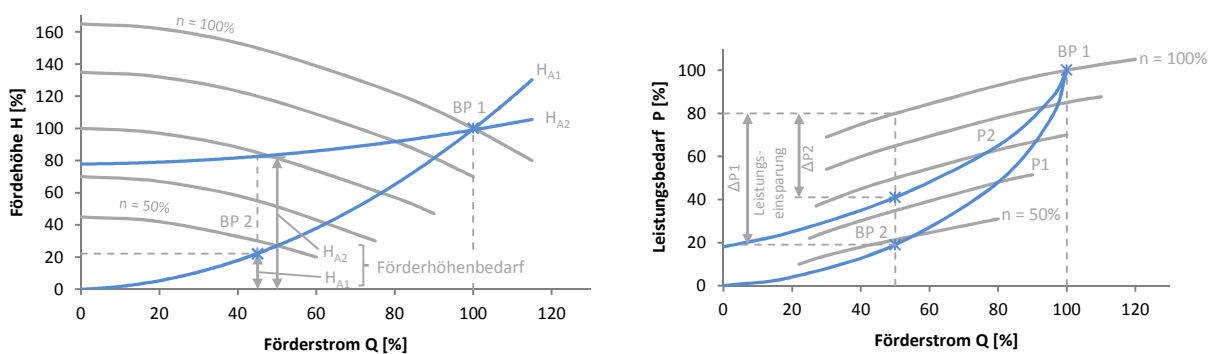


Abbildung 2.11: Drehzahlregelung einer Pumpe mit zwei verschiedenen Anlagenkennlinien (vgl. KSB, 2005)

Wird die Drehzahl der Pumpe herabgesetzt, verschiebt sich der Betriebspunkt auf der Anlagenkennlinie hin zu einem kleineren Förderstrom. Bei einer Halbierung der Drehzahl, wie in Abbildung 2.11 dargestellt, fällt die erforderliche Drucksteigerung nach Gleichung 2.46 auf ein Viertel und die Antriebsleistung nach Gleichung 2.47 auf ein Achtel der Ausgangswerte. Ist die Anlagenkennlinie jedoch eine Parabel mit einem hohen statischen Druckanteil, so ist zu beachten, dass sich bei Absenken der Drehzahl unter Umständen kein Schnittpunkt und somit kein Betriebspunkt mehr ergibt. Ein Betrieb im unteren Drehzahlbereich ist hier also nicht möglich. Die mögliche Leistungseinsparung ΔP_2 ist in diesem Fall trotz gleicher Fördermenge geringer als bei der Anlagenkennlinie H_{A1} . Diese in Abbildung 2.11 eingezeichnete Leistungseinsparung wird im Vergleich zur Drosselregelung zusätzlich erreicht (KSB, 2005).

Der Leistungsgewinn gegenüber einer Drosselregelung ist also umso größer, je geringer der statische Druckanteil ist.

Angetrieben werden Pumpen und Ventilatoren im Allgemeinen von Wechselstrommotoren. Im nächsten Kapitel werden daher die Grundlagen der Drehstromtechnik und die Funktionsweise solcher Motoren beschrieben.

2.4 Drehstrom

Die Erzeugung von Dreiphasen-Wechselstrom, oder auch Drehstrom genannt, erfolgt durch Drehstrom-Generatoren. Das sind elektrische Maschinen, die ein System von drei Spannungen erzeugen, die gleiche Frequenz und gleiche Effektivwerte haben, aber gegenseitig um 120° phasenverschoben sind. Das Drehstrom-System kann somit als eine Kombination von drei Wechselstromsystemen betrachtet werden, die gemeinsam in einem Generator erzeugt werden (Busch, 2011).

Vorteil des Drehstromsystems gegenüber dem Einphasensystem (Marinescu & Winter, 2011):

- Für die Energieübertragung sind bei symmetrischen Verbrauchern nur drei Leiter statt sechs erforderlich. Dadurch erspart man sich nicht nur Leitungsmaterial, sondern auch die Spannungsabfälle und die Wärmeverluste im Netz sind geringer.
- Es liegen zwei verschiedene Spannungen vor, die sich betragsmäßig um den Faktor $\sqrt{3}$ unterscheiden (Stern-Dreieckschaltung).
- Die elektrische Generatorgesamtleistung ist zeitlich konstant.
- Es besteht die Möglichkeit, magnetische Drehfelder zu erzeugen. Wird ein System mit ebenfalls drei um 120° versetzten Wicklungen (z. B. Motor) gespeist, entsteht ein Magnetfeld, welches sich gegenüber dem stehenden Spulensystem dreht. Obwohl sich die Spulen nicht bewegen, entsteht also ein magnetisches Drehfeld, mit dem ein Drehmoment in einem Motor erzeugt werden kann.

2.4.1 Leistungsberechnung im Drehstromnetz

Der Rechenweg für die Berechnung der Leistung ist grundsätzlich derselbe wie in einem Wechselstromkreis. Die Leistungen der einzelnen Stränge werden ermittelt und anschließend addiert. Durch das Aufteilen der Verbraucher auf die zur Verfügung stehenden Phasen wird in einem Drehstromnetz versucht, eine einigermaßen symmetrische Belastung zu erreichen. Bei dieser vereinfacht sich die Berechnung der elektrischen Leistung, da diese dann in jedem Strang die gleiche ist. Des Weiteren kann unabhängig von der Schaltungsvariante (Stern, Dreieck) direkt mit den Leiterspannungen

und Leiterströmen gerechnet werden (Deimel et al., 2003). Die elektrische Leistung in einem Drehstromnetz bei symmetrischer Last ergibt sich somit aus:

$$P_{el} = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi \quad [W] \quad 2.49$$

Der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ gibt an, welchen Anteil die Wirkleistung an der Scheinleistung hat. Er kann bei ohmschen Lasten maximal den Wert 1 erreichen.

$$\cos \varphi = \frac{P_{el}}{S_{el}} = \frac{P_{el}}{\sqrt{3} \cdot U \cdot I} \quad [-] \quad 2.50$$

Die Verbesserung des Leistungsfaktors ist eine der wichtigsten Aufgaben in der Energietechnik.

$$\frac{P_{el}}{S_{el}} = \frac{\sqrt{S_{el}^2 - Q_{el}^2}}{S_{el}} = \sqrt{1 - \frac{Q_{el}^2}{S_{el}^2}} \quad 2.51$$

Aus Gleichung 2.51 ist zu erkennen, dass die Verbesserung des Leistungsfaktors die Reduzierung der Blindleistung voraussetzt. Diese belastet die Leitung und es entstehen bei der Übertragung große Verluste, sodass diese von den Verbrauchern mitbezahlt werden müssen. Der Einfluss des Leistungsfaktors auf die Wirkleistungsverluste in der Leitung kann aus der Literatur anhand von Beispielen entnommen werden (Deimel et al., 2003). In Abbildung 2.12 ist der typische Verlauf des Leistungsfaktors einer Drehstrom-Asynchronmaschine in Abhängigkeit der Motorleistung zu sehen.

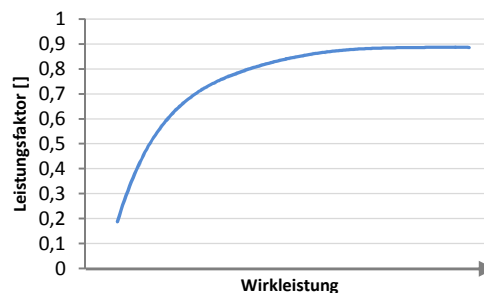


Abbildung 2.12: Abhängigkeit des Leistungsfaktors $\cos \varphi$ von der Leistung

Dieser steigt mit zunehmender Leistung bis zum Maximum stetig an. Heutige Drehstrom-Asynchronmotoren erreichen einen Leistungsfaktor von über 0,9 im Bestpunkt.

2.4.2 Drehstrom-Asynchronmaschine

Wegen der hohen Betriebssicherheit, dem einfachen Aufbau und dem gegenüber anderer Alternativen günstigen Preis, ist der Drehstrom-Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer der am meisten verwendete Elektromotor. Im Gegensatz zum Gleichstrommotor benötigt er keinen Kollektor und damit keine verschleißenden Kohlebürsten.

Der Motor nimmt elektrische Wirkleistung aus dem speisenden Netz auf. Die Kupferverluste reduzieren diese, sodass nur ein gewisser Leistungsanteil über den Luftspalt in den Läufer gelangt. Diese Leistung wird als Drehfeldleistung P_{δ} bezeichnet. In der Läuferwicklung treten zusätzliche Stromwärmeverluste auf. Die in den Läufer eingebrachte Wirkleistung kann nur in den ohmschen Anteilen der Widerstände

umgesetzt werden, sodass sich die mechanische Leistung, die an der Welle zur Verfügung steht, aus der Wirkleistungsumsetzung an dem Wicklungswiderstand ergibt (*Marinescu & Winter, 2011*).

Die Forderung, möglichst flexibel zu sein sowie die zunehmende Automatisierung in der Industrie macht es notwendig, die Drehzahlen der Antriebe zu verändern und innerhalb des gewünschten Stellbereichs konstant zu halten. Durch die Entwicklung in der Stromrichtertechnik ergaben sich hierzu neue Möglichkeiten, die Drehzahl stufenlos und vor allem verlustarm in einem weiten Bereich zu regeln.

Drehzahlsteuerung

Eine Änderung der Drehzahl ist bei Drehstrom-Asynchronmaschinen nicht auf einfache Weise zu realisieren. Es besteht nur die Möglichkeit der Beeinflussung über die Polpaarzahl bzw. die Frequenz oder über den Schlupf (*Fuest & Döring, 2004*).

- Drehfelddrehzahl konstant
 - Steuerung der Ständerspannung
 - Steuerung der Läufergrößen
- Drehfelddrehzahl variabel
 - veränderliche Polpaarzahl bei fester Frequenz
 - feste Polpaarzahl bei veränderlicher Frequenz

Eine Steuerung durch Variation des Läuferwiderstandes ist nur bei einem Drehstrom-Asynchronmotor mit Schleifringläufern (Schlupfregelung) möglich. Diese Variante sowie die Drehzahlsteuerung durch Verändern der Ständerspannung sind jedoch mit erheblichen Verlusten behaftet. Die Stromwärmeverluste die im Läufer entstehen, sind das Produkt aus der Drehfelddleistung und dem Schlupf. Bei einer niedrigen Drehzahl und dadurch erhöhten Schlupf wird so beinahe die gesamte Drehfelddleistung als Verlustleistung in Wärme umgewandelt und muss nach außen abgeführt werden. Das ergibt wiederum einen schlechten Wirkungsgrad des Motors.

Wird hingegen auf den Läufer von außen eine entsprechende Gegenspannung geschaltet und die Schlupfleistung zurück in das Netz geliefert, arbeitet die Steuerung der Drehzahl über den Schlupf nahezu verlustfrei und erreicht hohe Wirkungsgrade (*Böhm, 2002*):

In weiterer Folge wird nur die Steuerung der Drehzahl durch Beeinflussung der Läufergrößen sowie durch Verändern der Frequenz erläutert, da diese beiden Varianten jene sind, welche in der Kraftwerksanlage verwendet bzw. eventuell nachgerüstet werden.

Drehzahlsteuerung durch Beeinflussung der Läufergröße

Eine Änderung des Läuferwiderstandes lässt sich variabel nur mit einem Schleifringläufermotor realisieren. Hierbei wird durch Zuschalten von Läuferwiderständen die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie in Richtung höherer Schlupfwerte verschoben. Durch das erforderliche Drehmoment der Arbeitsmaschine ergeben sich Betriebspunkte bei verschiedenen Drehzahlen. Durch den wie zuvor bereits erwähnten schlechten Wirkungsgrad, ist diese Variante für den Dauerbetrieb über größere Stellbereiche unwirtschaftlich und wird deshalb nur dort eingesetzt, wo kurzzeitig kleine Drehzahlen gefordert werden (z. B. Anfahren).

Eine verlustarme Möglichkeit mit hohem Wirkungsgrad bietet die Steuerung, wenn anstelle von Läuferwiderständen ein geeigneter Stromrichter eingesetzt wird. Wie in Abbildung 2.13 dargestellt, handelt es sich dabei um die Hintereinanderschaltung eines Gleichrichters und eines Wechselrichters.

Da die Drehzahl immer unterhalb der synchronen Drehzahl liegt, spricht man von einer untersynchronen Stromrichtererkaskade (USK) (Fuest & Döring, 2004).

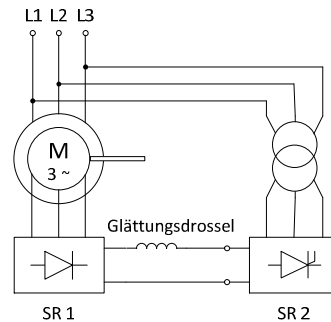


Abbildung 2.13: Blockschaubild einer USK (vgl. Riefenstahl, 2006)

An der Läuferseite enthält sie eine ungesteuerte Drehstrombrückenschaltung (SR 1) sowie einen Gleichstromzwischenkreis mit einer Glättungsdrossel, netzseitig ist ein phasenanschnittgesteuerter netzgeführter Gleichrichter (SR 2) angeordnet, der im Wechselbetrieb arbeitet. Über den Läuferkreis entzieht die USK der Asynchronmaschine Energie und speist diese zurück in das Netz. Die gewünschte Drehzahl lässt sich über den Steuerwinkel des netzseitigen Gleichrichters einstellen (Riefenstahl, 2006).

Vereinfacht kann man daher sagen, dass bei einer konstanten Drehfeldleistung P_δ die Summe von Wellenleistung und der in das Netz zurückgeführten elektrischen Leistung ebenfalls konstant ist.

$$P_\delta = P_W + P_{el} \quad [W] \quad 2.52$$

Das bedeutet, wird elektrische Leistung an den Schleifringen entzogen, so verringert sich die mechanische Leistung und damit die Drehzahl.

Drehzahlsteuerung mit elektronischer Frequenzverstellung

Durch die Verwendung eines Wechselstromumrichters wird eine Wechselspannung in eine andere beliebige Wechselspannung mit anderer Frequenz und/oder anderer Spannung umgeformt. Dies erfolgt entweder durch einen Direktumrichter ohne zusätzlichen Zwischenkreis oder einen Wechselrichter mit Gleichstrom- bzw. Gleichspannungs-Zwischenkreis (Fuest & Döring, 2004).

In Verbindung mit selbst geführten Wechselrichtern ist somit eine stufenlose Einstellung der Drehzahl durch Veränderung von Spannung und Frequenz möglich. Diese Variante erweist sich aufgrund der geringen Verluste als sehr vorteilhaft. Wegen der beträchtlichen Investitionskosten für einen Frequenzumrichter wurden aber in der Vergangenheit Gleichstromantriebe mit einer Stromrichterspeisung als die wirtschaftlich günstigere Variante verwendet. Durch die Entwicklung in den letzten Jahren sind Frequenzumformer heutzutage viel günstiger, sodass diese Form der Steuerung das am häufigsten im gesamten Leistungsbereich eingesetzte Stellverfahren für die Asynchronmaschine ist. Abhängig von der geforderten Leistung und den dynamischen Anforderungen stehen verschiedene Typen von Umrichterstellgliedern zur Verfügung (Riefenstahl, 2006).

Nach den umseitigen Erläuterungen der technischen Grundlagen wird im folgenden Kapitel die Thematik der Investitionsrechnung erläutert. Wie in allen Unternehmungen wird auch bei Kraftwerken eine Gewinnmaximierung angestrebt, wodurch der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung erhebliche Bedeutung zukommt.

2.5 Wirtschaftlichkeit - Investitionsrechnung

Im weitesten Sinne wird eine Investition als eine betriebliche Verwendung von finanziellen Mitteln bzw. Kapital verstanden. Gewöhnlich bezeichnet man den Begriff Investition jedoch nur als eine Anschaffung von Anlagevermögen. Es wird zwischen einer „produktionswirtschaftlichen“ und einer „finanzwirtschaftlichen“ Investition unterschieden. Zu den produktionswirtschaftlichen zählen:

- Ersatzinvestitionen
- Rationalisierungsinvestitionen: Verbesserung der Anlage
- Errichtungsinvestitionen: Neuschaffung

Finanzwirtschaftliche Investitionen zielen hingegen auf die Verbesserung der Marktstellung, die Erlangung von Steuervorteilen und ähnlichen ab. Eine mögliche Reduktion des Energieverbrauches der wertschöpfenden Anlagenteile zählt hierbei zu den Rationalisierungsinvestitionen. (Bauer, 2009)

Ziel einer Investitionsrechnung ist es, mit den im Regelfall auf mathematischen Modellen beruhenden Rechenverfahren und den gegebenen wirtschaftlichen Daten, ein quantitatives Ergebnis zu ermitteln, das als Grundlage für eine Investitionsentscheidung dient. Diese wirtschaftlich orientierte Entscheidung beruht immer auf Prognosewerte der Zukunft. Die große Schwäche der Rechenergebnisse liegt somit in der Realitätsnähe, da die Zukunft nicht exakt prognostizierbar ist und somit die Möglichkeit besteht, dass die angenommenen Erwartungen nicht eintreffen. Dieses Risiko darf bei einer Investitionsentscheidung nicht außer Acht gelassen werden (Poggensee, 2011).

Eine Verwendung finanzieller Mittel für Investitionen bedeutet auch eine Verknappung der Finanzmittel durch langfristige Bindung hoher Beträge. Investitionsentscheidungen dürfen daher nicht rein intuitiv oder technisch begründet werden, vielmehr müssen die gesamtbetrieblichen und wirtschaftlichen Gesichtspunkte betrachtet werden (Bauer, 2009).

Für den Nachweis der Wirtschaftlichkeit stehen eine Reihe an Investitionsrechenmethoden zur Verfügung (Abbildung 2.14).

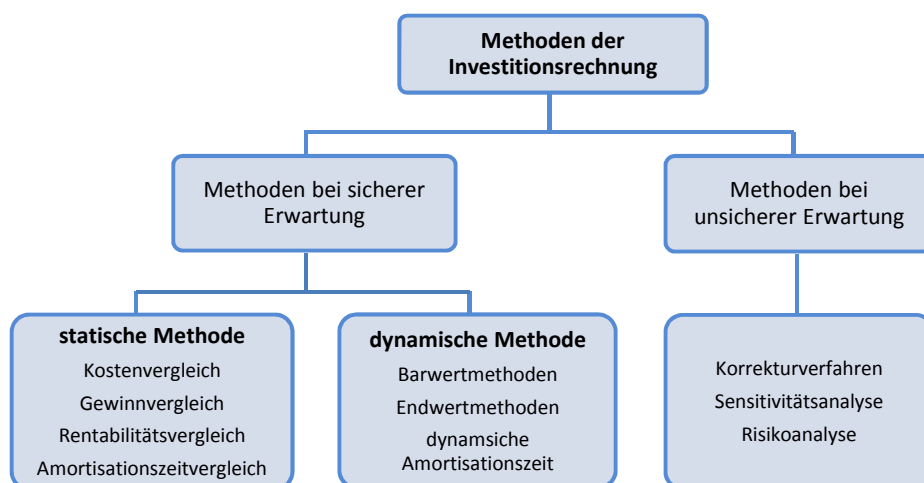


Abbildung 2.14: Methoden der Investitionsrechnung (vgl. Bauer, 2009)

Nach den Methoden der sicheren Erwartung werden der Rechnung unterstellt, dass die zugrunde gelegten Daten tatsächlich eintreffen. Im Gegensatz dazu wird bei der Berechnung nach den Methoden

der unsicheren Erwartung die Ungewissheit dieser Daten berücksichtigt. Mit den statischen Methoden werden wirtschaftliche Größen wie die Kosten der Investition, den Gewinn und damit die Rentabilität und die Amortisationsdauer ermittelt. Sie basiert auf den Überlegungen der Kosten- und Erfolgsrechnung, weshalb ihre Methoden auch als die klassischen Verfahren der Investitionsrechnung bezeichnet werden. Bei diesen Verfahren werden die wirtschaftlichen Kriterien der gesamten Nutzungsdauer auf ein Nutzungsjahr bezogen. Die dynamischen Methoden hingegen beziehen den Zeitfaktor mit ein und gehen von der Zahlungsstromdarstellung aus. Hierbei wird die Verzinsung des Kapitaleinsatzes durch die Anwendung der finanzmathematischen Zinseszinsmethode, welche die in den einzelnen Perioden tatsächlich geleisteten Einzahlungen (Einnahmen) und Auszahlungen (Ausgaben) des Investitionsprojektes in der Kalkulation ansetzt, berücksichtigt (Bauer, 2009).

Da es sich um keinen Vergleich verschiedener Investitionsobjekte handelt, sondern nur um Rationalisierungsmaßnahmen, ist das Verfahren der statischen Investitionsrechnung ausreichend aussagekräftig. Von der Notwendigkeit eines Kostenvergleiches wird abgesehen, da falls keine Investition getätigt wird, auch keine Kosten entstehen. Entscheidend für die Durchführung eines Investitionsprojektes sind somit nur der zusätzlich erwirtschaftete Gewinn pro Jahr, die Rentabilität sowie die Dauer der Amortisation.

2.5.1 Gewinnrechnung

Bei diesem Verfahren ist der durch das Investitionsprojekt erwirtschaftete Gewinn für die Berechnung anzusetzen. Dies ist der kalkulatorische Jahresgewinn, welcher dem Projekt als Durchschnittswert über die Nutzungsdauer direkt zugerechnet werden kann (Bauer, 2009).

$$\text{Gewinn} = \text{Erlös} - \text{Kosten} \qquad G = E - K \qquad [\text{€}/\text{Jahr}] \qquad \mathbf{2.53}$$

Die Kosten setzen sich zusammen aus den Kapitalkosten:

- kalkulatorische Abschreibung
- kalkulatorische Zinsen
- Versicherungen

Und den Betriebskosten:

- Lohnkosten
- Betriebsstoffe
- Instandhaltung
- Sonstige Fixkosten

Die kalkulatorische Abschreibung

Investitionsprojekte unterliegen immer einer technischen oder wirtschaftlichen Abnutzung und verlieren daher an Wert. Diese Wertminderung der Vermögensgegenstände wird durch die kalkulatorische Abschreibung a_k berücksichtigt.

Da für die betrachteten Investitionsprojekte vor allem die Amortisation von Bedeutung ist, ist für die Berechnung vom Anschaffungswert bzw. von den Anschaffungsinvestitionsausgaben auszugehen. Die Folgeinvestitionskosten sind als geplante Kosten (z. B. geplante Reparatur) der

Anfangsinvestitionsausgabe hinzuzurechnen. Dadurch werden beide Ausgaben den abnutzbaren Wertanteilen hinzugerechnet (Bauer, 2009).

$$a_k = \frac{I_A + I_F - L}{ND} \quad [€/Jahr] \quad \begin{array}{ll} I_A & \text{Anfangsinvestitionsausgaben} & [€] \\ I_F & \text{Folgeinvestitionsausgaben} & [€] \\ L & \text{Liquiditätserlös} & [€] \\ ND & \text{Nutzungsdauer} & [Jahre] \end{array} \quad \mathbf{2.54}$$

Falls am Ende der geplanten Nutzungsdauer noch ein Liquiditätserlös für die getätigte Investition zu erwarten ist, muss dieser von den Investitionskosten abgezogen werden. Ist der Erlös jedoch nicht gewährleistet, kann er als null angenommen werden.

Die Nutzungsdauer ist die auf die Zeitperiode oder nach technischen Maßeinheiten bestimmte maximale Inanspruchnahme des Investitionsobjektes. Da in den meisten Fällen eine direkte Messung der Nutzeinheiten nicht möglich ist, überwiegt in der Praxis die zeitbedingte Abschreibung (Poggensee, 2011).

Die kalkulatorischen Zinsen

Wie bei den meisten Geldanlagen wird auch bei Investitionen davon ausgegangen, dass sich das angelegte Kapital verzinst. Dies wird durch die kalkulatorischen Zinsen Z_k berücksichtigt, welche sich aus der Multiplikation des mittleren gebundenen Kapitals K_m und dem kalkulatorischen Zinssatz i ergeben. Je nachdem wie der Zinssatz gebildet wird, spiegelt er die Erwartungshaltung des Unternehmens bezüglich künftiger Investitionsprojekte wieder (Bauer, 2009).

$$K_m = \frac{I_A + I_F + L}{2} \quad [€] \quad \mathbf{2.55}$$

$$Z_k = K_m \cdot i \quad [€/Jahr] \quad \mathbf{2.56}$$

Abbildung 2.15 zeigt grafisch die Ermittlung der kalkulatorischen Abschreibung sowie der kalkulatorischen Zinsen.

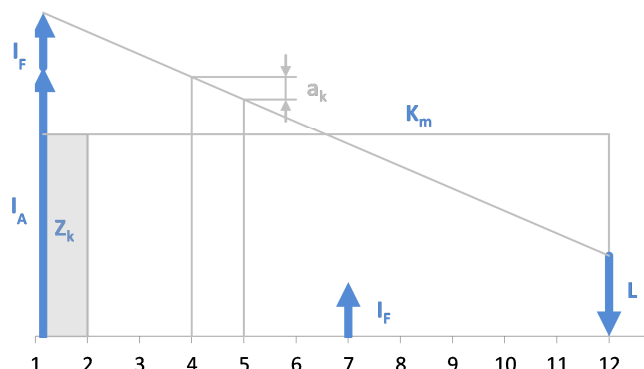


Abbildung 2.15: kalkulatorische Abschreibung und kalkulatorische Zinsen (vgl. Bauer, 2009)

Mithilfe des aus der Berechnung ermittelten Gewinnes ist es möglich, eine Investitionsentscheidung zu fällen. Ein entscheidender Mangel der Gewinnrechnung ist jedoch, dass zwar die Zweckmäßigkeit einer Investition daraus ersichtlich ist, aber nicht ob eine Investition in eine andere Kapitalanlage vorteilhafter wäre. Dadurch ist es nicht möglich, bei mehreren Investitionsobjekten eine Rangordnung aufzustellen.

Wird hingegen der Gewinn auf den erforderlichen Kapitaleinsatz bezogen, so lässt sich in Form der Rentabilitätskennzahl, die Aussage über die Vorteilhaftigkeit der alternativen Kapitalanlagemöglichkeiten treffen (Bauer, 2009).

2.5.2 Rentabilitätsrechnung

Die Rentabilität R ist eine wirtschaftliche Kenngröße, die im Allgemeinen das Verhältnis vom Erfolg einer Periode zum eingesetzten Kapital darstellt. Dadurch ist es möglich unterschiedliche Projekte zu beurteilen und miteinander zu vergleichen.

$$\text{Rentabilität} = \frac{\text{Erfolg}}{\text{eingesetztes Kapital}} \qquad R = \frac{(G + Z_k)}{K_m} \quad [-] \qquad \mathbf{2.57}$$

Im allgemeinen Fall wird der Gewinn vor Steuerabzug eingesetzt, dadurch ergibt sich eine größere Rentabilität als nach Steuerabzug (Bauer, 2009).

2.5.3 Amortisation

Die Amortisationsdauer T_A ist der Zeitraum der benötigt wird, um die Anfangsinvestitionen über die jährlich zurückfließenden Einnahmenüberschüsse $E\ddot{U}$ auszugleichen. Sie kann auf zwei unterschiedliche Arten berechnet werden.

- Amortisations-Durchschnittsrechnung
- Amortisations-Kumulationsrechnung

Da für die Berechnung angenommen wird, dass die jährlichen Einnahmenüberschüsse über den betrachteten Zeitraum konstant bleiben wird das Verfahren der Durchschnittsberechnung angewendet.

$$\text{Amortisationsdauer} = \frac{\text{Anfangsinvestition}}{\text{Einnahmenüberschüsse}} \qquad T_A = \frac{I_A}{E\ddot{U}} \quad [\text{Jahre}] \qquad \mathbf{2.58}$$

Die Einnahmenüberschüsse werden aus dem Gewinn berechnet.

$$E\ddot{U} = G + a_k + Z_k \qquad [€/Jahr] \qquad \mathbf{2.59}$$

Die Amortisationsdauer kann als eine Art Risikomaßstab gesehen werden. Je länger die Dauer, umso größer ist auch das Risiko, dass geringer werdende Einnahmeüberschüsse die Investitionskosten nicht mehr decken können. Deshalb wird auch in vielen Fällen eine maximale Amortisationsdauer als Vorgabegröße festgelegt (Bauer, 2009).

In den folgenden Kapiteln werden diese Methoden der Wirtschaftlichkeitsrechnung zur Überprüfung der Sinnhaftigkeit möglicher Investitionen in neue Systeme angewendet. Die Ergebnisse der Kalkulation werden in einer Tabelle dargestellt.

3 Betrachtung des FHKW Mellach

Zusätzlich zur Erzeugung des hochwertigen elektrischen Stromes versorgt das steinkohlegefeuerte Dampfkraftwerk mit Kraft-Wärme Kopplung den Großraum Graz auch mit Fernwärme. Durch dieses Auskoppeln der Nutzwärme sinkt zwar der Wirkungsgrad der Stromerzeugung, jedoch wird der Brennstoff besser genutzt und der Brennstoffnutzungsgrad steigt. Die elektrische Nettoleistung des Kraftwerks beläuft sich auf maximal 225 MW. Bei einer Reduktion dieser kann eine höchstmögliche FW-Leistung von 230 MW erreicht werden. Im Volllastbetrieb erreicht das Kraftwerk eine maximale thermische Leistung von ungefähr 560 MW, was im reinen Kondensationsbetrieb, bei Abzug des elektrischen Eigenbedarfes von in etwa 20 MW, einen Gesamtwirkungsgrad von 38 % ergibt.

Da die Diplomarbeit das Thema der Eigenbedarfsanalyse behandelt, wird im weiteren kurz die Versorgung der elektrischen Verbraucher im Kraftwerk beschrieben.

3.1 Eigenbedarfsversorgung

Zur Versorgung des Eigenbedarfes der gesamten Kraftwerksanlage bestehen drei Möglichkeiten (ÖZE, 1987):

- Über den 35 MVA Eigenbedarfs-Blocktransformator bei Betrieb des Kraftwerkes 15,75/6,3 kV
- Über den 32 MVA Anfahrtransformator aus der 110 kV Schaltanlage Neudorf-Werndorf beim Anfahren, Abstellen und beim Stillstand des Kraftwerkes
- Über eine 6 kV Verbindung aus dem Wasserkraftwerk Mellach bei einer eventuellen Störung

Bei der Auslegung der Schaltanlage wurde vor allem auf eine hohe Anlagenverfügbarkeit durch Aufteilung auf zwei Sammelschienenabschnitte Wert gelegt. Dadurch konnte die Möglichkeit geschaffen werden, die besonders wichtigen elektrischen Abgänge, wie z. B. jene der Speisewasserpumpen, entweder auf Schiene 1 (BBA) oder 2 (BBB) zu schalten. Genaueres kann dem Einlinienschalbild im Anhang entnommen werden. Soweit es möglich war, erfolgte die Aufteilung der Abgänge im Sinne einer symmetrischen Lastaufteilung.

Die Antriebe werden je nach Leistung mit einer unterschiedlich hohen Nennspannung gespeist.

- 6.300 V
- 400 V

Systeme mit einem großen Energiebedarf liegen direkt an der 6,3 kV Eigenbedarfsleitung. Alle anderen betrachteten Antriebe werden von der 400 V Eigenbedarfsanlage versorgt und über fünf 2 MVA-Umspanner von der 6,3 kV Schiene gespeist. Details hierbei sind auch wiederum dem Einlinienschalbild im Anhang zu entnehmen.

Nachfolgend wird auf den Aufbau und die Einteilung der elektrischen Verbraucher in dafür eigens definierten Gruppen des FHKW Mellach eingegangen.

3.2 Einteilung der Verbraucher des FHKW Mellach

Das in Abbildung 3.1 dargestellte vereinfachte Kraftwerksschema des FHKW Mellach zeigt die wichtigsten Prozesse für den Betrieb der Anlage. Auf die einzelnen Komponenten sowie den Prozessablauf wird im Nachhinein etwas genauer eingegangen. Hauptaugenmerk soll in dieser Grafik nur auf die Zuordnung der Bestandteile zu den einzelnen Kategorien (Gruppen) gelegt werden.

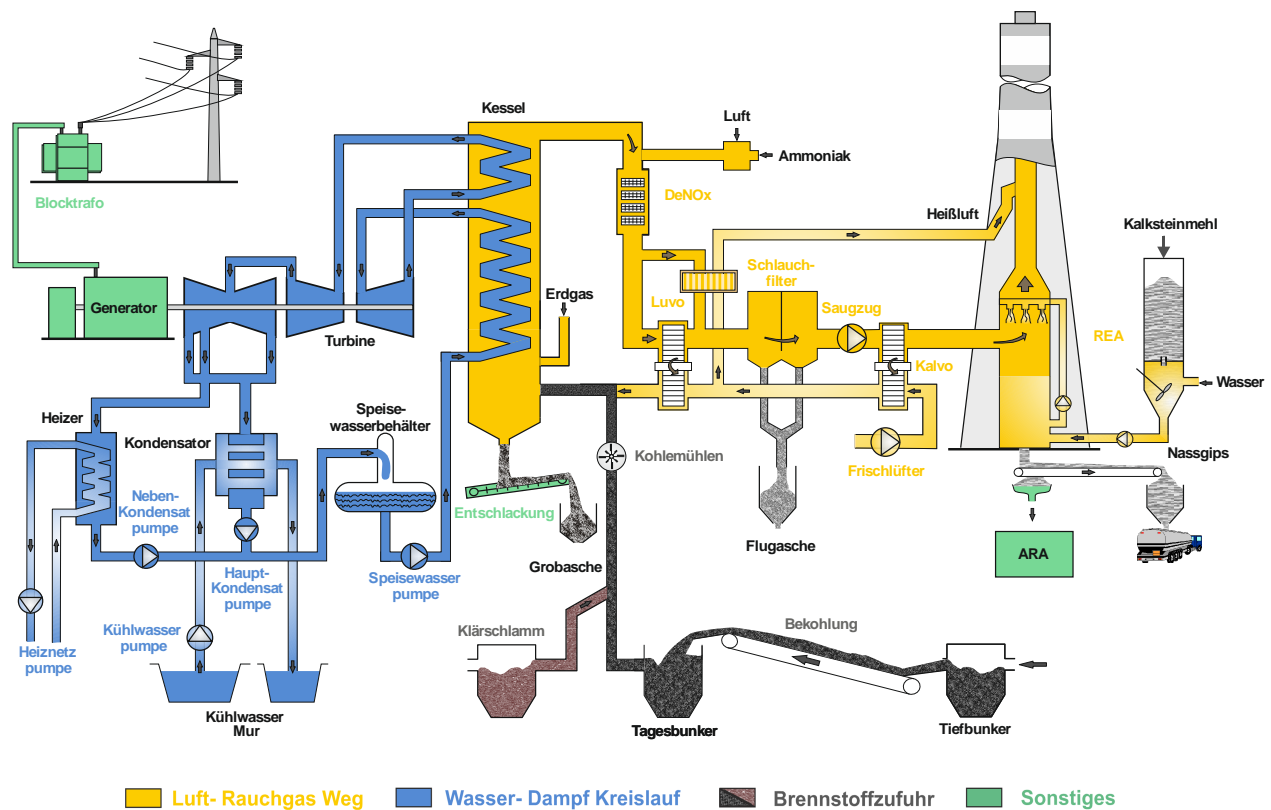


Abbildung 3.1: Kraftwerksprozess – FHKW Mellach (vgl. VERBUND, 2010)

Für eine bessere Darstellung sind daher vier Gruppen gebildet worden, welche mit unterschiedlichen Farben in der Abbildung eingefärbt wurden. Die im Einzelnen betrachteten Anlagenbereiche bzw. Aggregate, welche im Schema mit der gleichen Farbe wie die entsprechende Gruppe eingezeichnet sind, sind gegliedert in:

- Brennstoffzufuhr
- Luft-Rauchgas-Weg
- Wasser-Dampf Kreislauf
- Sonstige

Alle elektrischen Eigenbedarfsverbraucher, welche nicht zu den ersten drei Gruppen passen, wurden zur Gruppe der „Sonstigen“ hinzugerechnet.

In Tabelle 3.1 sind anschließend die in der gesamten Kraftwerksanlage eingesetzten, elektrischen Verbraucher der entsprechenden Gruppe zugeordnet.

Tabelle 3.1: Einteilung der Verbraucher

Brennstoffzufuhr	Luft-Rauchgas Weg	Wasser-Dampf Kreislauf	Sonstige
Kohlenmühlen	Saugzuggebläse	Speisewasserpumpen	ARA
Bekohlung	Frischlufthebläse	Haupt-Kondensatpumpen	Entschlackung
Kohle-Zuteiler	REA	Kühlwasserpumpen	Weitere
Klärschlamm	Schlauchfilter	Heiznetzpumpen	
	DeNO _x	Neben-Kondensatpumpen	
	LUVO / KALVO	KRA	
		Weitere	

Die in der Tabelle grau hinterlegten Verbraucher werden von einem Drehstrom-Asynchronmotor mit einer Nennspannung von 6.300 V angetrieben. Sie sind die leistungstechnisch größten Aggregate der Kraftwerksanlage. Alle übrigen darin aufgelisteten elektrischen Verbraucher liegen an der 400 V Versorgungsspannung.

3.3 Eigenbedarfsermittlung - Berechnungsvorgang

In diesem Abschnitt wird die Vorgehensweise der durchgeführten Berechnungen beschrieben. Es werden die in der Theorie erklärten Grundlagen sowie die angeführten Gleichungen dazu angewendet. Zuerst wird der tatsächliche Leistungsbedarf der einzelnen Komponenten ermittelt, bevor anschließend auf den effektiven Wirkungsgrad geschlossen werden kann. Bei einer Abweichung zum theoretischen Wirkungsgrad wird dann die Energiedifferenz dargestellt, welche ausschlaggebend für eine mögliche Investition in neue Anlagenteile ist. Das wird mittels einer Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in Form einer statischen Investitionsrechnung überprüft.

3.3.1 Leistungsberechnung

Für die Berechnung der tatsächlichen elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} (Gleichung 2.49) sind die Messdaten der Stromaufnahme aus den Anlagenbildern der vergangenen Jahre herangezogen worden. Diese wurden allerdings nur für die größeren Aggregate an der 6,3 kV-Schiene und jene der Rauchgasentschwefelungsanlage erfasst. Der Leistungsfaktor $\cos \varphi$, welcher für die Berechnung ebenfalls erforderlich ist, wurde jedoch nicht gemessen, weshalb dafür ein theoretischer Wert angesetzt werden musste. Um dennoch den tatsächlichen Leistungsbedarf des Antriebes zu ermitteln, sind die pönalisierten Werte der Herstellerdatenblätter verwendet worden. Aus Abbildung 2.12 ist zu erkennen, dass der Leistungsfaktor kein konstanter Wert, sondern vom Moment bzw. durch $P = M \cdot \omega$ von der Leistung abhängig ist. Bei bekanntem Kurvenverlauf ist es aber möglich, sich iterativ dem Leistungsfaktor bzw. schlussendlich der Leistung anzunähern. Daher sind Funktionen für den Leistungsfaktor aus den angegebenen Werten in den Datenblättern gebildet worden.

In Abhängigkeit von der Kessellast wurden 20 Messwerte ausgewertet und aus diesen im Programm *Microsoft Excel* Funktionsverläufe gebildet. Somit kann der sich mit der Last ändernde Leistungsbedarf für jeden Lastpunkt berechnet werden.

Für all jene Verbraucher mit einer Nennleistung größer 4 kW , für die keine digitale Stromanzeige zur Verfügung steht und daher auch keine Aufzeichnungen der Messwerte vorhanden sind, wurden Strommessungen durchgeführt. Dafür ist eine Strommesszange (Type: Fluke 321) mit einem relativen Fehler von weniger als 2 % verwendet worden. Der Leistungsfaktor wurde vom Typenschild des jeweiligen Motors im Nennpunkt abgelesen und für die Berechnung als konstant angenommen. Da diese Messungen sehr zeitintensiv und nur mit Unterstützung eines Betriebselektrikers durchzuführen sind, wurden sie nur für einen Betriebspunkt gemacht (100 % Kessellast und 210 MW Fernwärmeleistung). Bei den gemessenen Antrieben handelt es sich zum größten Teil um unregelmäßige Systeme. Die Stromaufnahme ist daher unabhängig von der Kessellast konstant. Für die Motoren im kleineren Leistungsbereich sowie die unregelmäßigen Antriebe, welche immer im selben Betriebspunkt laufen, wurde dieser eine Messwert zur Leistungsermittlung benutzt.

Wie aus Kapitel 2.3.3 bekannt ist, hat eine Änderung des Betriebspunktes auch gleichzeitig Auswirkungen auf den Leistungsbedarf der Pumpe bzw. des Ventilators. Um diese Leistungsänderung zu berücksichtigen, ist der aus den vorhandenen Messdaten berechnete Wert als Bezugswert herangezogen worden. Die Wirkungsgradifferenz zwischen dem tatsächlichen bzw. effektiven und dem theoretischen Wirkungsgrad in diesem Messpunkt ist dann auch prozentuell für die anderen Betriebspunkte angenommen worden. Dadurch ergibt sich der elektrische Leistungsbedarf dieser Antriebe entsprechend der Kessellast. Diese Berechnungsweise konnte jedoch nur bei jenen Systemen angewendet werden, für die eine Pumpen- bzw. Ventilator-Kennlinie in den Dokumentationsunterlagen aufzufinden war. Das ist im Prinzip für alle größeren Verbraucher der Fall gewesen.

Es soll darauf hingewiesen werden, dass die somit berechnete Leistungsaufnahme kein reiner Messwert ist. Zum einen beinhaltet sie den theoretischen Leistungsfaktor. Zum anderen (jedoch nur bei den Antrieben für die keine lastabhängigen Messwerte vorhanden sind) den theoretisch ermittelten Effektivwirkungsgrad. Infolgedessen unterliegt die tatsächliche Leistungsaufnahme einer geschätzten Unsicherheit von ungefähr $\pm 5\%$.

3.3.2 Wirkungsgradberechnung

Für die größeren Verbraucher in der Kraftwerksanlage wurde eine Überprüfung des Wirkungsgrades durchgeführt. Dabei handelt es sich hauptsächlich um Pumpen und Ventilatoren. Eine Ausnahme bilden nur die Kohlenmühlen, auf welche später Bezug genommen wird.

Darstellung des Betriebspunktes

Für die Beurteilung der Betriebscharakteristik ist es üblich, die vom Ventilator erzeugte Druckerhöhung sowie die Antriebsleistung und/oder den Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Volumenstrom darzustellen. Aus einer solchen Kennlinie ist ersichtlich, wie sich der Ventilator bei einer Veränderung der Parameter, wie z. B. Druck oder Fördermenge, verhält. Die Zu- und Abströmbedingungen werden als konstant angenommen (*Bommes & Kramer, 1990*).

Aus diesen von den Herstellern erstellten Pumpen- bzw. Ventilator-Kennlinien wurden mit dem Programm *TableCURVE 2D* Funktionsverläufe berechnet und anschließend die Kennlinien in *Microsoft Excel* nachgebildet. Für die Ermittlung des Betriebspunktes im Kennfeld gibt es zwei Möglichkeiten:

Variante 1 – konstante Drehzahl

Wird der Ventilator mit einer nicht veränderbaren Drehzahl betrieben, stellt sich der Betriebspunkt automatisch in Abhängigkeit eines Parameters, entweder vom Druck oder vom Förderstrom, auf der Kennlinie ein. Der jeweilige andere Parameter kann dann dem Kennfeld entnommen werden.

Variante 2 – variable Drehzahl

Wird der Ventilator durch Drehzahländerungen geregelt, so liefert das Kennfeld bei bekannter Fördermenge und notwendiger Drucksteigerung eine bestimmte Drehzahl, auf welcher der Betriebspunkt liegt. Der Arbeitspunkt kann auch bei gegebener Drehzahl und bekannter Drucksteigerung oder bekanntem Förderstrom dargestellt werden. Dadurch bietet sich die Möglichkeit eines Vergleiches, je nachdem welche Werte gemessen werden.

Aus dem Kennfeld ist auch der Gesamtwirkungsgrad des Ventilators $\eta_{V/P}$ zu entnehmen. Mit diesem Wirkungsgrad und der berechneten Förderleistung P_Q (Gleichungen 2.31 und 2.32) ist es möglich, über Gleichung 2.34 die erforderliche Wellenleistung P_W zu ermitteln. Unter Beachtung der leistungsabhängigen Wirkungsgrade der gesamten, im Antriebsstrang enthaltenen Systeme wie Motor und z. B. Stromrichter-kaskade oder Überlagerungsantrieb, ergibt sich der theoretische Wirkungsgrad der Gesamtanlage. Dieser beruht auf den Angaben in den Herstellerdatenblättern.

$$\eta_{theo} = \eta_{V/P} \cdot \eta_{Antrieb} \quad [-] \quad 3.1$$

Die theoretische Leistungsaufnahme P_{theo} errechnet sich schließlich aus dem theoretischen Wirkungsgrad η_{theo} und der Förderleistung P_Q .

$$P_{theo} = \frac{P_Q}{\eta_{theo}} \quad [W] \quad 3.2$$

Damit kann die Abweichung der theoretischen Leistung von der tatsächlichen elektrischen Leistungsaufnahme dargestellt werden.

$$P_{Diff} = P_{theo} - P_{el} \quad [W] \quad 3.3$$

Den tatsächlichen bzw. effektiven Wirkungsgrad erhält man demzufolge durch Division der elektrischen Leistungsaufnahme P_{el} durch die Förderleistung P_Q .

$$\eta_{eff} = \frac{P_Q}{P_{el}} \quad [-] \quad 3.4$$

Mit diesem beschriebenen Berechnungsweg kann ein Vergleich der betrachteten Aggregate durchgeführt werden. Je nachdem ob die Leistungsdifferenz P_{Diff} positiv oder negativ ist, ist der Wirkungsgrad der Gesamtanlage entweder besser oder schlechter als von den Herstellern angegeben. Dieser Verlauf des tatsächlichen Wirkungsgrades wird in einem Diagramm dem theoretischen Verlauf gegenübergestellt.

Zudem ist es auch möglich, die Leistungsdifferenz bei einer Änderung der Regelungsvariante zu berechnen. Dafür werden die beiden theoretischen Werte verwendet, um einen wirklichkeitsgetreuen Wert für den Leistungsunterschied zu erhalten.

$$P_{Diff} = P_{theo,1} - P_{theo,2} \quad [W] \quad 3.5$$

3.3.3 Energieverlust bzw. Energieeinsparung

Mit der Anzahl der Betriebsstunden des Aggregats lässt sich über die ermittelte Leistungsdifferenz ein Mehr- bzw. Minderverbrauch an Energie feststellen (Gleichung 3.6). Die Kraftwerksanlage wird jedoch während ihrer gesamten Betriebsdauer nicht immer im selben Lastpunkt betrieben. Vor allem durch die Fernwärmeauskopplung ändern sich die Zustände für die betreffenden Pumpen und Ventilatoren sehr stark. Um eine aussagekräftige Analyse der potenziellen Leistungseinsparung durchführen zu können, ist es notwendig die Berechnung nicht nur für einen Lastfall, sondern für den gesamten Betriebsbereich darzustellen.

Dazu wurde die "Betriebsaufzeichnung der Frischdampfmenge und Fernwärmeauskopplung" aus dem Jahr 2011 verwendet (VERBUND, 2011). Darin ist aufgelistet, welche Last zu einem bestimmten Zeitpunkt gefahren wurde.

Aus diesen Daten wurden zwölf gemittelte Lastfälle in Abhängigkeit von Kessellast und Fernwärmeerzeugung gebildet, für die anschließend die prozentuelle Betriebsdauer berechnet werden konnte (Tabelle 3.2). In Abhängigkeit von der Gesamtbetriebsdauer ist so eine Schätzung der zukünftigen Betriebsstunden für die betrachteten Lastfälle in Bezug auf die Fahrbereichskurve aus dem Jahr 2011 möglich. In Absprache mit VERBUND wird mit einer angenommenen Gesamtbetriebsdauer der Kraftwerksanlage von 5.000 *Stunden/Jahr* gerechnet.

Tabelle 3.2: Betriebsstunden der betrachteten Lastfälle

Lastfall	Kessellast bzw. Fernwärmeleistung			Anteil an Gesamtbetriebsstunden	
	100 % Kessellast (192 kg/s Frischdampfmenge)			[%]	[h]
1	0	MW	Fernwärmeleistung	8	385
2	225	MW	Fernwärmeleistung	8	395
3	180	MW	Fernwärmeleistung	17	850
4	140	MW	Fernwärmeleistung	9	430
5	55	MW	Fernwärmeleistung	18	895
	90% Kessellast (192 kg/s Frischdampfmenge)			[%]	[h]
6	0	MW	Fernwärmeleistung	2	85
7	190	MW	Fernwärmeleistung	6	320
8	155	MW	Fernwärmeleistung	8	400
9	80	MW	Fernwärmeleistung	5	245
	70% Kessellast (192 kg/s Frischdampfmenge)			[%]	[h]
10	0	MW	Fernwärmeleistung	3	160
11	135	MW	Fernwärmeleistung	5	245
12	50	MW	Fernwärmeleistung	11	590
				$\Sigma = 100$	$\Sigma = 5.000$

Alle Berechnungen werden in weiterer Folge für diese in Tabelle 3.2 dargestellten zwölf Lastfälle durchgeführt. Die aufgelisteten Betriebsstunden ergeben sich aus der prozentuellen Betriebsdauer und der angenommenen Gesamtbetriebsstundenanzahl von 5.000 *Stunden/Jahr*.

Mit der aus Gleichung 3.3 ermittelten Leistungsdifferenz und der zugehörigen Betriebsdauer t lässt sich der zusätzliche Energiebedarf oder im Fall eines höheren effektiven Wirkungsgrades gegenüber dem theoretischen die Energieeinsparung darstellen.

$$W = P_{Diff} \cdot t \quad [Wh] \quad 3.6$$

Im Fall einer Einsparung steht dieser nicht mehr für den Eigenbedarf benötigte Überschuss an Energie zum Verkauf zur Verfügung.

3.3.4 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

Der zuvor beschriebene Berechnungsvorgang kann nicht nur zur Darstellung des Unterschiedes zwischen dem tatsächlichen und dem laut Herstellerdatenblättern theoretischen Wirkungsgrad und den damit verbundenen Leistungs- und Energiedifferenzen verwendet werden. Es lassen sich auch die Einsparmöglichkeiten bei einer Änderung der

- Zustandsparameter wie Druck und/oder Förderstrom,
- der Regelung (variable Drehzahl zur Förderstromregelung anstatt Drosselregelung) oder
- des Wirkungsgrades, z. B. bei einer Steigerung des Wirkungsgrades der im System eingebauten Bestandteile (Pumpen- bzw. Ventilator, Motor,...), feststellen.

In diesem Zusammenhang ist vor allem die Drehzahlregelung wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben, eine sehr attraktive Möglichkeit zur Energieeinsparung. Dazu bietet sich der in den letzten Jahren stark weiterentwickelte Frequenzumformer (FU) an. Der große Vorteil bei der Verwendung eines FUs für eine nachträgliche Installation zur Drehzahlregelung besteht darin, dass die übrigen Bestandteile wie Pumpe oder Motor in vielen Fällen nicht gravierend geändert werden müssen. Da die Pumpe jedoch nicht für eine Änderung der Drehzahl ausgelegt wurde, ist es notwendig zu überprüfen, ob eine Verschiebung des Betriebspunktes zulässig ist.

Investitionsrechnung

Wie bereits in der Theorie beschrieben, ist eine statische Investitionsrechnung für die wirtschaftliche Betrachtung in dieser Arbeit ausreichend.

Die Energieeinsparungen infolge der Investitionen werden im Rahmen der Arbeit als zusätzlicher Gewinn betrachtet und nicht als Reduktion der Betriebskosten. Es sind daher nur die Kapitalkosten in der Berechnung zu betrachten.

Für die Ermittlung der kalkulatorischen Kosten nach Gleichung 2.54 und Gleichung 2.56 ist nach Absprache mit VERBUND eine geplante Nutzungsdauer von $ND = 12 \text{ Jahre}$ und ein kalkulatorischer Zinssatz von $i = 6 \%$ anzusetzen.

Als Erlös ist der gesamte Umsatzerlös anzusetzen, welcher durch das Projekt erzielt wird. Für den Fall der Reduzierung des Eigenbedarfes wird angenommen, dass diese eingesparte Energiemenge am Markt zusätzlich verkauft werden kann. Die Entwicklung des Strompreises ist schwer abzuschätzen, da dieser von vielen Faktoren beeinflusst wird. Daher wurde jener Wert für den Verkaufserlös verwendet, der dem durchschnittlichen Verkaufspreis aus dem Jahr 2011 entsprochen hat. Wie aus Abbildung 3.2 zu erkennen ist, lag dieser bei ungefähr $E = 55 \text{ €/MWh}$. Die rote Linie darin zeigt den Tages-Spitzenwert

und die schwarze den Durchschnittswert an. Im weiteren ist in der Grafik zu sehen, dass der Preis sich in den letzten sechs Jahren kaum verändert hat.

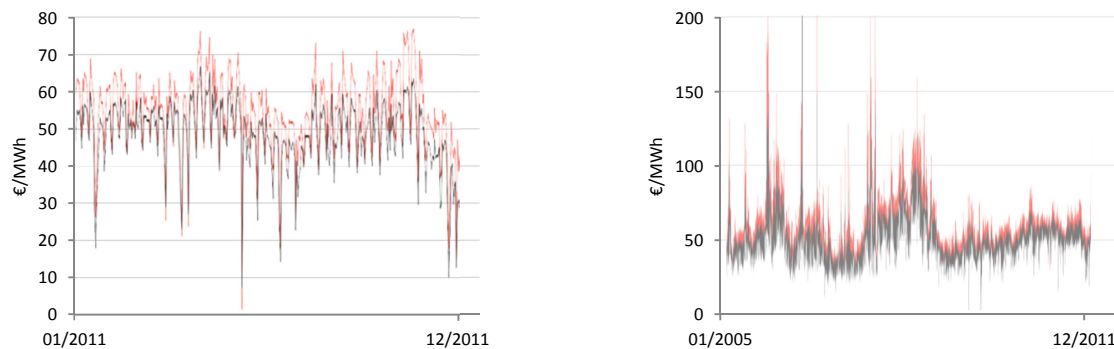


Abbildung 3.2: Strompreis Spotmarkt Österreich (Phelix) 2011 bzw. 2005 bis 2011 (www.eex.com, 28.02.2012)

Die Anfangsinvestitionskosten setzen sich zusammen aus den Kosten für das Objekt, den Installationskosten sowie etwaigen Aufwendungen für einen erforderlichen Umbau. Bei den Investitionen handelt es sich um Anlagenteile, für die keine Folgekosten zu erwarten sind. Des Weiteren wird davon ausgegangen, dass am Ende der Nutzungsdauer kein Liquiditätserlös erzielt werden kann.

Das Ergebnis dieser Berechnungsvorgänge soll die Grundlage für mögliche Investitionsentscheidung bilden. Im Rahmen der Diplomarbeit werden jedoch nur die Einsparpotenziale und die daraus resultierenden wirtschaftlichen Vorteile in Form eines zusätzlich zu erwartenden Gewinnes aufgezeigt. Falls man aufgrund der statischen Investitionsrechnung und unter Betrachtung der technischen Aspekte die Möglichkeit einer Investition überlegt, ist eine dynamische Investitionsrechnung mit den tatsächlichen Angeboten der Hersteller empfehlenswert.

4 Analyse der Anlagenkomponenten

In diesem Kapitel werden die in der Tabelle 3.1 aufgelisteten Anlagenkomponenten einzeln betrachtet und der Leistungsbedarf sowie der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kessellast dargestellt. Zuvor wird jedoch noch die durchgeführte Verbrennungsrechnung beschrieben. Mit dieser lässt sich die Rauchgas- und Frischluftmenge sowie der Brennstoffmassenstrom für die Feuerung bestimmen. Diese Daten sind für eine theoretische Leistungsberechnung der Ventilatoren und der Kohle-Förderbänder erforderlich.

Verbrennungsrechnung

Die in *Microsoft Excel* durchgeführte Verbrennungsrechnung liefert für eine bestimmte Brennstoffzusammensetzung, Brennstoffmassenstrom und für einen bestimmten Luftüberschuss den Rauchgasvolumenstrom sowie die notwendige Frischluftmenge.

Da das für die Berechnung erforderliche Luftverhältnis als Angabe nicht zur Verfügung steht, ist eine Annäherung an den Wert mit einem Iterationsverfahren notwendig. Dazu wird der Sauerstoffgehalt im Rauchgas verwendet, welcher im Kesselleerzug unmittelbar nach der Brennkammer gemessen wird. Hier ist jedoch zu berücksichtigen, dass das verwendete Messverfahren nur den O₂-Gehalt des trockenen Rauchgases misst. Für die Berechnung ist allerdings der feuchte Rauchgasstrom anzusetzen, da aufgrund der hohen vorherrschenden Temperaturen innerhalb des gesamten Systems keine Kondensation eintritt. Die Verbrennungsrechnung wurde somit auf trockener und feuchter Basis durchgeführt. Im weiteren könnte aufgrund des großen Rohrleitungsquerschnittes und der nur punktuellen Messstelle, durch auftretende Strahlenbildung in der Strömung, der gemessene Wert vom tatsächlichen abweichen. Diesbezüglich wurden die Messwerte mit allen übrigen im System vorhandenen gemessenen Werten für den O₂-Gehalt im Rauchgas verglichen.

Aus der vom Kraftwerkslabor stammenden Elementaranalyse der Kohle ist die Zusammensetzung des Brennstoffes ersichtlich. Für die Berechnung wurde die Brennstoffanalyse der Jahresdurchschnittsprobe für die im gesamten Jahr 2010 verfeuerten Kohlen verwendet (Tabelle 4.1).

In der zweiten Tabellenhälfte sind der Brennwert sowie der Heizwert dargestellt. Die Ermittlung nach BOIE weist einen relativen Fehler von ungefähr 1,9 % für den Heizwert auf. Für eine Beurteilung der Kohle unterscheidet man zwischen Rohkohle (roh) und einer wasser- und aschefreien Kohle (waf). Der Bezugszustand „roh“ bedeutet, dass die Kohle sowohl brennbare als auch unbrennbare Bestandteile wie Asche und Wasser enthält. Dies dient jedoch nur zur Bewertung der Kohle. Für die Verbrennungsrechnung sind die auf den rohen Bezugszustand bezogenen Werte aus Tabelle 4.1 zu verwenden, da der Brennstoff in diesem Zustand der Feuerung zugeführt wird.

Weiters sind in der Tabelle die Daten der Garantiekohle aufgelistet. Die gesamte Kraftwerksanlage wurde für die Verfeuerung dieser polnischen Steinkohle ausgelegt. Bezüglich des Heizwertes handelt es sich dabei um Steinkohle im unteren Qualitätsdrittel, welche zusätzlich eine schlechte Mahlbarkeit aufweist (ÖZE, 1987). In den vergangenen Jahren wurde jedoch Kohle im Kessel verfeuert, welche nicht nur einen deutlich höheren Heizwert hat, sondern auch eine bessere Mahlbarkeit nach HGI (Hardgrove

Index) aufweist. Dies hat einen erheblichen Einfluss auf die Belastung der Kohlenmühlen sowie auf die Rauchgasmenge.

Tabelle 4.1: Brennstoffanalyse der im Jahr 2010 durchschnittlich verfeuerten Steinkohle bezogen auf die Massenanteile je kg Brennstoff (VERBUND 2010)

Brennstoffanalyse		Prüfnorm	Einheit	Bezugszustand (roh)	Bezugszustand (waf)	Garantiekohle
Oxidasche	A	ÖN G 1.074	%	13,65		15
Wassergehalt	W	ÖN G 1.074	%	8,09		11
Flüchtige Bestandteile	FB	ÖN G 1.074	%	25,61	32,71	30
C fix		ÖN G 1.074	%	52,65	67,29	
Insgesamt			%	100,00	100,00	
Kohlenstoff	C	ÖN G 1.072	%	67,49	86,24	
Wasserstoff	H	ÖN G 1.072	%	4,09	5,23	
Schwefel	S	ÖN G 1.071	%	0,47	0,60	
Stickstoff	N	ÖN G 1.073	%	1,04	1,33	
Chlorid	Cl	ÖN G 1.075	%	0,08	0,11	
Fluorid	Fl	ÖN G 1.075	%	0,01	0,01	
Sauerstoff	O	Rest	%	5,08	6,48	
				78,26	100,00	
Brennwert	H_o	DIN 51.900	kJ/kg	27.300	34.900	
Heizwert	H_U	DIN 51.900	kJ/kg	26.200	33.500	23.446
		BOIE	kJ/kg	26.700		

Anstelle der Heizwertberechnung über die BOIE-Gleichung (Gleichung 2.11) wurde der genauere im Labor experimentell festgestellte über Gleichung 2.10 berechnete Heizwert benutzt.

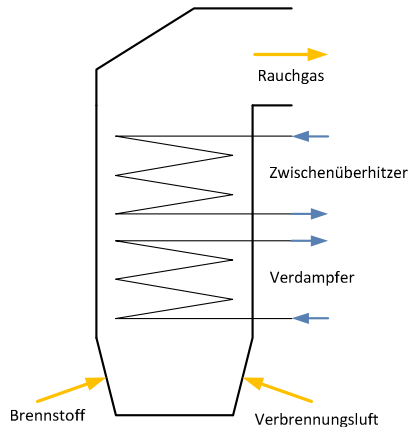
Aus den Messwertprotokollen ist zu entnehmen, dass bei einer Reduktion der Kessellast der Sauerstoff-Gehalt im Rauchgas ansteigt. Die Verbrennung findet bei einem höheren Luftverhältnis λ statt. Um das in der Berechnung miteinzubeziehen, wurde eine lineare Funktion über die Auswertung der Messwerte in Abhängigkeit von der Kessellast bzw. in weitere Folge vom Brennstoffmassenstrom gebildet.

Mit all diesen Parametern kann dann der gesuchte feuchte Rauchgasvolumenstrom bzw. die für die Verbrennung erforderliche Frischluftmenge bezogen auf die Brennstoffmenge berechnet werden.

Brennstoffmassenstrom

Um die Ungenauigkeit der Kohlewaage nicht in die Berechnung mit einfließen zu lassen, wurde die Feuerungswärmeleistung zur Ermittlung des Brennstoffmassenstromes verwendet. Für einen Dampferzeuger mit einstufiger Zwischenüberhitzung ergeben sich die in Abbildung 4.1 dargestellten Bilanzgleichungen. Die Verdampfungswärme \dot{Q}_{VD} und die für die Zwischenüberhitzung $\dot{Q}_{ZÜ}$ des Dampfes erforderliche Wärme sind hierbei die genutzte Wärmemenge. Zuzuführen ist die Wärmemenge \dot{Q}_{VD} , welche durch die Verbrennung des eingebrachten Brennstoffes frei wird. Da die Frischluft, welche zum einen durch die Mühlen als Tragluft und zum anderen durch die Staubbrenner als sekundäre

Verbrennungsluft eingebracht wird, beim Eintritt in die Brennkammer aufgrund von Erwärmungen durch vorgeschaltete Wärmetauscher bereits eine nicht zu vernachlässigende Wärmemenge \dot{Q}_{FL} enthält, ist auch diese in der Bilanzberechnung zu berücksichtigen.



$$\dot{Q}_{BS} = \dot{m}_{BS} \cdot \frac{H_u}{1000} \quad [J/s] \quad 4.1$$

$$\dot{Q}_{VD} = \dot{m}_{FD} \cdot (h_D - h_{Sp}) \quad [J/s] \quad 4.2$$

$$\dot{Q}_{ZÜ} = \dot{m}_{FD} \cdot (h_{ZÜ} - h_{ZD}) \quad [J/s] \quad 4.3$$

$$\dot{Q}_{FW} = (\dot{Q}_{VD} + \dot{Q}_{ZÜ}) - \dot{Q}_V = \dot{Q}_{BS} \quad [J/s] \quad 4.4$$

Abbildung 4.1: Dampferzeuger mit einstufiger Zwischenüberhitzung

Die Berechnung der Einzelverluste ist sehr aufwendig und teilweise ist auch nur eine Annäherung möglich, darum wurde nur jene Wärmemenge betrachtet, die mit dem Rauchgas den Dampferzeuger verlässt (\dot{Q}_{RG}). Verluste durch unverbrannte Ascherückstände, die noch in der Schlacke enthaltene Wärmemenge sowie Strahlungs- und Leitungsverluste wurden nicht berücksichtigt.

$$\dot{Q}_V = (\dot{Q}_{RG} - \dot{Q}_{FL}) = \dot{m}_{RG} \cdot c_{pRG} \cdot T_{RG} - \dot{m}_{FL} \cdot c_{pFL} \cdot T_{FL} \quad [J/s] \quad 4.5$$

Die Wasser-Dampfparameter wurden aus dem im *GateCycleTM* simulierten Wasser-Dampf Kreislaufmodell (Zagler, 2010) entnommen. Zur Ermittlung der Verlustwärme durch das Rauchgas und die eingebrachte Wärmemenge durch die Verbrennungsluft sind gemittelte Temperatur- und Druckmesswerte verwendet worden.

Zur Berechnung des Brennstoffmassenstromes ist es notwendig, sich der Lösung mit einem Iterationsverfahren anzunähern, da sich die Rauchgas- und Frischluftmenge aus der Verbrennungsrechnung ergeben, für diese jedoch wieder die Brennstoffmenge benötigt wird. Als Ergebnis ist in Abbildung 4.2 der Verlauf des notwendigen Brennstoffbedarfes sowie die Rauchgas- bzw. Frischluftmenge in Abhängigkeit von der Kessellast für einen konstanten Heizwert dargestellt.

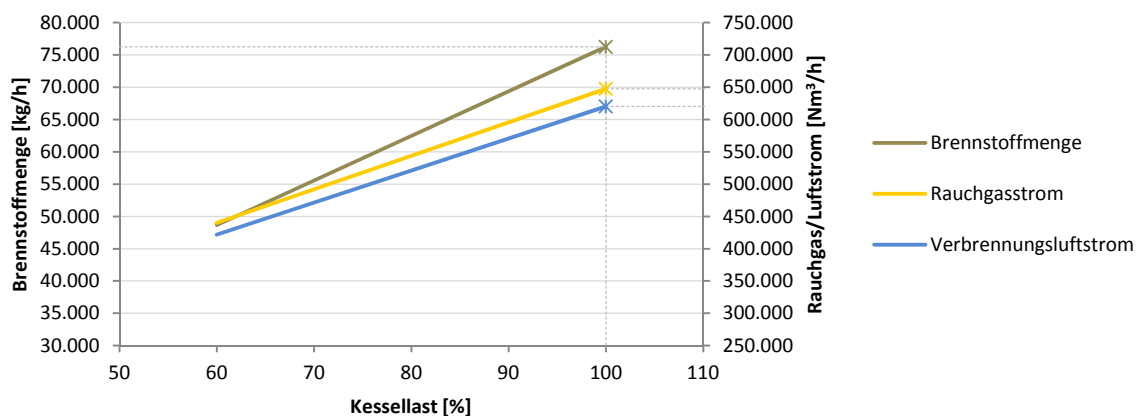


Abbildung 4.2: Brennstoffmenge bzw. Rauchgas- und Luftstrom in Abhängigkeit von der Kessellast

Ein Vergleich dieser theoretisch berechneten Werte mit den entsprechenden Messwerten hat gezeigt, dass die Brennstoffmenge und der Verbrennungsluftstrom mit den gemessenen Werten übereinstimmen (± 1 bis 2 %). Für den Rauchgasstrom ist keine Messstelle vorhanden und somit auch kein Vergleich möglich.

Mit diesen aus der Verbrennungsrechnung gewonnenen Daten konnte im Weiteren eine Überprüfung der Anlagenkomponenten durchgeführt werden. Die in den folgenden Kapiteln beschriebenen Erkenntnisse beruhen daher auf diese berechneten Werte.

4.1 Brennstoffzufuhr

Zu der Gruppe der Brennstoffzufuhr zählen all jene Eigenbedarfsverbraucher, welche dazu erforderlich sind, um das Brennmaterial vom Anlieferungsort in den Kraftwerksprozess einzubringen. Dies ist einerseits der Transportweg der Verbrennungskohle von der Entladehalle, möglicherweise über die Lagerhalde, bis hin zu den Kohlenmühlen und schlussendlich in den Kessel. Aus wirtschaftlichen Gründen wurde im Kraftwerk Mellach eine Vorrichtung für die Mitverbrennung von Klärschlamm nachgerüstet. Daher ist andererseits auch der Energiebedarf, welcher für den Transport vom Annahmebereich bis zur Beimischung zur Kohle notwendig ist, miteinzubeziehen.

4.1.1 Bekohlung

Die Steinkohle wird mit Zügen der Österreichischen Bundesbahn in Waggons angeliefert und in der Entladestation des Kraftwerkgeländes entladen. Die Entladung findet dabei in einer Halle statt, um die Staub- und Lärmentwicklung für die Umgebung zu reduzieren. Wegen der langen Transportwege kann es bei entsprechenden Außenbedingungen zur Vereisung der in den Waggons befindlichen Kohle kommen. Daher wurde zusätzlich eine Auftauvorrichtung mit der Methode der Direkt-Bedampfung in der Entladehalle installiert. Der dafür erforderliche Dampf wird vom Hilfsdampfsystem zur Verfügung gestellt. Über seitlich in der Station und unter den Waggons angeordnete Düsenrohre können diese dann bei geschlossenem Tunnel bedampft werden. Da dieses Verfahren, abhängig von der Außentemperatur, sehr zeitaufwendig sein kann, wurden außerhalb der Halle zusätzliche Dampfdufenrohre zum Vorauftauen verlegt.

Die aus den Waggons entladene Kohle fällt durch Gitter direkt in die unter der Halle liegenden Tiefbunker. Diese beiden Entladebunker wurden so dimensioniert, dass sie die gesamte Kohlemenge zweier Züge mit jeweils 27 Waggons aufnehmen können. Dies entspricht bei einem Waggonfassungsvermögen von 55 t eine Aufnahmekapazität der Bunker von ungefähr 3.000t (ÖZE, 1987).

Von der Entladestation aus besteht die Möglichkeit, die angelieferte Kohle entweder direkt in die Kesselbunker im Kraftwerk oder auf die Lagerhalde zu befördern. Die Bunkerkapazität ist jedoch mit 1.000t beschränkt, sodass eine Lagerung auf der Halde aus logistischen Gründen unumgänglich ist. Für den Transport des Brennstoffes steht ein teilweise unterirdisches Förderbandsystem zur Verfügung. Die gesamte Anlage wurde redundant ausgeführt, um bei einem etwaigen Ausfall einer Linie trotzdem einen hundert prozentigen Betrieb zu gewährleisten.

Im Rahmen dieser Diplomarbeit ist untersucht worden, wie groß der Leistungsbedarf ist, um den Brennstoff von der Entladestation bis in die Hochbunker im Kesselhaus zu befördern. Dabei wurde unterschieden zwischen dem Transportweg

1. vom Tiefbunker der Entladestation auf die Lagerhalde,
2. von der Lagerhalde in den Kesselbunker und
3. vom Tiefbunker in den Kesselbunker.

Aus dem Förderbandschema [Abbildung 4.3] ist ersichtlich, dass das Brennmaterial auf allen drei möglichen Wegen die Probenentnahmestation, die Kontrollwiegestation und auch einen Metallabscheider durchläuft. So ist gewährleistet, dass auch der Heizwert der Steinkohle auf der Halde bekannt ist.

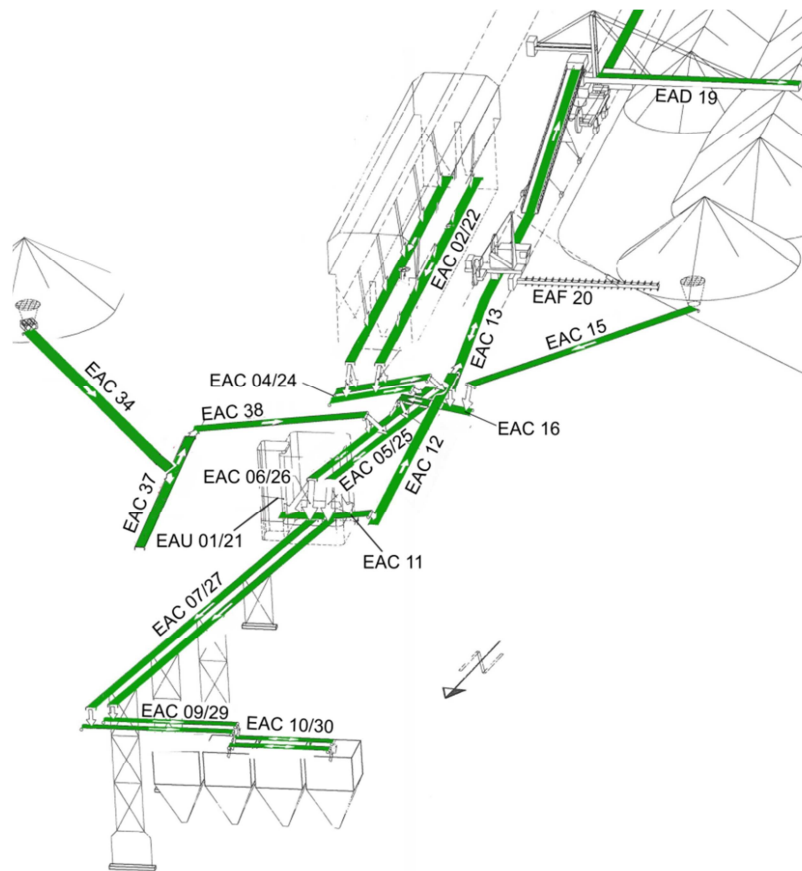


Abbildung 4.3: Förderbandsystem Bekohlung (vgl. VERBUND, 2005)

Das gesamte Förderbandsystem wurde so konzipiert, dass der gesamte Tagesbedarf an Brennstoff von ungefähr 2.000 t innerhalb von acht Stunden bewältigt werden kann. Daraus ergab sich eine notwendige Bandleistung von 250 t Kohle pro Stunde. (ÖZE, 1987)

Vom Kraftwerkspersonal wurde angegeben, dass diese Förderleistung in Summe nicht erreicht werden kann, da die Bänder eine gewisse Zeit leer laufen (Anfahren, Wechsel von Waggons, Abschalten) und vor allem weil aufgrund der unterschiedlichen Beschaffenheit der Anlieferungskohle es nicht immer möglich ist, die Förderbänder mit einer solchen Menge zu befahren. Eine Auswertung der aufgezeichneten Daten der Kohlemengen über die Betriebsstunden der Bänder ergab eine durchschnittliche Bandleistung von ungefähr 220 t bis 230 t pro Stunde.

Die einzelnen Transportwege

Um den folgenden Beschreibungen der einzelnen Transportwege besser folgen zu können, sind die Kurzbezeichnungen der einzelnen Förderbänder in Abbildung 4.3 eingezeichnet. Die genaue Bezeichnung dieser Bänder kann aus der Verbraucherliste im Anhang entnommen werden.

1. Vom Tiefbunker auf die Entladehalde

Die vom Bunkerräumwagen aus dem Tiefbunker ausgeräumte Kohle wird über das Austragsförderband *EAC 02/22* über die verstellbare Wechselschurre auf das Verbindungsband *EAC 04* oder *EAC 24* transportiert. Anschließend wird sie dann über Aufgabeschurren auf das Muldenförderband *EAC 05/25* befördert. In diesem Bereich befinden sich auch die Bandwaagen und die Überbandmagnetabscheider. Am Ende des Förderbandes befindet sich die Probenentnahmestation *EAU 01/21*, welche kontinuierlich vollautomatisch Proben entnimmt. Danach wird das Material über das Muldenförderband *EAC 11* und *EAC 12* und dem Kohlelagerband *EAC 13* zum Absetzer *EAD 19* weitertransportiert. Im Absetzer wird das Kohlelagerband so umgelenkt, dass das Fördergut über Schurren an die Absetzbänder übergeben und anschließend über den Ausleger auf die Lagerhalden abgeworfen wird.

2. Von der Lagerhalde in den Kesselbunker

Der Kratzlader *EAF 20* dient zur automatischen Abhaltung der Kohle. Der Ausleger des Kratzers ist dazu mit einer umlaufenden Kette und darauf montierten Rechen bestückt. Diese befördern die Kohle über eine Dosierbandwaage und einer Wechselschurre auf das reversierbare Kohlelagerband *EAC 13*.

Da es im Winter aufgrund der vorherrschenden Witterungsbedingungen zur Bildung von Kohleschollen beim Abhalten kommt, kann manuell bei entsprechenden Bedingungen ein Kohle-Brecher zugeschaltet werden. Dieser soll die großen Kohlebrocken zerkleinern und so einen reibungsfreien Betrieb der Anlage gewährleisten. Bevor die Kohle auf das Kohlelagerband aufgeworfen wird, wird sie dann entweder durch den Brecher oder daneben vorbei geführt.

Weiter über das Verbindungsband *EAC 16* wird das Brennmaterial wieder auf Band *EAC 05* oder *EAC 25* aufgegeben, wo es wieder gewogen und eine Probe für die Laboranalyse entnommen wird. Soll die Kohle jetzt in den Kesselbunker gefördert werden, wird sie über die elektrisch verstellbaren Wechselschurren auf das Schrägförderband *EAC 07/27* abgeworfen. Dann wird die Kohle an das Übertragband *EAC 09/29* befördert und von dort auf die Bunkerverteilmäntel *EAC 10/30* abgeworfen. Diese sind verfahr- und reversierbar, wodurch ein Befüllen der einzelnen vier Kesselbunker möglich ist.

3. Vom Tiefbunker in den Kesselbunker.

Es wird derselbe Weg vom Tiefbunker bis zu den Wechselschurren *EAC 06/26* wie bei der Förderwegbeschreibung 1 verwendet. Allerdings wird die Kohle dann Richtung Kessel auf das Schrägförderband *EAC 07/27* abgeworfen und weiter zu den Kesselbunkern transportiert.

Leistungsdarstellung

Für die Berechnung des Energiebedarfes der beiden Transportvarianten ist die Stromaufnahme der einzelnen Förderbänder gemessen worden. Die Messwerte sind in der Verbraucherliste (Anhang) eingetragen. Diese fördern jedoch nicht während der gesamten Betriebsdauer, sondern nur solange bis die angelieferte Kohle ihren Bestimmungsort erreicht hat bzw. die Kesselbunker befüllt sind. Daher wurde der Leistungsbedarf auf die Brennstoffmenge bezogen. Im Zusammenhang mit dem erforderlichen Brennstoffmassenstrom für die Verbrennung lässt sich somit die Leistung in Abhängigkeit von der

Kessellast berechnen. Dieser Leistungsbedarf ist für die unterschiedlichen Transportwege von der Entladestation bis schlussendlich in die Kesselbunker in Abbildung 4.4 dargestellt. Die Abweichung zwischen dem Betrieb im Winter und im Sommer ergibt sich durch die beträchtliche Leistungsaufnahme des Kohlebrechers.

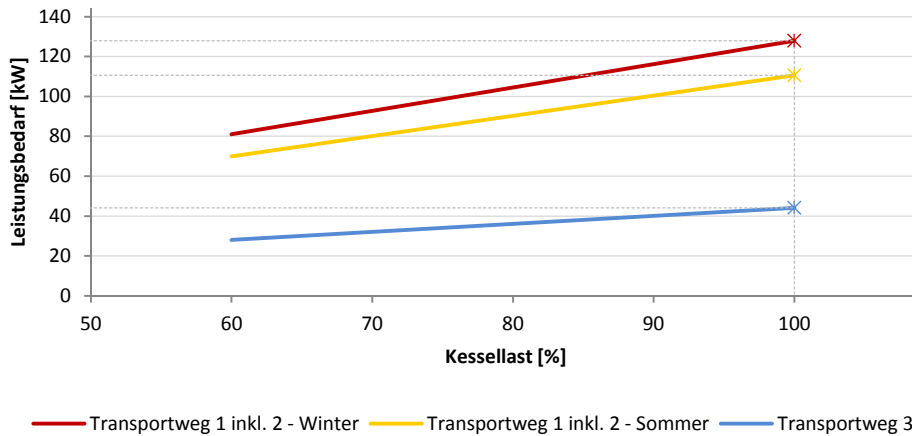


Abbildung 4.4: Leistungsbedarf der unterschiedlichen Transportwege

Der in Abbildung 4.4 gezeigte deutlich unterschiedliche Leistungsbedarf zwischen den verschiedenen Transportwegen ist vor allem auf den Energiebedarf des Kohleabsetzers sowie des Kratzladers zurückzuführen. Der Leistungsbedarf der einzelnen Antriebsmotoren ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Diese Werte sind jedoch Absolutwerte und nicht auf die Brennstoffmenge bezogen was bedeutet, dass sie dem tatsächlichen Leistungsbedarf bei Betrieb entsprechen.

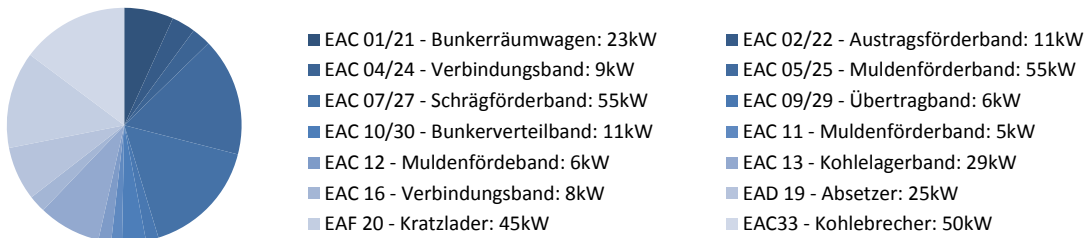


Abbildung 4.5: Leistungsbedarf der einzelnen Antriebsmotoren

Aus der Leistungsdifferenz (Abbildung 4.4), zwischen dem Transportweg bei direkter Beförderung der Kohle vom Tiefbunker in die Kesselbunker (Transportweg 3) und jenem des Weges über die Halde (Transportweg 1 inkl. 2) ergibt sich, bei einer durchschnittlich bewerteten Betriebsdauer für den Brecher und den angenommenen 5.000 Gesamtbetriebsstunden, eine jährliches Einsparpotenzial von:

Energieeinsparung pro Jahr
930 MWh

Im Weiteren kommt es bei einer Lagerung des Brennmaterials zu einem Heizwert- und Gewichtsverlust von jährlich 0,5 bis 1,5 % bei einem verdichteten Lager (ÖZE, 1987). Die für die Verdichtung erforderlichen Leistungen wie Radlader, Schraubraupe und Personalkosten wurden genauso wie die Aufwendungen für Ausleger bzw. den Kratzer nicht berücksichtigt. Mit diesen zusätzlich anfallenden

Belastungen ist die Aufhaldung gegenüber der direkten Beförderung in die Kesselbunker noch um einiges unwirtschaftlicher.

Durch die Lagerkapazität der Halde ist es allerdings möglich, den Kohleeinkauf hinsichtlich Preis und vor allem der notwendigen Bedampfung für die Enteisung zu optimieren. Die Berechnung der dafür erforderlichen Bedampfungsenergie hat gezeigt, dass diese einen erheblichen Aufwand darstellt. Abhängig von der Bedampfungszeit je Waggon bzw. je Zug steht an der Turbine weniger hochwertiger Dampf für die Energieumwandlung (Strom) zur Verfügung. Dieser Verlust ist somit zugleich der Energiebedarf für die Bedampfung. Abbildung 4.6 zeigt zusätzlich die dabei anfallenden Kosten bzw. den Gewinnentgang auf der sekundären Ordinate.

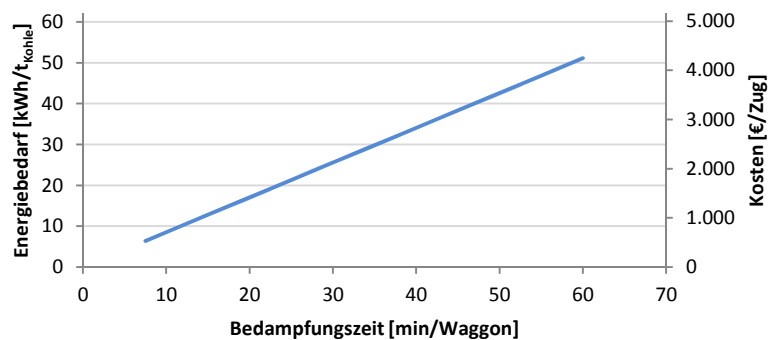


Abbildung 4.6: Energiebedarf für die Bedampfung der Kohlewaggons

Von der Verwaltung wird angegeben, dass es ab einer Bedampfungsdauer von acht Stunden, das entspricht $18,5 \text{ min/Waggon}$, als nicht mehr wirtschaftlich erachtet wird. Aus Erfahrungswerten der Vergangenheit für die erforderliche Bedampfungsdauer bei entsprechender Außentemperatur konnte somit die Anlieferung der Kohle angepasst werden. Ab einer mittleren Tagestemperatur von unter $-1 \text{ }^\circ\text{C}$ wird die Kohle für die Verfeuerung nur mehr von der Halde bezogen und die Anlieferung wird eingestellt.

Schlussfolgerung

Dem verantwortlichen Personal ist der Mehraufwand durch die Aufhaldung sehr wohl bekannt und es wird weitgehendst auch der direkte Transportweg vom Tiefbunker der Entladestation bis in die Hochbunker gefahren. Aus oben beschriebenen Gründen, wie dem aktuellen Kohlepreis und dem voraussichtlichen Bedampfungsaufwand, ist es jedoch auch wirtschaftlich betrachtet sinnvoller bei gegebenen Umständen die Anlieferungskohle zu lagern. Außerdem ist es wegen der Qualitätsunterschiede der bezogenen Steinkohle logistisch nicht anders zu bewältigen und daher unumgänglich.

4.1.2 Zuteiler – Trogkettenförderer

Das Kratzband des Trogkettenförderers befördert die Kohle aus den vier Hochbunkern des Kesselhauses über den Mühlenfallschacht zu der jeweiligen Kohlenmühle. Die transportierte Fördermenge ist dabei zum einen von der Laufgeschwindigkeit des Bandes und zum anderen von der voreingestellten Schütthöhe der Kohle abhängig. Diese Höhe der Kohleschicht kann manuell durch einen Schütthöhenregler am Förderband verstellt werden. Die Einstellung der Schütthöhe sollte laut

Herstellerangaben so erfolgen, dass bei 80 % der Förderbandgeschwindigkeit eine Kessellast von 100 % erreicht wird.

Durch ein stufenlos verstellbares Getriebe wird die Geschwindigkeit des Kratzbandes und somit die Kohlefördermenge zu den Mühlen geregelt. Unabhängig von der Kessellast ist der Leistungsbedarf des Zuteilers annähernd konstant.

Leistungsbedarf Zuteiler - Trogkettenförderer
12 kW

Dieser dargestellte Leistungsbedarf wird von den Antrieben aller vier Trogkettenförderer zusammen benötigt. Die Möglichkeit zur Regelung des Bandantriebes mittels einer Drehzahlsteuerung durch einen Frequenzumformer ist prinzipiell gegeben, jedoch wäre die Leistungseinsparung gegenüber dem Aufwand und den Kosten für die Installation zu gering.

Schlussfolgerung

Eine Analyse der vergangenen Jahre hat ergeben, dass die Förderbandgeschwindigkeit zwischen 60 % und 70 % je nach Lastfall variiert. Da im Teillastbereich nur drei Mühlen betrieben werden, reduziert sich die Bandgeschwindigkeit der Zuteiler dieser Kohlenmühlen nicht nennenswert. Die Abweichung der Geschwindigkeit ergibt sich durch den gestiegenen Heizwert des Brennstoffes, wodurch weniger Kohle für die Verbrennung bei gleicher Leistung notwendig ist.

Eine Umstellung der Regelung auf Motorsteuerung mittels Frequenzumformer würde sicher eine Einsparung mit sich bringen. Auch die geringen Investitionskosten würden einen Einsatz rechtfertigen. Jedoch fällt der zusätzliche Energiegewinn relativ klein aus, sodass eine Installation mit den dazugehörigen Umbauarbeiten als nicht zweckmäßig erscheint.

4.1.3 Klärschlamm

Aus wirtschaftlichen Überlegungen wurde eine Anlage zur Mitverbrennung von Klärschlamm im Kraftwerk nachgerüstet. Diese befindet sich samt Annahme- und Aufbewahrungssilo im östlichen Bereich des Kraftwerksgeländes.

Die größten Eigenbedarfsverbraucher sind die beiden Klärschlamm-Förderpumpen. Diese fördern das Brennmaterial zum einen vom Annahmehbereich in das Silo und zum anderen wiederum aus dem Silo bis in die Kohlenmühlen, wo es der Verbrennungskohle beigemischt wird. Im Gegensatz zur Förderpumpe für die Beimischung, welche kontinuierlich bei einer Mitverbrennung von Klärschlamm in Betrieb ist, läuft die Annahme-Förderpumpe nicht ständig. Der Leistungsbedarf wird daher nur prozentuell dazugerechnet. Der dargestellte notwendige Eigenverbrauch setzt sich somit aus den zwei Pumpen und den weiteren kleineren elektrischen Verbrauchern, wie z. B. den Ventilatoren für die Entlüftung, welche in der Klärschlammanlage installiert sind, zusammen.

Leistungsbedarf Klärschlamm
93 kW

Dieser Leistungsbedarf ist höher als jener für die Förderung der Kohlen bei Verwendung des Transportweges 3.

4.1.4 Kohlenmühlen

Die Mahlanlagen eines Kohlekraftwerkes nehmen einen Großteil des elektrischen Eigenbedarfs in Anspruch. Für den Antrieb der Mühlen wurden Drehstrom-Asynchronmaschinen verwendet, die über ein Schneckengetriebe die Mahlpindel der Mühle mit einer Drehzahl von $53,2 \text{ U/min}$ antreiben.

Da die Kohle in ihrem Ausgangszustand nicht geeignet ist, direkt der Feuerung zugeführt zu werden, ist es die Aufgabe der Schüsselmühlen, den zugeteilten Brennstoff zu Staub zu zerkleinern, gleichzeitig zu trocknen und in einer bestimmten Feinheit und Menge den Kohlenstaubbrennern zuzuleiten, um eine stabile Verbrennung in vorgegebener Zeit bei vollständigem Ausbrand zu ermöglichen (Effenberger, 2000). Der Brennstoff muss auf einen zulässigen Restfeuchtegehalt getrocknet werden, der für die Vermahlung einen störungsfreien Transport des Kohlenstaubes bis zu den Brennern und für die Zündung von Vorteil ist. Zur Trocknung wird Heißluft verwendet.

Diese sogenannten Walzmühlen laufen mit einer konstanten Drehzahl, da die Mahlung und Gasförderung von getrennten Maschinen realisiert wird. Ein entscheidendes Kriterium für die Ausmahlung der Kohle und die Laufruhe der Mühle stellt der Mahldruck dar. Er wird durch die Hysterese des Druckschalters geregelt und liegt zwischen 74 und 80 bar . Die Ölpumpe des Hydrauliksystems hat die Aufgabe diesen Druck, solange die Mühle in Betrieb ist aufzubringen. Es wird jedoch nur für das Aufbauen des Mahldruckes oder für die Mahlpindelbetätigung ein hoher Öldruck benötigt. In der restlichen Zeit läuft die Hydraulik mit einem niedrigeren Druck. Bei Unebenheiten des Mahlbettes baut sich jedoch kurzfristig ein höherer Mahldruck auf, der durch das Öffnen des Überstromventils begrenzt wird. Dadurch kommt es durch die Pumpe zum Wiederaufbau des Mahldruckes. Da das im Teillastbereich häufiger auftritt als bei Vollast ist es sinnvoll, bei Reduzierung der Kraftwerksleistung eine Mühle abzustellen.

Falls es zu einem Ausfall einer Mühle kommt, können die übrigen Mühlen den Leistungsausfall nicht in allen Fällen kompensieren. Daher muss die Blockleistung zunächst reduziert werden. Allerdings kann man die ausgefallene Feuerleistung durch eine Gasfeuerung ersetzen.

Berechnung

Der Leistungsbedarf einer Mühle ist von der Mühlenbauart, der Eigenschaft der Kohle und der geforderten Mahlfeinheit abhängig. Er setzt sich zusammen aus dem Energieaufwand für die Zerkleinerung der Kohle und dem Transport des Kohlenstaubes.

$$P_M = P_{Zerk} + P_{Förd} \quad [W] \quad 4.6$$

Bei langsam laufenden Mühlen, wie der Schüsselmühle, wird die Förderleistung vom Frischluftgebläse übernommen. Daher benötigen diese eine geringere Antriebsleistung.

Da sich der Energieaufwand für die Zerkleinerungsarbeit in der Mühle nur sehr schwer abschätzen lässt, wird dazu eine Vergleichsgröße benutzt – die Mahlbarkeit. Sie beschreibt die physikalische Eigenschaft der Kohle, die aussagt, wie leicht sie unter bestimmten Bedingungen zu zerkleinern ist. In Abhängigkeit von den flüchtigen Bestandteilen im Brennstoff kann sie aus Diagrammen abgelesen werden (Effenberger, 2000).

Der Arbeitsbedarf von Mühlen wird auf die durchgesetzte Kohlenmasse bezogen. Er ist in Abbildung 4.7 in Abhängigkeit von der Belastung der Mühle dargestellt. Dieser wurde aus der gemessenen Stromaufnahme mit Gleichung 2.49 und der berechneten Kohlenmenge, in Abbildung 4.2 zu sehen, in

Abhängigkeit von der Kessellast berechnet. Der graue Flächenbereich stellt dabei den typischen spezifischen Arbeitsbedarf von langsam laufenden Mühlen bei Steinkohlemahlung aus der Literatur dar (Effenberger, 2000). Daraus ist ersichtlich, dass mit steigender Kessellast auch der spezifische Arbeitsbedarf abnimmt.

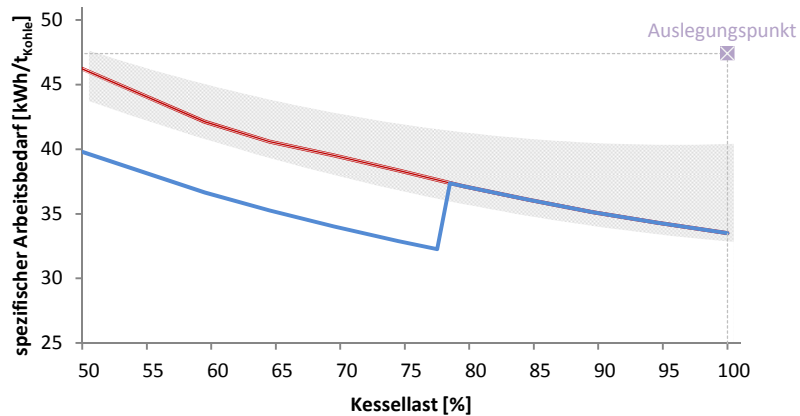


Abbildung 4.7: spezifischer Arbeitsbedarf der Kohlenmühlen

Die rote Kennlinie zeigt den Verlauf, wenn es zu keiner Abschaltung einer Mühle bei Reduzierung der Last kommt. Die blaue Kennlinie stellt den tatsächlichen Betrieb im Kraftwerk da. Der Sprung bei einer Kessellast von ca 78 % wird durch das Abstellen einer Mühle hervorgerufen. Für Betriebsfälle unter diesem Lastpunkt sind nur drei Mühlen für die Vermahlung notwendig – die vierte steht still. Wie deutlich zu erkennen ist, führt das zu einer Reduktion des spezifischen Arbeitsbedarfes (genau um die Leistungsaufnahme einer Mühle). Das ergibt sich durch die Aufteilung des Brennstoffes auf die übrigen drei Mühlen, ohne dass es dabei zu einem nennenswerten Anstieg des Stromverbrauches (Energieverbrauches) kommt. Speziell im oberen Lastbereich ist zu sehen, dass die Mühle im unteren Bereich des aus der Literatur dargestellten theoretischen spezifischen Arbeitsbedarfes arbeitet, was auf einen hohen Wirkungsgrad der Kohlenmühlen hinweist. Wie allerdings ebenso aus der Grafik zu erkennen ist, liegt der Auslegungspunkt relativ weit entfernt vom tatsächlichen Leistungsbedarf der Mühlen. Der prozentuelle Anteil der flüchtigen Bestandteile in der verfeuerten Kohle befindet sich aber genau im Auslegungsbereich. Daraus ist zu schließen, dass der verminderte Leistungsbedarf nicht auf die Mahlbarkeit der Kohle zurückzuführen ist. Bestätigt wird diese Annahme auch durch die vom Kraftwerkslabor durchgeführten Kohleanalysen. Die Mahlbarkeit der in den letzten Jahren verfeuerten Steinkohle hat sich gegenüber den zuvor eingesetzten Kohlen nicht verändert. Nur der Heizwert der Kohlen ist deutlich gestiegen, wodurch weniger Kohle für die gleiche Wärmeleistung der Feuerung zugeführt werden muss. Wie jedoch in Abbildung 4.7 dargestellt, nimmt der spezifische Arbeitsbedarf mit steigender Belastung der Kohlenmühle ab. Angesichts dieser Tatsache müsste er, infolge des reduzierten Brennstoffmassenstromes (höherer Heizwert), über dem Auslegungspunkt liegen. Das ist jedoch nicht der Fall.

Hinsichtlich dieser Überlegungen und auch laut Abbildung 4.7 ist es wahrscheinlich, dass die notwendige Wellenleistung falsch eingeschätzt wurde bzw. eine größere Überdimensionierung ausgeführt worden ist. Möglicherweise um die Anlagenverfügbarkeit weiter zu erhöhen. Dadurch befindet sich der Betriebspunkt des Antriebsmotors jedoch nicht im gedachten Auslegungsbereich. Das hat einen sehr großen Einfluss auf Wirkungsgrad und den Leistungsfaktor wie in Abbildung 4.8 zu sehen ist.

In diesem tatsächlich betriebenen Arbeitsbereich, was einer Kessellast zwischen 60 % und 100 % entspricht, bewegt sich der Motorwirkungsgrad zwischen 94,3 % und 95 % und der Leistungsfaktor zwischen 0,65 und 0,71. Vor allem der sich einstellende Bereich des Leistungsfaktors liegt deutlich unter den für einen Motor günstigen Betriebszustand.

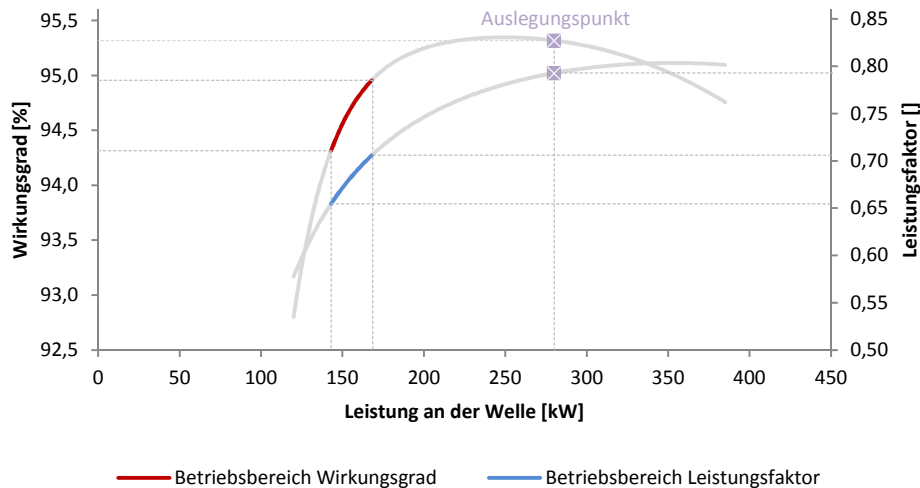


Abbildung 4.8: Betriebsbereich von Wirkungsgrad und Leistungsfaktor der Antriebe

Eine Steigerung des Wirkungsgrades vom derzeitigen Betriebspunkt in den Bereich des Auslegungspunktes würde jedoch nur eine Leistungseinsparung von ungefähr 2 kW pro Motor und Mühle bringen.

Leistungsdarstellung

Abbildung 4.9 zeigt den effektiven Leistungsbedarf der Kohlenmühlen in Abhängigkeit von der Kraftwerksleistung. Darin ist noch einmal die prägnante Abweichung des Auslegungspunktes im Volllastbetrieb vom Realzustand zu erkennen.

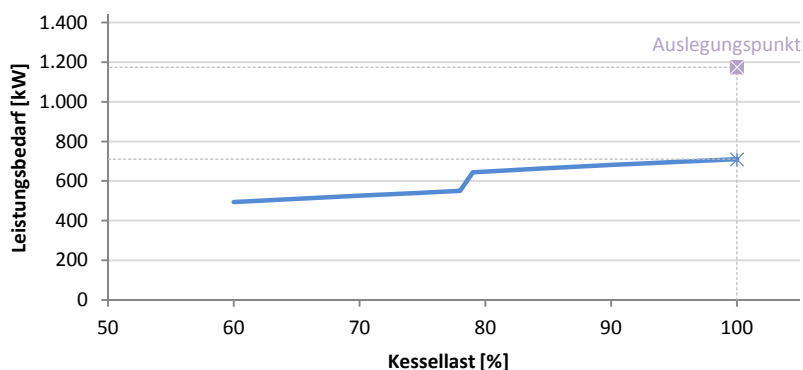


Abbildung 4.9: Leistungsbedarf der Kohlenmühlen

Auch hier ergibt sich der Kennliniensprung wegen der Abschaltung der vierten Mühle beim Unterschreiten einer Kessellast von ungefähr 78 %. Durch diese Betriebsweise werden durchschnittlich um die 170 MWh pro Jahr eingespart.

Schlussfolgerung

Grundsätzlich ist der verminderte Energieverbrauch positiv zu bewerten. Dennoch befindet sich der Betriebspunkt des Leistungsfaktors in keinem günstigen Arbeitsbereich. Auch der Wirkungsgrad liegt nicht im Bestpunkt. Durch Anschaffung eines neuen Antriebsmotors könnte zwar eine Steigerung des Wirkungsgrades erreicht werden, allerdings wäre die Leistungseinsparung zu gering, sodass sich eine Investition nicht rentieren würde.

Da die Schüsselmühlen für einen Brennstoffmassenstrom laut Hersteller von $22,3 \text{ t/h}$ im Betriebspunkt ausgelegt worden sind, könnte bereits ab einer Kessellast von 88 % mit nur mehr drei Mühlen die für die Verbrennung notwendige Kohle zur Verfügung gestellt werden. Aber Betrieb von nur drei Mühlen bedeutet allerdings auch einen Brennstoffeintrag in den Kessel durch die Brenner auf nur drei Ebenen. Jede Mühle versorgt eine Ebene. Dies hätte wiederum einen Einfluss auf den Kesselwirkungsgrad. Zudem würde es aufgrund der notwendigen Kühlluft für die Brenner zu weiteren Wirkungsgradeinbußen kommen. Der optimale Umschaltzeitpunkt auf den Drei-Mühlen-Betrieb lässt sich somit nur aus praktischen Versuchen ermitteln. Eine große Leistungseinsparung ist jedoch nicht zu erwarten.

4.1.5 Leistungsdarstellung der Gruppe - Brennstoffzufuhr

Alle Eigenbedarfsverbraucher dieser Gruppe sind unabhängig von der Fernwärmeauslastung und werden somit nur von der Kessellast beeinflusst. Da, wie zuvor beschrieben, die Bekohlung ein diskontinuierlicher Prozess ist, wurde der dafür notwendige Leitungsbedarf genauso wie jener der Klärschlammannahme prozentuell gewichtet hinzugerechnet. Der in Abbildung 4.10 dargestellte Kennlinienverlauf setzt sich aus den in der Gruppe "Brennstoffzufuhr" aufgelisteten Verbrauchern zusammen.

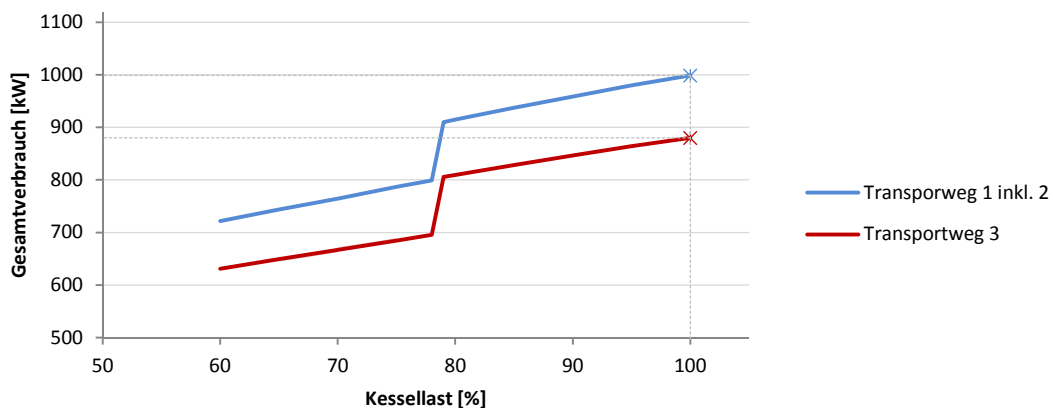


Abbildung 4.10: Aufsummierte Leistungsdarstellung der Verbraucher aus der Gruppe - Brennstoffzufuhr in Abhängigkeit der Kessellast

Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass durch die Abstellung einer Kohlenmühle bei Minderung der Kraftwerksleistung der Eigenbedarf sprunghaft um 100 kW reduziert werden kann. Das Abstellen einer Mühle wirkt sich somit nicht nur positiv auf das Betriebsverhalten der Mühlen (siehe Mahldruck Kapitel 4.1.4) sondern auch auf den elektrischen Leistungsbedarf aus.

Die Aufteilung der Leistungsanteile am Gesamtenergiebedarf zeigt Abbildung 4.11. Dieser ist für den Vollastfall (100 % Kessellast) dargestellt.

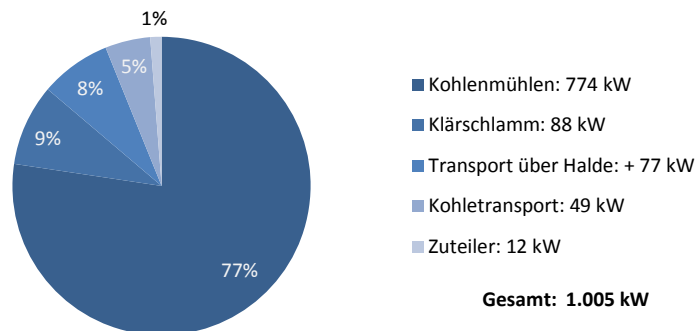


Abbildung 4.11: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast

Den mit Abstand größten Anteil dabei nehmen die Kohlenmühlen mit 77 % ein. Der Energiebedarf für die Förderung der Steinkohle bis zu den Mühlen ist hingegen mit ungefähr 49 kW – 126 kW eher gering.

4.2 Luft-Rauchgas Weg

Der gesamte Luft-Rauchgas Weg der Kraftwerksanlage Mellach wurde in zweisträngiger Bauweise ausgeführt. Wie im Schema (Abbildung 4.12) abgebildet, mussten daher ab dem Kesselleerzug bis hin zur Rauchgasentschwefelungsanlage sämtliche im Transportweg enthaltenen Aggregate doppelt ausgeführt werden. Das hat den großen Vorteil, dass bei einer auftretenden Störung in einem Strang, die Möglichkeit besteht, den Betrieb, bei entsprechender Lastreduzierung, durch den anderen Strang aufrechtzuerhalten.

Um bei unterschiedlicher Kessellast den variablen Fördermengen an Frischluft sowie Rauchgas gerecht zu werden, ist eine Regelung der Fördermenge unumgänglich. Weiters musste berücksichtigt werden, dass sich der Gegendruck in den Leitungen und sonstigen Einbauten aufgrund von Verschmutzungen und anderen Anlagerungen mit zunehmender Betriebsdauer erhöht. Daher wurden die Gebläse für den zu erwartenden höchstmöglichen Gegendruck und die größtmögliche Fördermenge ausgelegt. Bei Gebläsen, die mit konstanter Drehzahl betrieben werden, müsste dann der Förderdruck durch eine Regeleinrichtung reduziert werden. Da sich jedoch fast alle Betriebszustände unter diesem Auslegungszustand befinden, entstehen in diesen Fällen immer große Drosselverluste.

In der Kraftwerksplanung für das FHKW Mellach wurde daher der Einsatz von drehzahlgeregelten Antrieben vorgesehen, um diese Verluste zu minimieren. Dies ermöglicht eine optimale Anpassung an die Erfordernisse mit entsprechend geringen Verlusten.

4.2.1 Saugzuggebläse

Die Aufgabe des Saugzuggebläses ist es, das in der Brennkammer durch die Verbrennung des Kohlenstaubes entstehende Rauchgas durch den Kamin schlussendlich in die Atmosphäre zu fördern. Auf diesem Weg durchläuft das Gas noch sämtliche Aggregate und Anlagenbereiche. Zum einen sind

das Reinigungsmaßnahmen wie DeNO_x und REA und zum anderen LUVO und KALVO zum Vorwärmen der Verbrennungsluft.

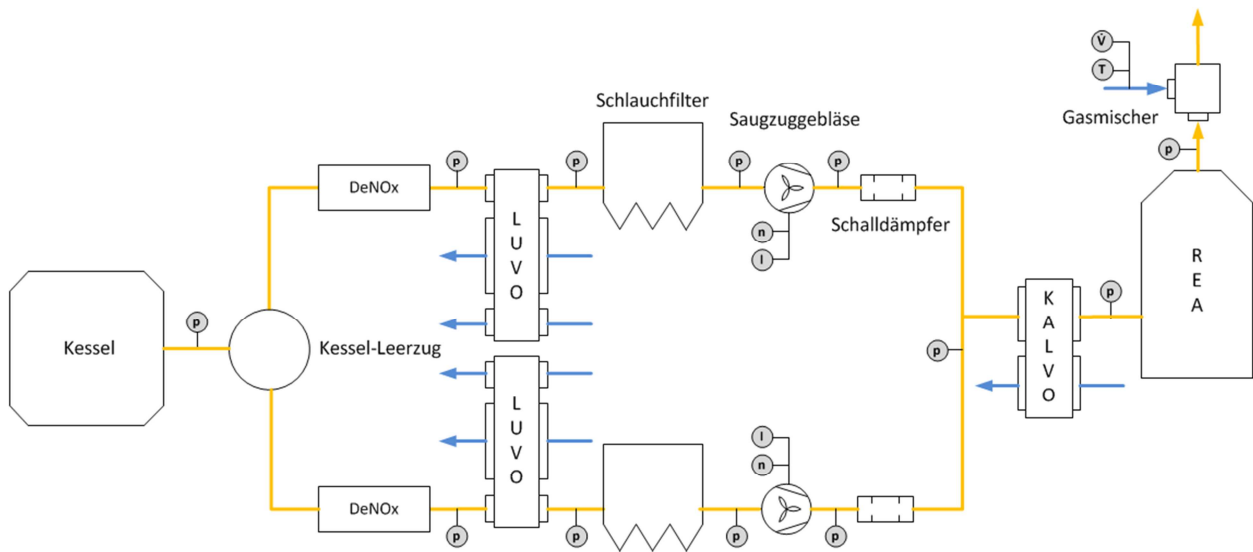


Abbildung 4.12: Schema des Rauchgasweges des FHKW Mellach

Durch die Anordnung des Saugzuggebläses nach dem LUVO wird erreicht, dass das Druckniveau auf der Rauchgasseite des LUVOs tiefer liegt als jenes auf der Luftseite. Dadurch kommt es aufgrund der Undichtheiten zu Spaltströmungen der Frischluft in das Rauchgas und die Schadstoffe verbleiben somit im Rauchgas.

In der folgenden Tabelle (Tabelle 4.2) sind die Nenndaten von Gebläse und Motor abgebildet. Die „Leistung an der Welle“ entspricht dabei jener Leistung, welche vom Motor aufzubringen und von der Gebläsewelle zur Verfügung gestellt werden muss, um diese Fördermenge mit dieser Druckerhöhung zu fördern. Der darin enthaltene Wirkungsgrad ist der Gesamtwirkungsgrad des ganzen Systems für diesen Betriebspunkt. Er wurde aus den Datenblättern der Hersteller ermittelt. Dazu zählen die Wirkungsgrade von Gebläse, Motor, USK und sonstige Komponenten, welche sich im Antriebsstrang befinden.

Tabelle 4.2: Nenndaten Saugzuggebläse

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /s]	Druckerhöhung [Pa]
2.450	2.200	83,7	205	9.080

Das Saugzuggebläse des Herstellerunternehmens Waagner Biro ist in radialer Bauweise ausgeführt und wird über eine elastische Kupplung von einem drehzahlgeregelten Asynchronmotor angetrieben. Die Regelung der Drehzahl erfolgt dabei über eine untersynchrone Stromrichter-kaskade. In Abhängigkeit vom gewünschten Brennkammerdruck wird diese vollautomatisch von der Leittechnik eingestellt.

Berechnung

Führungsgröße für die Regelung des Gebläses ist der geforderte Druck in der Brennkammer. In der Leittechnik ist dieser mit einem Unterdruck von 0,5 mbar eingestellt.

Das Saugzuggebläse muss die gesamten rauchgasseitigen Widerstände der Anlage überwinden, um die Abgase von der Brennkammer bis durch den Kamin in die Atmosphäre zu befördern. Die Strömungswiderstände, welche die Rohrleitungen und die Aggregate wie DeNO_x, LUVO oder Schlauchfilter bilden, hängen jedoch vom Rauchgasvolumenstrom und vom Grad der Verunreinigung, die im Laufe der Zeit eintreten, ab. Um nun die Druckverluste der einzelnen Einbauten analysieren zu können, wurden aufgezeichnete Messwerte aus dem Jahr 2010 herangezogen. Die Druckmessstellen vor und nach den Einbauten sind für einen variablen Volumenstrom ausgewertet worden, wodurch der Widerstandsbeiwert ζ experimentell ermittelt werden konnte. Abhängig von der Kessellast ergibt sich der in Abbildung 4.13 gezeigte Verlauf für den Druckverlust im Rauchgasweg.

Um die vom Gebläse zu erbringende Druckdifferenz zu ermitteln, muss jedoch zusätzlich zum geforderten Anfangsdruck in der Brennkammer, auch der gewünschte Druck am Endpunkt der Leitung bekannt sein. Dazu wurde angenommen, dass das Rauchgas in den Gasmischer des Wiederaufheizsystems mit einem leichten Überdruck von 3 mbar eintritt. Durch die Erwärmung des Rauchgases im Mischer reicht die Sogwirkung des Kamins aufgrund der Thermik aus, um das Gasgemisch dann schlussendlich in die Atmosphäre zu befördern.

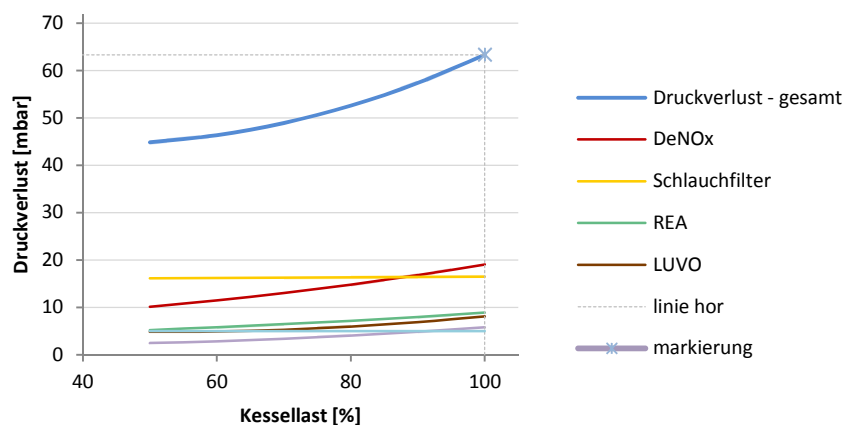


Abbildung 4.13: Druckverlust des Rauchgasweges

Mit dem zu überwindenden Druckverlust als Funktion vom Volumenstrom und dem Rauchgasvolumenstrom selbst aus der statischen Verbrennungsrechnung, kann zusammen mit den geforderten Anfangs- bzw. Endzuständen eine Berechnung für einen anschließenden Vergleich der Ergebnisse mit den Messwerten durchgeführt werden.

Variante 1 - Verbrennungsrechnung

Die bereits in Kapitel 0 beschriebene statische Verbrennungsrechnung liefert einen von der Kessellast abhängigen feuchten Rauchgasvolumenstrom. Beim Weg von der Brennkammer bis hin zum Gebläse hat das Gas noch einige Stationen (LUVO, DeNO_x) zu durchlaufen, in denen es zu einer Zunahme der Fördermenge durch Falschluff kommt. Auch diese ist einzurechnen, da sie einen nicht unerheblichen Teil ausmacht und das Gebläse die gesamte Menge, welche durch das Laufrad tritt, zu fördern hat. Dazu sind die Messwerte des Sauerstoffgehalts vor bzw. nach den einzelnen Komponenten herangezogen worden. Aus der Verbrennungsrechnung wurde damit die Differenz der Rauchgasmenge, bei unterschiedlich verwendetem O₂-Gehalt berechnet, wodurch die Luftinfiltration, welche z. B. im LUVO eintritt, festgestellt werden konnte.

Das Ergebnis der Untersuchung, in Abbildung 4.14 zu sehen, zeigt eine deutliche Abweichung des effektiven Wirkungsgrades η_{eff} vom theoretischen η_{theo} , welcher aus den Datenblättern für Motor, Stromrichteraskade und Gebläse ermittelt worden ist. Der effektive Wirkungsgrad wird mit Gleichung 3.4 aus der tatsächlichen Leistungsaufnahme P_{el} des Antriebes und der Förderleistung P_Q für den in Abbildung 4.15 eingezeichneten Verlauf des Betriebspunktes (*BP 1*) berechnet. Zusätzlich sind auch die Kennlinienverläufe der theoretischen Wirkungsgrade sowie jener der effektiven für die anderen beiden durchgeführten Berechnungsvarianten in Abbildung 4.14 dargestellt.

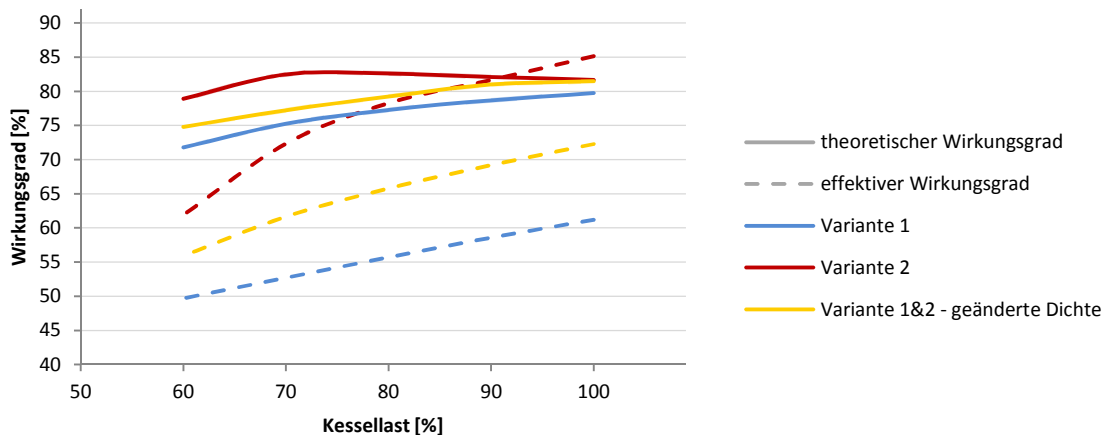


Abbildung 4.14: theoretischer und effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kessellast

Diese beträchtliche Differenz der Wirkungsgrade lässt einen Fehler in der Berechnung bzw. die Vernachlässigung eines entscheidenden Faktors vermuten. Zur Überprüfung der Plausibilität wurden daher die Berechnungswerte mit den Messdaten verglichen. Diese Gegenüberstellung der theoretisch berechneten Werte mit den gemessenen, zeigt für die Drehzahl einen Unterschied von ungefähr 8 %. Die Drehzahlmessung kann jedoch sehr genau durchgeführt werden und weist einen geringen relativen Fehler. Auch die Möglichkeit eines Messfehlers kann dahin gehend ausgeschlossen werden, weil die Messgeräte laufend kalibriert werden und die Messwerte zusätzlich mit Vergangenheitswerten überprüft wurden. Da der in der Berechnung verwendete Wert für die erforderliche Druckdifferenz aus Messwerten gebildet wurde, zeigt sich hierbei kein Unterschied zum gemessenen. Es ist aber anzunehmen, dass auch er aufgrund von Messungenauigkeiten eine Diskrepanz zum tatsächlichen Zustand aufweist. Eine Kontrolle für den Wert des berechneten Volumenstromes steht nicht zur Verfügung. Im ganzen Rauchgasweg ist dafür keine Messstelle installiert.

Angesichts dieses nicht zufriedenstellenden Ergebnisses wurde eine zweite Vergleichsberechnung durchgeführt. Diesmal war jedoch die Drehzahl und die Druckdifferenz als bekannt gegeben, sodass sich in Abhängigkeit vom Ventilator Kennfeld ein bestimmter Förderstrom einstellt.

Variante 2 - Vergleich über die Drehzahl

Die theoretischen Betriebspunkte (*BP*) beider Varianten, in Abbildung 4.15 dargestellt, zeigen einen deutlichen Unterschied des Förderstromes. Sie bewegen sich in Abhängigkeit von der zu fördernden Menge und somit von der Kessellast auf der strichlierten Linie. Diese Linie stellt den Verlauf des Betriebszustandes für den Arbeitsbereich von einer Kessellast von 60 % bis 100 % dar. Der darauf

ingezeichnete Betriebspunkt entspricht dem Volllastfall bei 100 % Kessellast. Auch in allen weiteren Grafiken wird der Verlauf des Betriebspunktes sowie der Betriebspunkt für diesen Lastfall abgebildet.

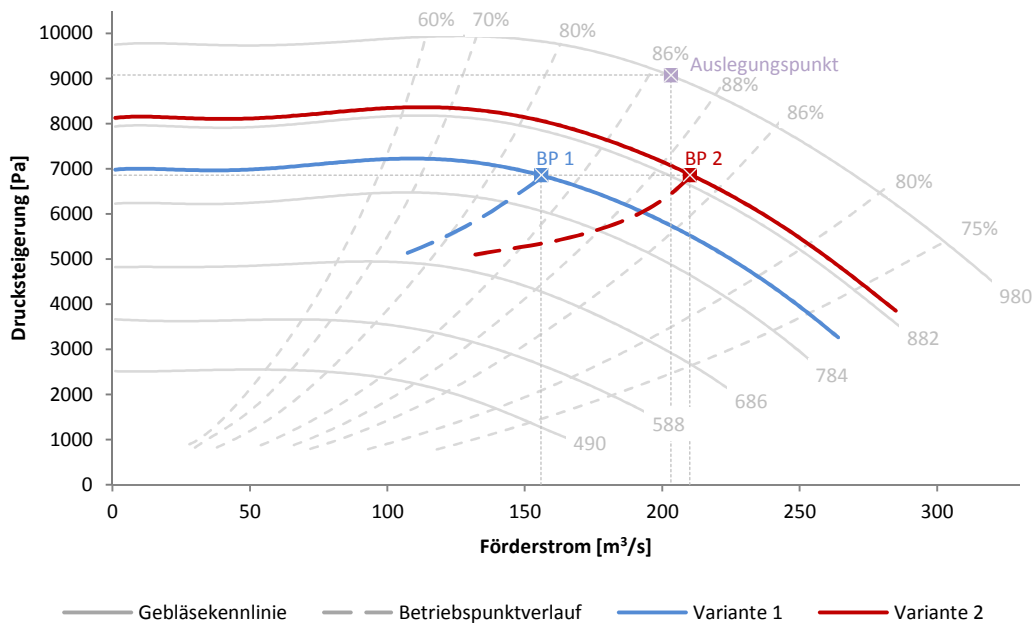


Abbildung 4.15: Kennfeld Saugzuggebläse mit berechneten Betriebspunkten für die berechnete Betriebsdichte

Es ist jedoch auch der aus den Messwerten errechnete zweite Betriebspunkt nicht plausibel. In diesem wäre der Effektivwirkungsgrad nämlich größer als der theoretische Wirkungsgrad des Systems (Abbildung 4.14). Daher wurde in weiterer Folge eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt, um die Einflüsse der einzelnen Parameter auf die Berechnung grafisch darzustellen (Abbildung 4.16).

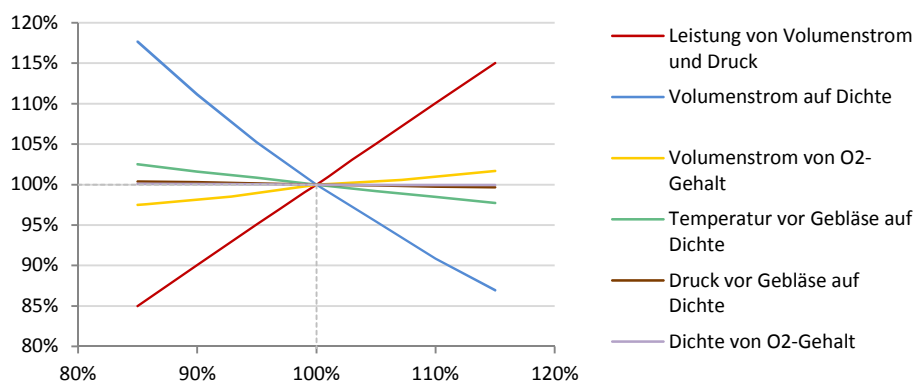


Abbildung 4.16: Sensitivitätsanalyse - Saugzuggebläse

Aus dem Diagramm ist zu entnehmen, dass eine Änderung des Sauerstoffgehaltes im Rauchgas nur geringfügig den Volumenstrom beeinträchtigt. Eine Messabweichung von über zehn Prozent würde nur zu einer ungefähr zweiprozentigen Änderung des Förderstromes führen. Anders ist es bei der Dichte, die einen größeren Einfluss auf den Volumenstrom und damit auch auf die Leistung hat. Dieser aus der

Verbrennungsrechnung stammende Wert auf feuchter Basis beträgt im Normzustand: $\rho_{RG} = 1,322 \text{ [kg/Nm}^3\text{]}$.

Die Umrechnung auf die ausschlaggebende Betriebsdichte mithilfe der allgemeinen Gasgleichung (Gleichung 2.21) ergibt einen Betrag von: $\rho_{RG} = 0,817 \text{ [kg/m}^3\text{]}$.

Werden die Betriebsparameter Druck und Temperatur vor dem Ventilator in der Sensitivitätsanalyse (Abbildung 4.16) betrachtet, zeigen diese eine nur geringe Beeinflussung der Dichte. Daraus folgt, dass die Rauchgaszusammensetzung das entscheidende Kriterium ist.

Um den Einfluss der Dichte noch einmal deutlich zu machen, wird anstelle des berechneten Wertes jene Dichte für die Berechnung verwendet, mit der der Ventilator ausgelegt wurde.

Variante 1&2 – geänderte Dichte

Der Rechengvorgang ist der gleiche wie bei Variante 1 und 2, nur wird stattdessen jener Wert für die Dichte aus dem Datenblatt ($\rho_{RG} = 0,733 \text{ [kg/m}^3\text{]}$) benutzt. Infolgedessen ändert sich auch das Ventilator Kennfeld und bei gleichbleibender Fördermenge selbstverständlich auch der Förderstrom (Abbildung 4.17). Bei der Verwendung dieser Dichte ergeben beide Berechnungsvarianten, unter Zulassung kleiner Toleranzen für Druck (3 %) und Förderstrom (3 %), denselben Betriebspunkt. Genau dieser wird auch im Computersystem in der Kraftwerkswarte angezeigt. Aus der Logik sind allerdings nur die in die Rechnung einfließenden Parameter bekannt. Wie er berechnet wird ist unbekannt. Mit diesen Parametern von Druck, Temperatur und Drehzahl ist es jedoch nicht möglich die Dichte zu errechnen. Daher liegt es nahe, dass ein fixer Wert oder eine Kennlinie hinterlegt sein muss. Die auch am Bildschirm angezeigte Rauchgasmenge ist somit kein rein berechneter Wert, sondern ergibt sich aus dem Kennfeld.

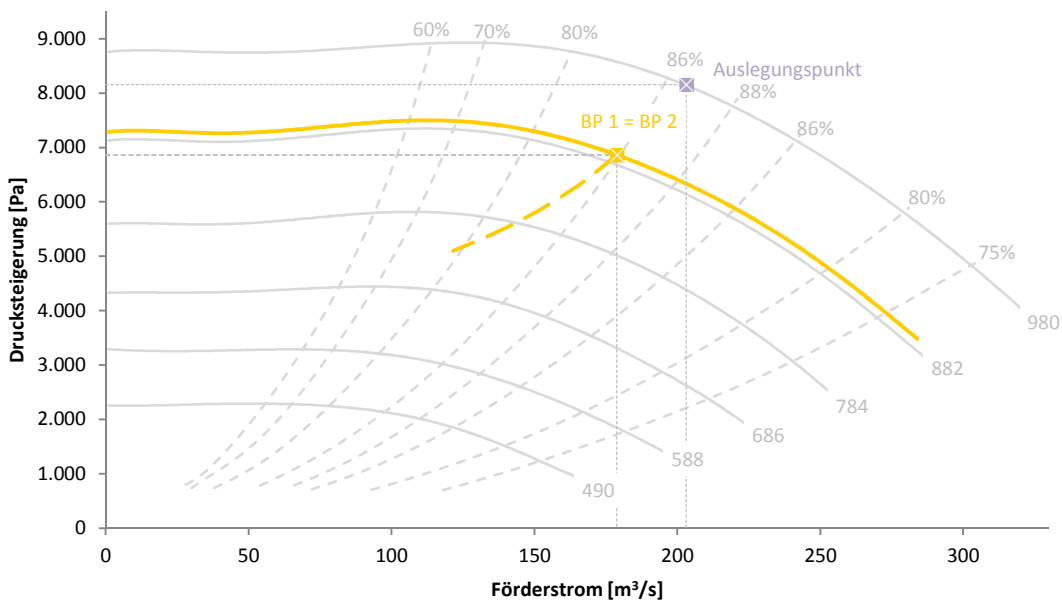


Abbildung 4.17: Kennfeld Saugzuggebläse mit berechneten Betriebspunkten und Dichte aus Herstellerdatenblatt

Der theoretische sowie der effektive Wirkungsgrad für diesen Verlauf des Betriebspunktes sind in Abbildung 4.14 dargestellt. Auch hier ist die Differenz zwischen den beiden Kennlinien relativ groß.

Leistungsdarstellung

Eine Darstellung des Leistungsbedarfes für die beiden Saugzuggebläse ist, da dieser nur auf die gemessenen Werte der Stromaufnahme beruht, trotzdem möglich. Der Verlauf ist in Abhängigkeit von der Kessellast in Abbildung 4.18 eingezeichnet. Dazu ist auch noch die Kennlinie für den wahrscheinlich zutreffendsten Fall, jenen mit der Dichte aus dem Datenblatt (Variante 1&2 – geänderte Dichte), darin abgebildet.

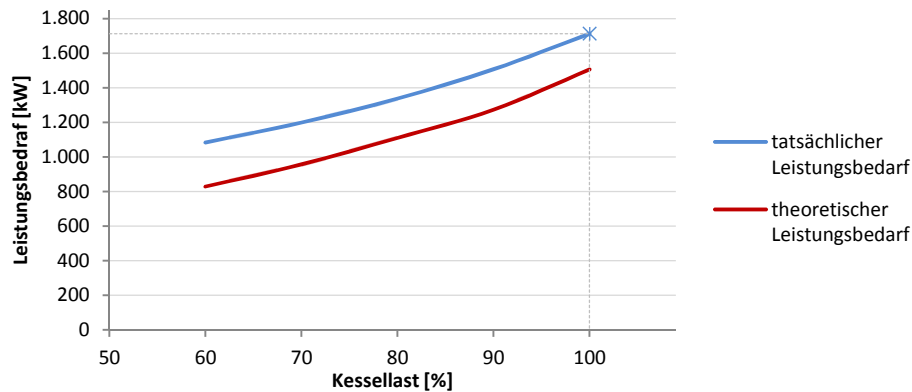


Abbildung 4.18: theoretischer und tatsächlicher Leistungsbedarf des Saugzuggebläses

Die theoretische Energieeinsparung bzw. der zusätzliche Energiebedarf infolge dieser Leistungsdifferenz für beide Gebläse zusammen ergibt pro Jahr:

zus. Energiebedarf - Saugzuggebläse
2.200 MWh

Der theoretische und der effektive Wirkungsgrad für alle drei durchgeführten Berechnungsvarianten (Variante 1, Variante 2 und Variante 1&2) kann aus Abbildung 4.14 für verschiedene Betriebszustände abgelesen werden.

Schlussfolgerung

Möglicherweise ist der Einfluss der DeNO_x-Anlage entscheidend, um eine ausreichende Änderung der Dichte zu verursachen. Die geringe Menge an Klärschlamm, welche zusätzlich der Feuerung zugeführt wird und nicht in der Berechnung berücksichtigt wurde, hat jedoch keinen wesentlichen Einfluss.

Unabhängig von der Dichte des Rauchgases ist nicht klar, welche Rauchgasmenge der Ventilator tatsächlich fördert. Die Möglichkeit einer größeren Luftinfiltration in einem Bereich des Rauchgasweges vor dem Ventilator durch sämtliche Einbauten ist gegeben. Die Falschluff, welche durch die DeNO_x bzw. durch den LUV0 in das System gelangt, wird zwar über die O₂-Messwerte berücksichtigt, eine größere Messabweichung, durch mögliche Schieflagen (Strähnenbildung), dieser Werte kann jedoch nicht ausgeschlossen werden.

Die Beurteilung des Saugzuggebläses ist somit nur zu einem Teil aussagekräftig, da der tatsächliche Betriebspunkt nicht bekannt ist.

Zur Kontrolle der Rauchgasmenge wurde eine zweite überschlägige Berechnung durchgeführt (Effenberger, 2000). Auch die Dichte des feuchten Rauchgases wurde in diesem Zuge mitbetrachtet und zusätzlich mit Vergleichswerten aus der Literatur (Strauß, 2009) überprüft.

Des Weiteren werden die Berechnungsergebnisse auch vom Messwert der zugeführten Verbrennungsluft bestätigt. Dieser stimmt mit den Berechnungswerten aus der in *Microsoft Excel* durchgeführten Verbrennungsrechnung überein.

Ausgehend von der Tatsache, dass der aus der statischen Verbrennungsrechnung theoretisch berechnete Wert für die Rauchgasmenge sowie für die Rauchgasdichte korrekt ist, macht eine Überprüfung der Herkunft der Luftinfiltration auf jeden Fall Sinn. Denn wie aus der Sensitivitätsanalyse (Abbildung 4.16) zu erkennen ist, würde schon eine geringe Änderung der Fördermenge oder/und der erforderlichen Drucksteigerung eine beträchtliche Leistungseinsparung mit sich ziehen.

Die relativ große Differenz vom Auslegungspunkt erklärt sich durch den Sicherheitsfaktor der Konstrukteure und ist laut Hersteller so üblich. Der Ventilator muss auch bei einem plötzlichen Anstieg des Druckverlustes in der Leitung noch in der Lage sein, den geforderten Rauchgasstrom zu fördern. Um das zu erreichen, ist eine Leistungsreserve erforderlich.

Das System der USK für die Drehzahlregelung des Ventilators weist einen sehr hohen Wirkungsgrad mit einem guten Leistungsfaktor auf. Eine Umrüstung auf eine andere Form der Regelmöglichkeit ist somit nicht notwendig und wirtschaftlich gesehen auch nicht sinnvoll.

4.2.2 Frischluftgebläse

Das gesamte Luftleitungssystem setzt sich aus drei Teilsystemen zusammen. Zum einen zur Versorgung der Brenner des Dampferzeugers mit Verbrennungsluft und zum anderen zur Beschickung der Kohlenmühlen mit Trocknungs- und Tragluft für den Kohlenstaub. Das dritte System dient zur Wiederaufheizung der kalten Abgase aus der REA. Um die NO_x -Emissionen bei der Feuerung so gering wie möglich zu halten, wurden die dem Stand der Technik entsprechenden Primärmaßnahmen, wie eine Tangentialfeuerung oder auch die Möglichkeit eines Betriebes mit Oberluft verwirklicht.

Die Brennerluft, auch Sekundärluft genannt, und die Luft für das Wiederaufheizsystem, werden vom Sekundärluftgebläse zur Verfügung gestellt. Die Luftansaugung erfolgt hierbei von der Kesseldecke. Die Tragluft (Primärluft) wird vom Primärluftgebläse im Bereich des Gebläses angesaugt und zu den Mühlen geleitet. In den gesamten Zuführungsleitungen sind Venturi-Messdüsen installiert, die eine Erfassung und Regelung der Teilströme ermöglichen. Die für die Verbrennung erforderliche Frischluft setzt sich somit aus der Tragluft des Kohlenstaubes und der direkten Verbrennungsluft zusammen.

Aus der Verbrennungsrechnung kann jedoch nur der gesamte notwendige Frischluftvolumenstrom berechnet werden. Zur Feststellung, welche Luftmenge durch die Mühlen als Primärluft und wie viel als Sekundärluft zu den Kohlestaubbrennern geführt werden muss, wurden die Messwertaufzeichnungen für den Volumenstrom in den Zulaufleitungen zum Kessel aus den letzten fünf Jahren herangezogen. Die Auswertung dieser Werte hat ein Verhältnis von

$$\frac{\text{Sekundärluft}}{\text{Primärluft}} \approx 3,7$$

ergeben.

4.2.3 Primärluftgebläse

Die Primärluft dient als Trägermedium zum Austrag des Kohlenstaubes aus den Mühlen. Zusätzlich wird sie zur Trocknung der feuchten Kohlen in den Kohlenmühlen verwendet.

Zwei über eine elastische Kupplung mit einem Drehstrom-Asynchronmotor verbundene Radialgebläse saugen die Luft im Kesselhaus über zwei Ansaugschalldämpfer an. Über die Kaltluft- bzw. Heißluftregelklappe wird diese dann entweder direkt zu den Mühlen gefördert oder durchläuft zuvor noch den Primärdampfwärmetauscher und den Kessel-LUVO (Abbildung 4.19).

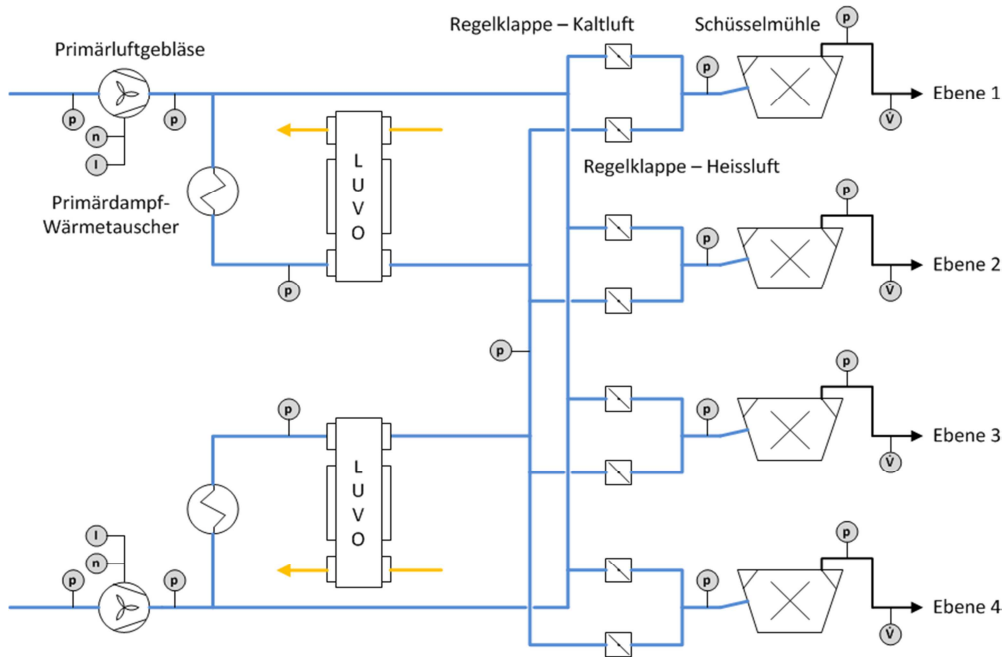


Abbildung 4.19: Schema des Luftweges des FHWK Mellach - Primärluft

Über eine untersynchrone Stromrichter-kaskade wird die für die Verbrennung erforderliche Luftmenge durch Regelung der Gebläsedrehzahl eingestellt. Die Nenndaten des Gebläses können aus Tabelle 4.3 entnommen werden.

Tabelle 4.3: Nenndaten Primärluftgebläse

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [Nm ³ /s]	Druckerhöhung [Pa]
880	712	78,2	31,7	19.500

Für den in Abbildung 4.19 veranschaulichten Luftweg wurde zur Feststellung der erforderlichen Druckerhöhung durch das Gebläse der Druckverlust im gesamten Rohrleitungsweg betrachtet. Dazu sind die Druckmesswerte, nach dem gleichen Verfahren welches beim Saugzuggebläse angewendet wurde, vor bzw. nach den installierten Komponenten ausgewertet worden. Der Druckverlust, in Abbildung 4.20 dargestellt, zeigt den Einfluss der im Förderweg eingebauten verschiedenen Anlagenteile.

Die Kohlenmühlen verursachen dabei den größten Verlust. Der Sprung ergibt sich durch das Abstellen einer Mühle beim Unterschreiten einer Kessellast von ungefähr 78%. Der Luftstrom teilt sich auf die übrigen Kohlenmühlen auf, was einen Anstieg der Luftmenge durch diese und daraus folgend eine

Steigerung des Druckverlustes mit sich zieht. Nicht zu vernachlässigen ist allerdings auch der Druckverlust, welcher durch die Regelklappe entsteht. Er ist den in Kapitel 2.3.3 besprochenen Drosselverlusten gleichzusetzen.

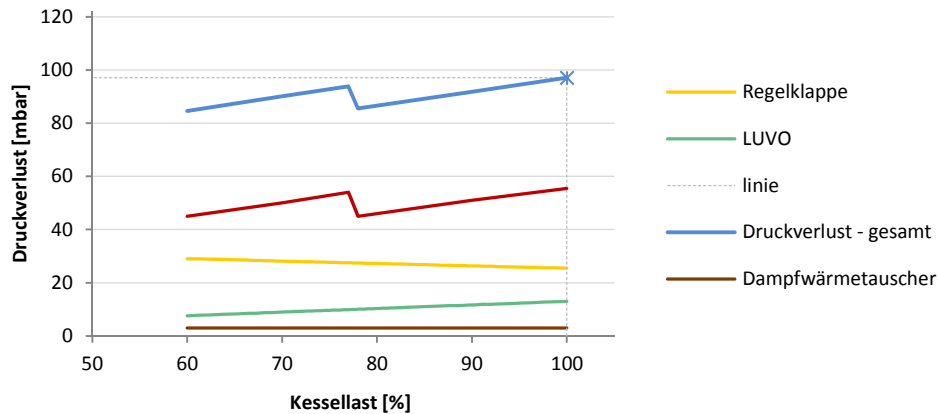


Abbildung 4.20: Druckverlust des Luftweges - Primärluft

Der Druckverlust im Kessel-LUVO, welcher rauchgasseitig auftritt (Abbildung 4.13), ist gegenüber dem im Primärluftweg um ungefähr 50 % kleiner.

Berechnung

Für die Ermittlung des Betriebspunktes im Gebläsekennfeld wurden zwei unterschiedliche Varianten angewendet. Zum einen jene mittels der Verbrennungsrechnung und zum anderen die Variante mit einem Vergleich über die Gebläsedrehzahl.

Variante 1 - Verbrennungsrechnung

Der erforderliche Förderstrom des Primärluftgebläses wird aus der statischen Verbrennungsrechnung berechnet. Er setzt sich aus dem Beitrag zur Verbrennungsluft und der Falschluf, die durch Undichtheiten in den Bauteilen auftreten, zusammen.

Die auf den Druckmesswerten basierende notwendige Drucksteigerung ergibt sich aus dem geforderten Druck nach den Mühlen, dem Druck vor dem Gebläse und dem Druckverlust in der Rohrleitung. Der Luftdruck nach den Mühlen ist von der geförderten Luftmenge und somit von der Kessellast abhängig. Im Volllastbetrieb beträgt dieser ungefähr 24 mbar. Da in der Zulaufleitung keine Druckmessstelle vorhanden ist, wird der Druck unmittelbar vor dem Gebläse herangezogen. Wegen des vorgeschalteten Schalldämpfers in der Ansaugleitung liegt dieser im Durchschnitt bei – 6 mbar.

Das Ergebnis der Berechnung weist eine theoretische Drehzahl, welche sich aus dem Kennfeld ergibt, mit einer Abweichung von

$$\frac{n_{mess} - n_{theo}}{n_{mess}} = \frac{1.330 - 1.150}{1.330} \cdot 100 = 10 \% \quad 4.7$$

von der gemessenen im Volllastpunkt auf. Aufgrund dieser für die Drehzahlmessungen sehr hohen Abweichung wird eine zweite Berechnungsvariante durchgeführt.

Variante 2 – Vergleich über die Drehzahl

Für die Drehzahl stehen Aufzeichnungen für unterschiedliche Lastfälle zur Verfügung. Aus diesen ist es möglich die durchschnittliche Drehzahl für einen bestimmten Lastpunkt zu bilden. Zur Feststellung des Betriebspunktes wurde dieselbe Druckdifferenz wie zuvor verwendet.

Die so ermittelten Betriebspunkte, in Abbildung 4.21 für den Vollastfall eingezeichnet, weisen deutliche Unterschiede in Bezug auf Fördermenge und Leistungsaufnahme auf. Der im Betriebspunktverlauf dargestellte Sprung ergibt sich durch das Abstellen einer Kohlenmühle bei Reduzierung der Kraftwerksleistung.

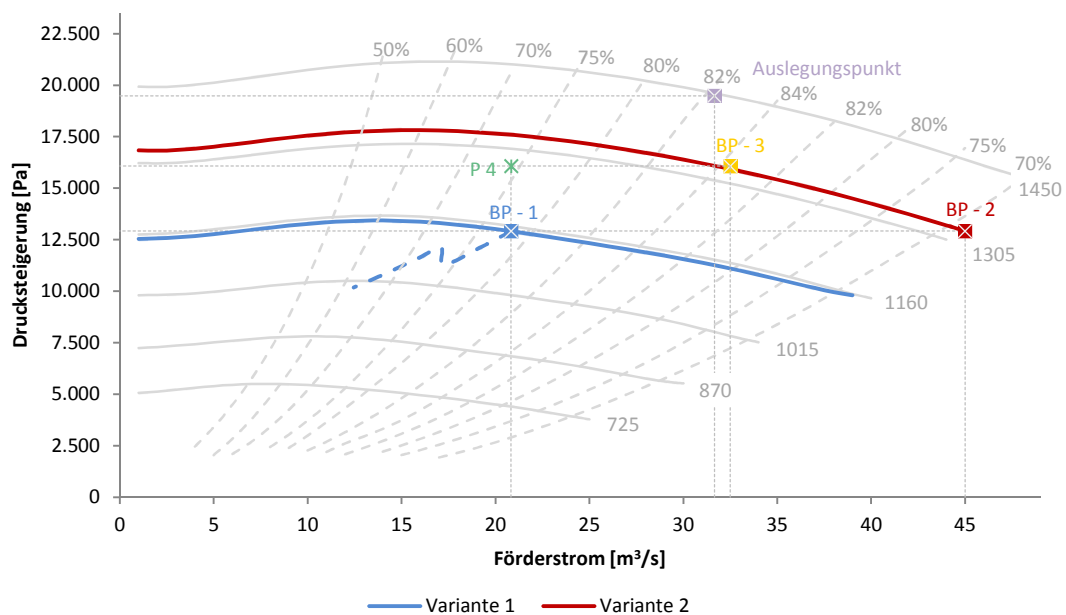


Abbildung 4.21: Ventilatorcharakteristiken Primärluftgebläse

Der aus Variante 1 berechnete Betriebspunkt *BP – 1* stimmt sehr gut mit dem gemessenen Wert des Volumenstromes überein. Die zusätzliche Fördermenge, die infolge der Undichtheit des LUVO vom Gebläse zu fördern ist, ist in der Berechnung ebenfalls berücksichtigt worden. Dazu wurde angenommen, dass sich die Rauchgasmenge beim Durchströmen des LUVOs um 2 % erhöht. Dieser Wert ergibt sich aus den Sauerstoff-Messungen im Rauchgas und wird, wie zuvor bereits beschrieben, mittels der Verbrennungsrechnung errechnet. Die Messstellen dazu befinden sich unmittelbar vor bzw. nach dem LUVO. Da sowohl die Primärluft als auch die Sekundärluft durch den LUVO geführt werden, wurde weiters angenommen, dass sich die gesamte Luft, welche in das Rauchgas verloren geht, jeweils zur Hälfte aus diesen beiden zusammensetzt.

Ein Vergleich des aus Variante 1 berechneten theoretischen Wirkungsgrades mit dem effektiven in Abbildung 4.22 zeigt eine beträchtliche Abweichung der beiden. Das würde bedeuten, dass aufgrund dieser Wirkungsgraddifferenz die tatsächliche Leistungsaufnahme des Gebläses doppelt so groß wie die theoretische wäre.

Wird hingegen der aus Variante 2 ermittelte Betriebspunkt als der tatsächliche erachtet, dann wäre der effektive Wirkungsgrad um einiges höher als der aus den Datenblättern berechnete theoretische. Das würde bedeuten, dass das System mit einem höheren Wirkungsgrad arbeitet als von den Herstellern angegeben.

Obwohl alle erforderlichen Größen wie Drucksteigerung, Förderstrom und Drehzahl gemessen werden, lässt sich mit dem Ventilator Kennfeld der tatsächliche Betriebspunkt nicht feststellen. Die Vermutung, ein falsches Kennfeld verwendet zu haben, konnte jedoch durch Nachfrage beim Hersteller ausgeschlossen werden. Daher ist versucht worden, unter Zuhilfenahme der vierten zur Verfügung stehenden Messgröße, der Stromaufnahme, sich dem Betriebspunkt durch Variation der Drucksteigerung sowie der Fördermenge in Abhängigkeit von der tatsächlichen Leistungsaufnahme und der gemessenen Drehzahl anzunähern. Das bedeutet, es wird jener Punkt gesucht, bei dem der theoretische Wirkungsgrad gleich dem effektiven ist. Dieser in Abbildung 4.21 als *BP – 3* bezeichnete Punkt ergibt sich bei einer Änderung der Fördermenge um 56 % und der Drucksteigerung um 26 % gegenüber den Berechnungswerten aus Variante 1.

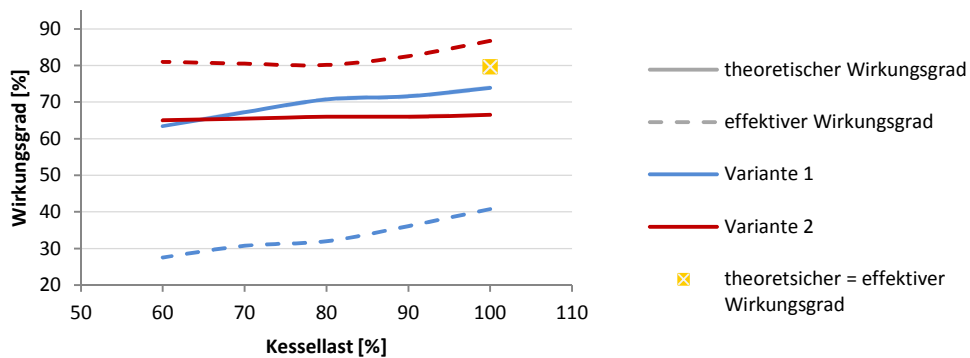


Abbildung 4.22: theoretischer und effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kessellast

Der Einfluss einer möglicherweise nicht korrekten Dichte ist hier nicht gegeben. Die aus den Messwerten berechnete Betriebsdichte stimmt mit jener aus dem Datenblatt überein.

Leistungsdarstellung

Mit abnehmender Kessellast sinkt auch die für die Feuerung erforderliche Frischluftmenge. Somit reduziert sich unmittelbar die vom Gebläse transportierte Fördermenge. Das hat zugleich einen Einfluss auf die notwendige Drucksteigerung, welche dadurch kleiner wird. Daraus ergibt sich folgender in Abbildung 4.23 eingezeichneter Verlauf der Leistungsaufnahme für das Gebläse.

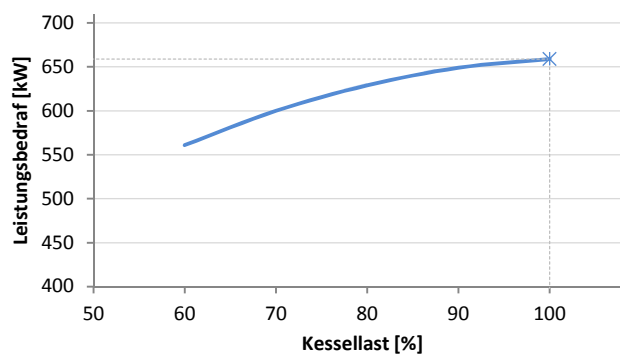


Abbildung 4.23: Leistungsbedarf des Primärluftgebläses

Dieser wird wiederum aus der bei unterschiedlichen Lastpunkten gemessenen Stromaufnahme mittels Gleichung 2.49 berechnet und entspricht somit dem tatsächlichen Leistungsbedarf im Betrieb. Für den in

der Gleichung enthaltenen Leistungsfaktor $\cos \varphi$ sind die Werte aus den Herstellerdatenblättern verwendet worden. Da dieser abhängig von der Leistungsaufnahme ist, wurde ein entsprechender Funktionsverlauf gebildet.

Schlussfolgerung

Es ist nicht möglich eine Beurteilung des effektiven Wirkungsgrades zu treffen, da der tatsächliche Betriebspunkt nicht bekannt ist. Die Messwerte für den Druck, die Fördermenge und die Drehzahl, wurden stichprobenartig bis zum Jahr 1988 zurück überprüft und kontrolliert. Es sind keine größeren Differenzen bis zum jetzigen Zeitpunkt aufgetreten. Weiters stehen aufgrund der redundanten Ausführung des kompletten Luftstranges jeweils zwei Messstellen zur Überprüfung der Messwerte zur Verfügung. Eine allzu große Abweichung ist daher unwahrscheinlich.

Zwischenrechnung: Annahme für den Vollastfall (100 % Kessellast):

- Der in Abbildung 4.21 eingezeichnete Betriebspunkt 3 (BP - 3) entspricht dem tatsächlichen Arbeitspunkt des Gebläses. → die gemessene Drucksteigerung ist falsch.
- Die Volumenstrommessungen, welche mit der Verbrennungsrechnung übereinstimmen und unmittelbar vor den Mühlen durchgeführt werden, sind korrekt.
- In den Mühlen kommt es zu keinem Luftmengenverlust.

Das bedeutet, falls all diese Annahmen zutreffen, dass im Rohrleitungssystem eine erhebliche Fördermenge, aufgrund von möglichen Undichtheiten, verloren geht. In Tabelle 4.4 soll gezeigt werden, welche Energieersparnis pro Gebläse zu erwarten ist, falls man diesen Verlust reduzieren bzw. ganz unterbinden könnte. Dies wäre der in Abbildung 4.21 eingezeichnete Punkt P4.

Tabelle 4.4: Einsparpotenzial bei einer Reduktion der Fördermenge

Luftmenge [Nm ³ /h]	Leistungseinsparung [kW]	Betriebsstunden [h]	Energieeinsparung [MWh]	Verkaufspreis [€/MWh]	Gewinn [€]
36.500	175	5.000	875	55	48.125

Mit sinkendem Förderstrom reduziert sich auch der Druckverlust in der Leitung. Daher kann davon ausgegangen werden, dass die Leistungseinsparung noch zunimmt.

Weil immer beide Gebläse in Betrieb sind, ergibt das eine ungefähre Energieeinsparung von 1.740 MWh mit einem somit verdoppelten zusätzlichen Gewinn von € 96.250,-. Eine Überprüfung des wirklichen Betriebspunktes ist also auf jeden Fall zu empfehlen. Zum einen um Aufschluss darüber zu geben, welcher Messwert nicht korrekt ist und zum anderen um die tatsächliche Luftmenge festzustellen, welche im Leitungssystem verloren geht. Dies könnte durch eine Messung der Fördermenge unmittelbar nach dem Gebläse erreicht werden.

4.2.4 Sekundärluftgebläse

Den Weg, welchen die für die Verbrennung erforderliche Sekundärluft durch die unterschiedlichen Anlagenkomponenten zurücklegt, ist in Abbildung 4.24 schematisch dargestellt. Über zwei in der Saugleitung angeordnete Schalldämpfer und Sekundärdampfwärmetauscher wird die Luft im Kesselhaus

von einem Radialluftgebläse angesaugt. Zur Vorwärmung, bevor die Luft durch die Brenner in den Feuerraum eintritt, durchläuft sie noch den KALVO und den Kessel-LUVO. Ein Teil der Luft wird als Tertiärluft abgezweigt und auf einer anderen Höhe in den Kessel eingebracht.

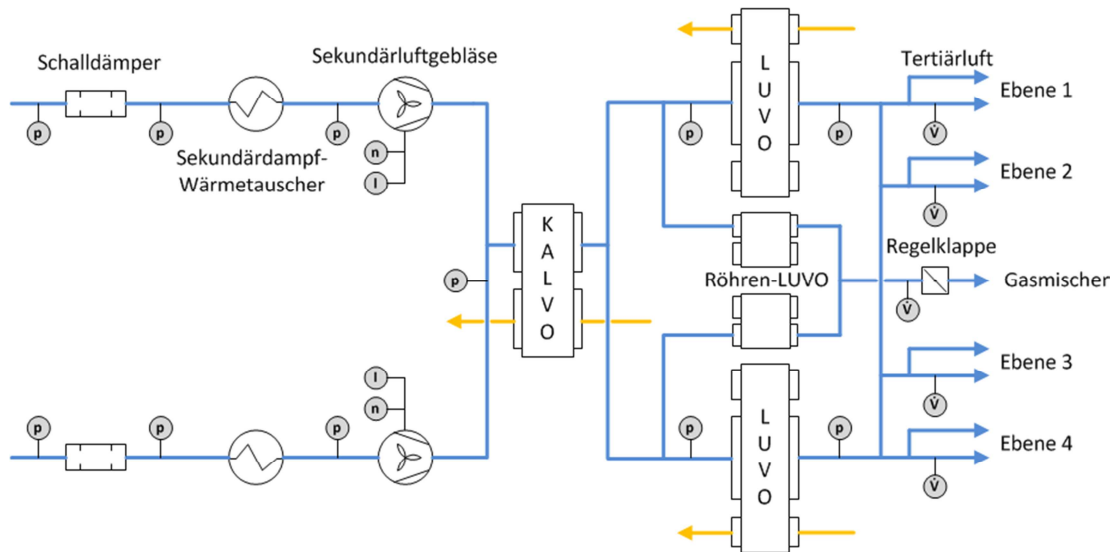


Abbildung 4.24: Schema des Luftweges des FHKW Mellach - Sekundärluft

Die Nenndaten des Sekundärluftgebläses sind in Tabelle 4.5 dargestellt. Dieses ist wie bei Saugzug- und Primärluftgebläse mit einer USK Drehzahl geregelt und wird von einem Drehstrom-Asynchronmotor angetrieben.

Tabelle 4.5: Nenndaten Sekundärluftgebläse

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [Nm ³ /s]	Druckerhöhung [Pa]
1.600	1.320	81,5	124	8.900

Um die gesamte Fördermenge des Sekundärgebläses zu erfassen, muss zusätzlich zur Verbrennungsluft auch noch die Luft zur Wiederaufheizung addiert werden.

Rauchgas-Wiederaufheizsystem

Das aus dem REA-Wäscher austretende Rauchgas ist wasserdampfgesättigt und enthält trotz der Reinigungsschritte in der Kraftwerksanlage noch nicht vernachlässigbare Schadstoffe. Daher müssen die Rauchgase auf 80 °C – 90 °C aufgeheizt werden, um einerseits die korrosive Zerstörung des Kamins zu unterbinden und andererseits, um die notwendige Quellhöhe zu erreichen. Das wird mit einem im Kamin installierten Gasmischer realisiert, wo das im Wäscher abgekühlte Rauchgas mit Heißluft gemischt wird. Diese wird nach dem KALVO abgezweigt, durchläuft den Röhren-LUVO und wird anschließend mit einer Temperatur von ungefähr 330 °C in den Gasmischer geleitet.

Die Bilanzierung der Wärmeströme im Gasmischer (Gleichung 4.8) liefert einen von der Luft- und Gastemperatur (vgl. Gleichung 2.9) sowie der Rauchgasmenge abhängigen Luftvolumenstrom.

$$\dot{m}_{RG} \cdot h_{RG} + \dot{m}_L \cdot h_L = \dot{m}_G \cdot h_G \quad 4.8$$

Durch Einsetzen der aus der Verbrennungsrechnung ermittelten Werte für die Luft- und die Rauchgasmenge sowie den aus der gemessenen Temperatur mit Gleichung 2.9 erhaltenen Enthalpien kann die für die Erwärmung notwendige Luftmenge berechnet werden. Ein Vergleich dieser berechneten theoretischen Ergebnisse mit den Messwerten aus den Anlagenbildern brachte eine Übereinstimmung mit einer über 90-prozentigen Genauigkeit für den Volumenstrom.

Zur Feststellung des Gebläse-Betriebspunktes ist neben dem somit erhaltenen Förderstrom auch die notwendige Drucksteigerung erforderlich. Dazu wird der Druckverlust in der Rohrleitung, nach dem gleichen Verfahren wie zuvor bei Primär u. Saugzuggebläse angewendet, ermittelt. Dieser beruht also auf den ausgewerteten Messwerten der in Abbildung 4.24 eingezeichneten Druckmessstellen. Die Druckwerte am Anfang bzw. am Ende des betrachteten Rohrleitungssystems wurden ebenfalls aus Messerten gebildet.

Der Verlauf des Druckverlustes ist in Abbildung 4.25 in Abhängigkeit von der Kessellast eingezeichnet. Der Kessel-LUVO bildet das größte Hindernis im Förderweg der Sekundärluft. Im Gegensatz zu Primärluftgebläse und Rauchgasgebläse ist die notwendige Druckerhöhung, welche vom Sekundärluftgebläse aufgebracht werden muss, aufgrund des geringeren Druckverlustes im Rohrleitungssystem um einiges kleiner (vgl. Abbildung 4.13 und Abbildung 4.20).

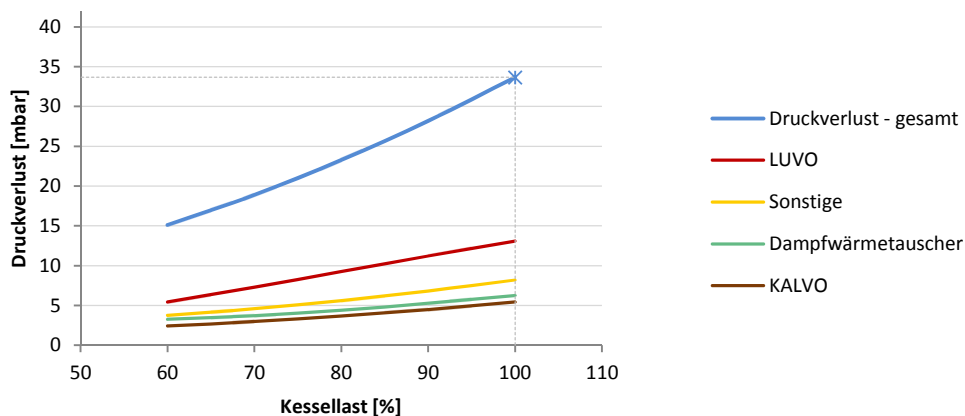


Abbildung 4.25: Druckverlust des Luftweges - Sekundärluft

Der Druck am Anfang der Rohrleitung, unmittelbar vor dem Schalldämpfer, beträgt in etwa – 6 *mbar*. Am Ende in der Brenner-Zulaufleitung ist ein Druck von ungefähr 17 *mbar* gefordert.

Berechnung

Die Fördermenge setzt sich zusammen aus der Verbrennungsluftmenge, abzüglich jener, welche vom Primärluftgebläse beigetragen wird, und die Heißluft für die Wiederaufheizung. Zusätzlich ist auch noch die Luftleckage im Rohrleitungssystem zu addieren. Mit der erforderlichen Drucksteigerung zur Überwindung der Rohrleitungsverluste ergibt sich der in Abbildung 4.26 dargestellte Betriebspunkt.

Ein Vergleich der gemessenen Drehzahl sowie der Fördermenge und der Leistungsaufnahme mit dem theoretisch berechneten Betriebspunkt zeigt nur geringe Unterschiede. Somit ist anzunehmen, dass dieser auch dem tatsächlichen Betriebspunkt entspricht.

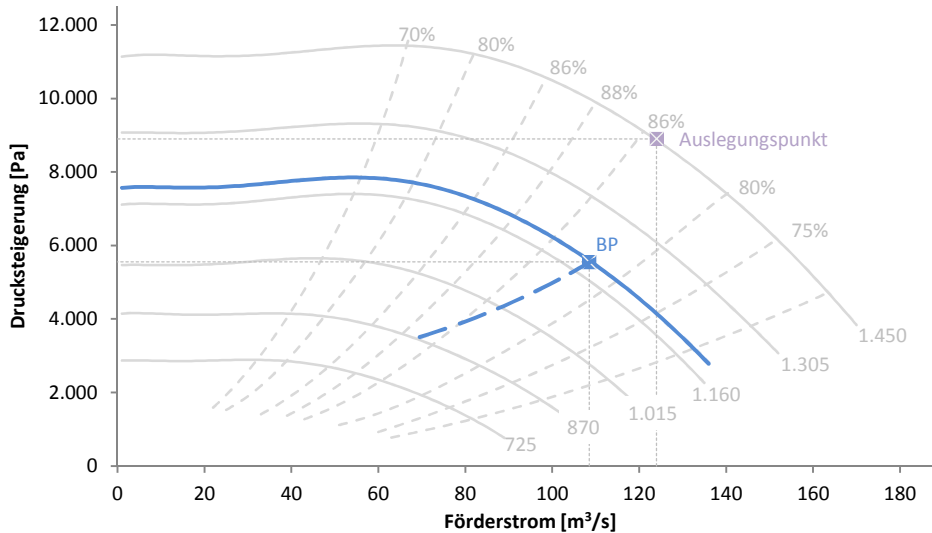


Abbildung 4.26: Ventilator kennfeld Sekundärluftgebläse

Durch die relativ große Differenz zwischen dem Auslegungspunkt und dem Betriebspunkt im Vollastfall wird der Motor nicht im optimalen Arbeitspunkt betrieben. Wirkungsgrad und Leistungsfaktor sind daher kleiner als im Bestpunkt, welcher im Auslegungspunkt liegt.

Leistungsdarstellung und Wirkungsgrad

Im Vollastpunkt bei 100 % Kessellast tritt nahezu keine Abweichung zwischen dem theoretischen und dem effektiven Wirkungsgrad auf (Abbildung 4.27). Das Gebläse sowie der Drehstrom-Asynchronmotor und die Stromrichter kaskade arbeiten mit den in den Herstellerdatenblättern angegebenen Wirkungsgraden. Erst bei Reduktion der Last driften die beiden Kennlinien etwas auseinander.

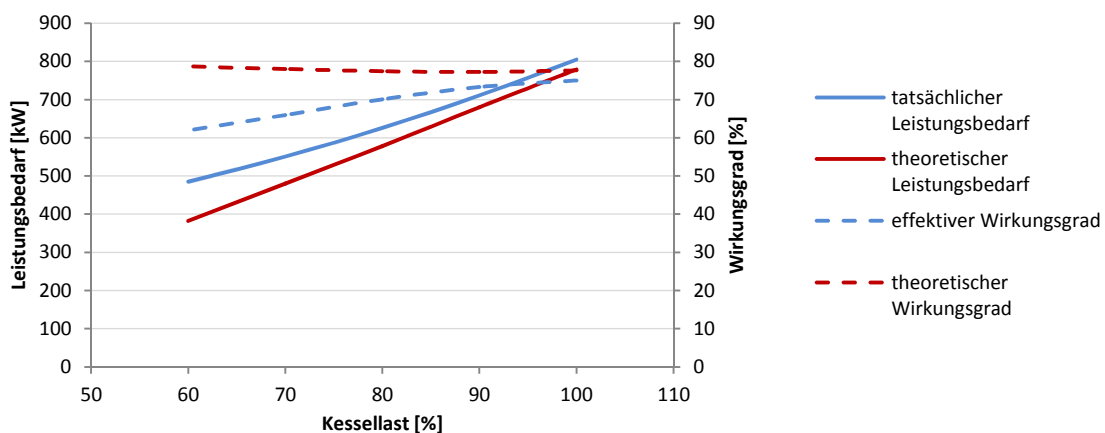


Abbildung 4.27: Leistungsbedarf sowie theoretischer und effektiver Wirkungsgrad

Das Ansteigen des theoretischen Wirkungsgrades mit kleiner werdender Kessellast ist durch den Einfluss des Gebläse-Wirkungsgrades zu erklären. Wie in Abbildung 4.26 zu erkennen ist, durchläuft der

Betriebspunkt mit sinkendem Förderstrom einen Bereich höheren Wirkungsgrades. Da jedoch bei einer Reduzierung der Fördermenge auch der Leistungsbedarf sinkt, arbeitet der Motor und die USK mit einem theoretisch kleineren Wirkungsgrad. Aus Gleichung 3.1 ist bekannt, dass der in Abbildung 4.27 dargestellte theoretische Wirkungsgrad, welcher dem Gesamtwirkungsgrad des Systems entspricht, aus dem Produkt der Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten (Gebläse, Motor, USK) gebildet wird. Somit bedeutet der Anstieg der Kennlinie, dass der Einfluss des Gebläses größer ist als jener der übrigen Komponenten.

Schlussfolgerung

Der gemessene Betriebspunkt aus Daten wie z. B. Drehzahl und Fördermenge fällt in etwa mit dem berechneten zusammen. Dadurch kann auch mit ziemlicher Sicherheit der effektive Wirkungsgrad des gesamten Sekundärluftgebläses dargestellt werden. Dieser Wirkungsgrad entspricht in etwa den Angaben aus den Datenblättern der Hersteller. Dennoch liegt der Bereich deutlich entfernt vom Auslegungspunkt. Somit ist der Blindleistungsanteil wegen des schlechteren Leistungsfaktors höher. Auch der Wirkungsgrad des Asynchronmotors ist nicht im Bestpunkt und dadurch kleiner als der maximale. Diese Einflüsse sind jedoch wegen des nur kleinen Unterschiedes gering. Es besteht zwar die Möglichkeit den Betriebspunkt durch Änderung von Lauf- bzw. Leitrad dauerhaft etwas zu verschieben, allerdings wäre dann keine Sicherheitsreserve mehr gegeben, falls das Gebläse plötzlich eine größere Menge zu fördern hat. Eine Investition in eine neue Anlage ist wirtschaftlich gesehen nicht sinnvoll, da das Gebläse und auch der Motor sowie die USK für die Steuerung bereits mit einem sehr hohen Wirkungsgrad arbeiten.

4.2.5 Rauchgasentschwefelungsanlage (REA)

Das bei der Verbrennung entstehende Rauchgas tritt aus dem Kessel über zwei parallele Ströme in die Schlauchfilteranlage ein. Hier wird die Flugasche abgeschieden. Nach dem Durchlauf durch die Filter werden die Teilströme von den beiden Saugzügen angesaugt, durch den KALVO und anschließend durch den Sprühlturm in den Kamin gedrückt. Nach Austritt des gereinigten Rauchgases aus der REA ist das Gas wasserdampfgesättigt und hat eine Temperatur von unter 50 °C. Um dieses Reingas auf die geforderte Kaminaustrittstemperatur zu erhitzen, muss es wieder erwärmt werden. Dies erfolgt durch das bereits beschriebene Wiederaufheizsystem im Gasmischer. Hier wird das Reingas mit Frischluft, die nach dem LUVO abgezweigt wird, gemischt.

Neben dem hohen geforderten Abscheidegrad von über 90 % war auch noch die Verwertungsmöglichkeit des anfallenden Endproduktes ein bei der Planung geforderter Punkt. Aus wirtschaftlichen Gründen fiel die Entscheidung auf das Chemico-Verfahren mit dem Einsatzstoff Kalkstein ($CaCO_3$).

Chemico-Verfahren

In Abbildung 4.28 ist das Schema der REA mit den elektrischen Verbrauchern dargestellt. Die grün eingefärbten Aggregate sind dabei jene, welche für einen funktionierenden Prozessablauf dauernd in Betrieb sein müssen. Der genaue Energiebedarf der einzelnen Aggregate kann aus der Verbraucherliste (siehe Anhang) entnommen werden. In der Folge werden nur die beiden größten elektrischen Verbraucher betrachtet. Das sind die fünf Wäscher-Umwälzpumpen und die beiden

Oxidationsluftgebläse. Der Prozessablauf im REA-Wäscher wurde etwas genauer betrachtet, da die Anlage nicht mehr die in der Auslegung berechneten Werte erreicht.

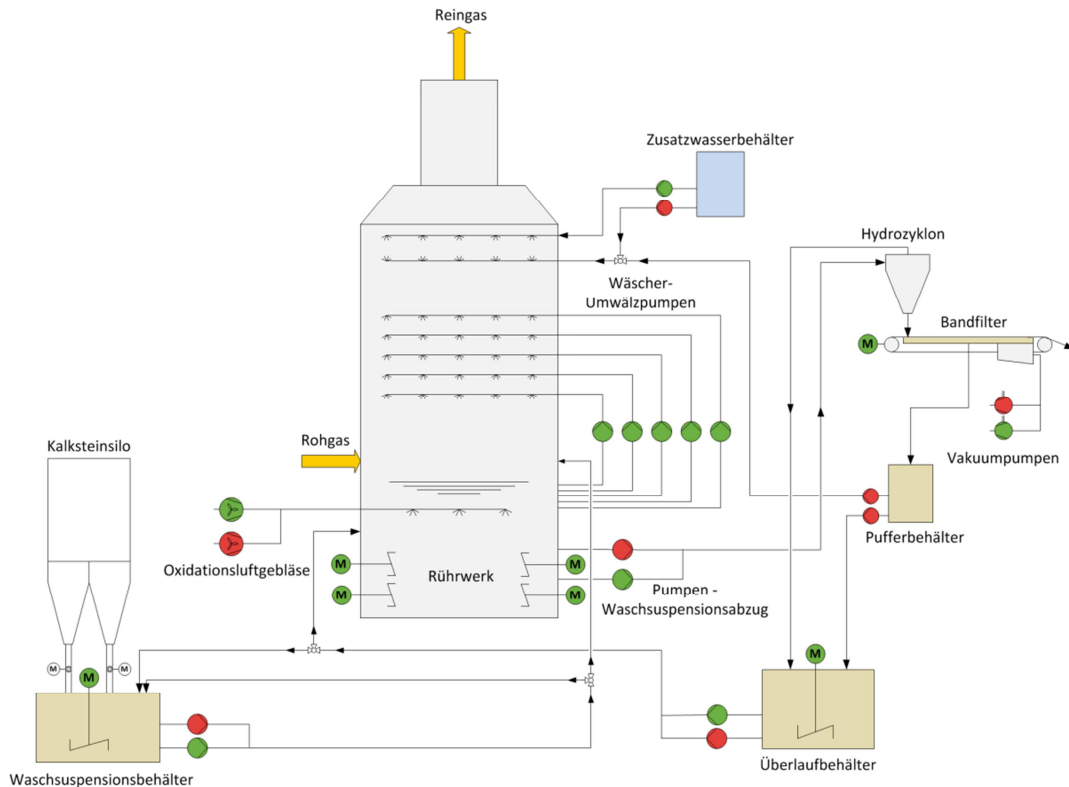
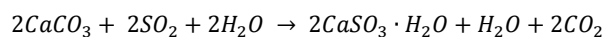


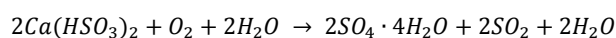
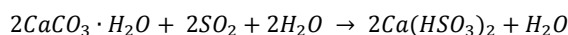
Abbildung 4.28: Schema – Prozess REA (vgl. VERBUND, 1987)

Das Rauchgas wird in einen Waschturm geleitet, wo es in Kontakt mit einer absorptionsmittelhaltigen Suspension gebracht und dadurch entschwefelt wird. Es wird oberhalb des Waschsumpfes in den Sprühturm geleitet und durchläuft nach oben hin die Waschstrecke und den im Wäscher integrierten Tropfenabscheider. Die aus dem Sumpf entnommene Suspension wird in der Waschstrecke durch auf fünf Ebenen angeordnete Sprühdüsen eingesprüht und so in Form von Tropfen fein im Gasraum verteilt. Dadurch wird das SO_2 entsprechend seines Partialdruckes in die flüssige Phase überführt.

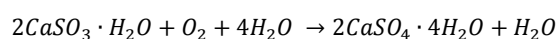
In der Lösung reagiert das SO_2 mit dem Kalziumcarbonat der Waschsuspension zu Kalziumsulfit:



Ein Teil des Sulfits setzt sich über die zwischenzeitliche Bildung von Hydrogensulfid, mit dem im Rauchgas enthaltenen Sauerstoff zu Gips um. Die restlichen Sulfite werden im Wäschersumpf unter Zugabe von Luftsauerstoff zu Sulfat aufoxidiert.



Da die Oxidation über die Hydrogensulfidbildung wesentlich schneller abläuft als die direkte Oxidation ist diese eher von geringer Bedeutung (ÖZE, 1987).



Die Umwandlung des SO_2 im Wäscher zu Sulfat hängt von der Verweilzeit, dem pH-Wert, dem Sauerstoffangebot und auch vom Kontakt der Reaktionspartner ab. Aus diesem Grund muss für eine ausreichende Vermischung im Sumpf gesorgt werden.

Abbildung 4.29 und Abbildung 4.30 geben den Einfluss des pH-Wertes auf den Abscheidegrad sowie auf die Oxidationsrate wieder.

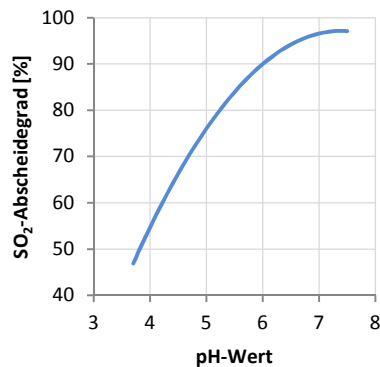


Abbildung 4.29: SO_2 -Abscheidegrad (vgl. Fritz & Kern, 1992)

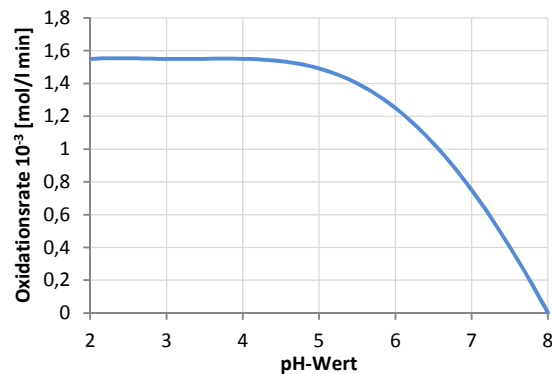


Abbildung 4.30: Oxidationsrate (vgl. Fritz & Kern, 1992)

Bei einem höheren pH-Wert ist der SO_2 - Abscheidegrad größer, jedoch sinkt die Oxidationsrate. Einstufige Waschprozesse werden üblicherweise mit einem pH-Wert von 5,6 bis 5,9 betrieben. Längere Verweilzeiten im Wäscherumpf gleichen die in diesem Bereich geringere Oxidationsrate wieder aus (Fritz & Kern, 1992).

Eine weitere entscheidende Einflussgröße auf den SO_2 - Abscheidegrad ist das sogenannte Waschmittelverhältnis. Es ist das Verhältnis aus umgewälzter Waschsuspension und dem durchströmenden Rauchgas. Es gilt als Regelgröße, insbesondere bei Änderung der Kraftwerksleistung oder bei wechselndem SO_2 - Gehalt im Rauchgas. Praktische Werte bei der Verwendung von Kalkstein als Absorptionsmittel liegen bei 7 – 10 l Waschsuspension pro Nm^3 Abgas (Fritz & Kern, 1992).

Der Flüssigkeitsanteil des herausgeschleusten Kalziumsulfatschlammes beträgt nach dem Entschwefelungsprozess an die 90 %. Um die geforderte Restfeuchte von 10 % zu erreichen, wird es durch Hydrozyklone und einem Vakuumbandfilter entwässert, und dabei gleichzeitig gereinigt.

Die Entschwefelungsanlage ist für eine Rauchgasmenge von $720.00 Nm^3/h$ (trocken) ausgelegt worden. Der geforderte SO_2 - Abscheidegrad von 90 % sollte mit vier von den fünf Wäscherpumpen erreicht werden. Bei Betrieb aller fünf Pumpen wird laut Angaben aus den Unterlagen der Dokumentation ein Abscheidegrad von 95 % erzielt.

Zurzeit kann in der Kraftwerksanlage bei Betrieb im Volllastpunkt der geforderte SO_2 - Abscheidegrad mit vier Wäscherpumpen jedoch nicht erreicht werden. Daher ist auch die fünfte, die Reservepumpe, zugeschaltet. Der Abscheidegrad liegt dann bei ungefähr 94 %. Da der Leistungsbedarf der REA damit beträchtlich ansteigt, wird eine Überprüfung der Einflussparameter für den Abscheidegrad durchgeführt. Dies sind zum einen das Waschmittelverhältnis bzw. die umgewälzte Suspensionsmenge und zum anderen der pH-Wert.

Umgewälzte Suspensionsmenge – Wäscherpumpen

Die Wäscherpumpen werden ungeregelt von einem Asynchronmotor über eine elastische Kupplung angetrieben. Durch die Anordnung der Einspritzdüsen auf unterschiedliche Ebenen ergeben sich auch verschiedene Förderhöhen. Die Fördermenge ist jedoch für alle die gleiche. Die installierten Pumpen haben daher ungleiche Kennlinienverläufe mit einer anderen Leistungsaufnahme. Die Nenndaten der einzelnen fünf Pumpen können Tabelle 4.6 entnommen werden.

Tabelle 4.6: Nenndaten REA-Wäscherpumpen 1 bis 5

Pumpe	Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Leistungsfaktor []	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
1/2/3	300	175/185/195	0,85	2.100	23,2/24,7/26,2
4/5	330	205/215	0,74	2.100	27,7/29,2

Das Waschmittelverhältnis mit dem die REA des FHKW Mellach ausgelegt worden ist, liegt in einem Bereich von 7,9 l – 8,2 l Waschsuspension pro Nm³ Rauchgas. Das entspricht auch genau den Werten aus der Literatur. Im Volllastbetrieb könnte somit, bei Betrieb von vier Pumpen mit einer gesamten Umwälzmenge von 4 · 2.100 = 8.400 m³/h, ein ungefährer Rauchgasstrom von 1.000.000 Nm³ (feucht) pro Stunde mit einem SO₂- Abscheidegrad von 90 % bewältigt werden. Aus Abbildung 4.2 ist zu erkennen, dass die Rauchgasmenge jedoch deutlich unter diesem Auslegungswert liegt. Unter Berücksichtigung der gesamten Luftinfiltration (O₂- Messungen) im Leitungssystem ergibt das einen Abgasvolumenstrom von ungefähr 700.000 Nm³/h vor Eintritt in den REA-Wäscher. Um bei dieser Abgasmenge einen SO₂- Abscheidegrad von 91 % zu erreichen, wäre eine gesamte Umwälzmenge von etwa 6.000 m³/h erforderlich. Diese Fördermenge müsste laut den Datenblättern mit drei Pumpen zu erreichen sein.

Das System ist selbstregelnd, was bedeutet die Fördermenge wird durch den Druckverlust in der Leitung bestimmt. Aus den Differenzdruckmessungen zwischen Saug- und Druckleitung wurden die in Abbildung 4.31 eingezeichneten Betriebspunkte (blau) und somit die Fördermengen der einzelnen Pumpen ermittelt.

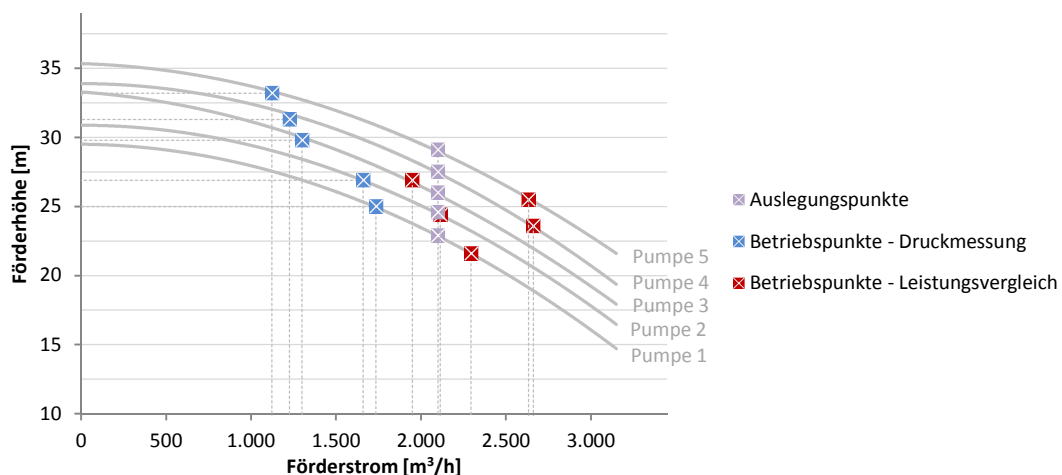


Abbildung 4.31: Pumpenkennlinienverläufe der REA - Wäscherpumpen

Der steigende Druckverlust in der Leitung bzw. den Einspritzdüsen erfordert eine größere Druckerhöhung in der Pumpe, was wiederum eine starke Reduktion der Fördermenge bedeutet. Die Betriebspunkte

befinden sich daher weit von ihren Auslegungspunkten entfernt, wodurch der Wirkungsgrad der Pumpe in einem schlechten Bereich liegt. Ein Vergleich der aufsummierten Fördermenge in diesen Betriebspunkten mit der theoretischen, welche für diesen Abscheidegrad erforderlich wäre, zeigt folgendes Ergebnis:

notwendige Umwälzmenge für 700.000 Nm ³ /h Rauchgas und 94 % Abscheidegrad - Auslegungsdaten	tatsächliche Umwälzmenge bei Betrieb aller fünf Pumpen mit 94 % Abscheidegrad und 700.000 Nm ³ /h Rauchgas
6.500 m ³ /h	7.100 m ³ /h

Hieraus ist zu erkennen, dass die gemessenen Betriebspunkte (aus Druckmessungen) durchaus dem tatsächlichen Betriebszustand entsprechen können. Die Differenz zwischen den beiden Werten ist zum einen daher nachvollziehbar, weil der größere Wert ein nur überschlägig berechneter Theoriewert ist. Zum anderen, weil der kleinere Wert ein Messwert ist, wobei aufgrund der sehr flachen Pumpenkennlinie schon eine geringe Änderung dieses Druckmesswertes eine große Änderung des Förderstromes bewirkt.

Zusätzlich zur Ermittlung der Betriebspunkte mit den Druckmesswerten, ist eine zweite Berechnung über die Leistungsaufnahme durchgeführt worden. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass der theoretische Leistungsbedarf dem tatsächlichen entspricht. Der effektive Wirkungsgrad ist somit gleich dem theoretischen. Diese in Abbildung 4.31 dargestellten, roten Betriebspunkte stimmen jedoch nicht mit den Druckmesswerten überein. Zudem ist speziell der Betriebspunkt von Pumpe 4 und 5 sehr unwahrscheinlich, weil daraus ein geringerer Druckverlust in der Leitung resultieren würde. In Tabelle 4.7 sind dennoch für alle drei unterschiedlichen Betriebspunkte (Auslegungspunkt, Betriebspunkt über die Druckmessungen, Betriebspunkt über den Leistungsvergleich) die theoretischen Gesamt-Wirkungsgrade mit dem für diesen Punkt entsprechenden effektiven Wirkungsgrad sowie der tatsächlichen Leistungsaufnahme aufgelistet.

Tabelle 4.7: Leistungsbedarf und Wirkungsgrad REA - Wäscherpumpen

Pumpe	tatsächlicher Leistungsbedarf [kW]	Wirkungsgrad Auslegungspunkt		Wirkungsgrad Druckmessung		Wirkungsgrad Leistungsvergleich $\eta_{theo} = \eta_{eff}$
		η_{theo}	η_{eff}	η_{theo}	η_{eff}	
1	197	73%	71%	70%	64%	73%
2	203	74%	73%	71%	63%	74%
3	213	73%	74%	63%	53%	73%
4	254	73%	66%	61%	44%	74%
5	259	74%	68%	58%	42%	75%

Eine Beurteilung der Pumpe ist dahin gehend schwer abzugeben, weil der tatsächliche Betriebspunkt nicht bekannt ist. Sind die Druckmesswerte korrekt, liegt zusätzlich zur geringen Fördermenge der Betriebspunkt auch in einem sehr schlechten Wirkungsgradbereich der Pumpe. Zur Feststellung der tatsächlichen Arbeitspunkte der Pumpen müsste eine Mengenmessung durchgeführt werden. Daraus ergibt sich auch die wirkliche Umwälzmenge mit dieser eine genaue Aussage getroffen werden kann, weshalb der geforderte Abscheidegrad mit vier Pumpen nicht erreicht wird.

pH-Wert der Waschmittelsuspension

Der Einfluss des pH-Wertes der Suspension auf den SO₂- Abscheidegrad wurde bereits in Abbildung 4.29 dargestellt. In den Unterlagen der REA für das Kraftwerk Mellach ist ein pH-Wert von 5,6 – 5,8 für den

Betrieb vorgesehen. Dieser Wert liegt auch genau im empfohlenen Bereich der Literatur (Fritz & Kern, 1992). Tatsächlich wird die Anlage jedoch mit einem pH-Wert von in etwa 5,4 betrieben. Dadurch steigt zwar die Oxidationsrate, aber der Abscheidegrad nimmt ab. Durch diese hohe Oxidationsrate bildet sich mehr Kalziumsulfat ($CaSO_4$) in der Lösung und der Anteil an Calciumsulfid ($CaSO_3$) wird reduziert. Ein geringer $CaSO_3$ -Gehalt im Endprodukt wird zum einen, da der entwässerte Gips weiterverkauft wird, vom Abnehmer gefordert, zum anderen verringert sich dadurch auch die Wahrscheinlichkeit einer etwaigen Störung in der Anlage. Da Sulfid feinkörniger als Sulfat ist, könnte ein zu hoher Anteil in der Lösung zu Verstopfungen des Vakuumbandfilters oder der Einspritzdüsen führen. Allerdings ist die komplette REA-Anlage für einen $CaSO_3$ -Gehalt von bis zu 4% ausgelegt worden und auch im Liefervertrag mit dem Abnehmer sind bis zu maximal 3% im Endprodukt auf trockener Basis zugelassen. Aus den Gipsanalysen, welche vom Kraftwerkslabor stichprobenartig durch Entnahme beim Vakuumbandfilter durchgeführt werden, ist aber abzulesen, dass der tatsächliche $CaSO_3$ -Gehalt bei unter 0,1% liegt.

Einsparpotenziale

Möglichkeiten zur Einsparung von einer größeren Menge an Energie in der Entschwefelungsanlage besteht nur bei den leistungsstärkeren Antrieben. Diese sind jene der Oxidationsluftgebläse und die der Wäscher-Umwälzpumpen.

1. Oxidationsluftgebläse

Verfahrenstechnisch wäre zu überlegen, ob durch den geringen pH-Wert und den damit verbundenen Anstieg der Oxidationsrate, die über das Oxidationsluftgebläse zusätzlich zugeführte Luft überhaupt notwendig ist. Tabelle 4.8 zeigt dazu das Einsparpotenzial welches zu erwarten ist, wenn auf die zusätzlich eingebrachte Luft durch das Oxidationsluftgebläse verzichtet werden kann.

Tabelle 4.8: Einsparpotenzial bei Abschalten des Oxidationsluftgebläses

Leistungseinsparung [kW]	Betriebsstunden [h]	Energieeinsparung [MWh]	Verkaufspreis [€/MWh]	Gewinn [€]
122	5.000	610	55	33.500

Der Gewinn wird durch Multiplikation der aus der Leistungseinsparung resultierenden Energieeinsparung mit dem angenommenen Verkaufspreis berechnet. Kosten fallen hierbei keine an, weil auch keine Investitionen getätigt werden müssen.

2. Wäscher-Umwälzpumpen

Überlegungen zur Leistungseinsparung im Bereich der Wäscher-Umwälzpumpen haben zu zwei Möglichkeiten geführt.

- Heben des pH-Wertes

Eine Steigerung des pH-Wertes auf den Auslegungswert von 5,6 – 5,8 bewirkt auch eine Erhöhung des SO_2 -Abscheidegrades. Dies könnte ausreichen um den geforderten Abscheidegrad von 90% auch mit vier statt den fünf Umwälzpumpen zu erreichen. Aufgrund der komplexen Reaktionsabläufe im Wäscher und der unbekanntenen Umwälzmenge sowie weiterer unbekannter Parameter (z. B. die Verteilung der eingedüsten Tropfen über den Querschnitt des Wäschers,...) ist eine theoretische Rechnung äußert

schwierig bis unmöglich. Ein praktischer Versuch, bei dem langsam der pH-Wert gesteigert und die Änderungen überwacht und kontrolliert werden, ist daher die wahrscheinlich beste Variante. Die daraus resultierende Leistungseinsparung sowie der zu erwartende Gewinn ist in Tabelle 4.9 aufgelistet.

Tabelle 4.9: Einsparpotenzial bei Betrieb von maximal vier Wäscherpumpen

Leistungseinsparung [kW]	Betriebsstunden [h]	Energieeinsparung [MWh]	Verkaufspreis [€/MWh]	Gewinn [€]
259	3.000	777	55	42.500

Weil die fünfte Pumpe erst ab einer Kraftwerksleistung von ungefähr 90% zugeschaltet wird, ist die Betriebsstundenzahl nicht dieselbe wie zuvor. Der Wert ergibt sich aus der „Betriebsaufzeichnung der Frischdampfmenge und Fernwärmeauskopplung“ und wurde in Abhängigkeit der angenommenen Gesamtbetriebsdauer von 5.000 *Stunden* berechnet.

- Reduzierung des Einspritzdüsendruckes

Um eine feine Verteilung der Tropfen und den gewünschten Strahlwinkel der Waschsuspension an den Einspritzebenen zu erreichen, ist ein bestimmter Druck an den Düsen erforderlich. Dieser ist für den Auslegungszustand unter der Annahme von Rohrreibungsbeiwert und der Höhe der Waschsuspension im Wäscher (12m) gleich $p_{Düse} \approx 1,5 \text{ bar}$. In neuen Anlagen werden Düsen installiert, die mit einem geringeren Vordruck von 0,8 bar bis 1 bar den gleichen Effekt erzielen (AE&E, 2011)

Anhand der Pumpenkennlinie von Umwälzpumpe 4 sollen die Auswirkungen einer Reduzierung des erforderlichen Düsendruckes von 1,5 bar auf 0,9 bar berechnet werden. Der sehr flache Kennlinienverlauf bewirkt schon bei einer geringen Abnahme der Förderhöhe einen großen Anstieg des Förderstromes. Dadurch wird zwar die Leistungsaufnahme geringfügig erhöht, jedoch nimmt auch die Umwälzmenge und somit das Waschmittelverhältnis zu, was wiederum einen höheren SO_2 -Abscheidegrad bedeutet. Allein durch den Einbau neuer Einspritzdüsen in Ebene 4 kann die Umwälzmenge, wenn nur die ersten vier Pumpen fördern, auf über $7.200 \text{ m}^3/\text{h}$ gesteigert werden. Damit sollte der geforderte Abscheidegrad von mindestens 90 % zu erreichen sein.

Tabelle 4.10: Einsparpotenzial bei Reduktion des notwendigen Düsendruckes

Leistungseinsparung Pumpe 5 [kW]	Betriebsstunden [h]	zus. Leistungsbedarf Pumpe 4 [kW]	Betriebsstunden [h]	Energieeinsparung [MWh]
259	3.000	15	5.000	700

Anhand der in Tabelle 4.10 gezeigten Energieeinsparung ist zu erkennen, dass das Einsparpotenzial etwas niedriger ausfällt als jenes, welches bei einem Anheben des pH-Wertes erzielt werden könnte. Auf eine wirtschaftliche Investitionsrechnung wurde verzichtet, weil hierbei auch noch zusätzlich Investitionskosten anfallen würden.

Leistungsdarstellung REA

Die in Abbildung 4.32 dargestellte Leistungsverteilung der elektrischen Verbraucher in der Entschwefelungsanlage zeigt den mit 80 % großen Anteil der Wäscherpumpen. All die anderen

Verbraucher, welche dauernd in Betrieb sind, in Abbildung 4.28 grün hinterlegt, nehmen dagegen bis auf das Oxidationsluftgebläse nur einen geringen Anteil ein.

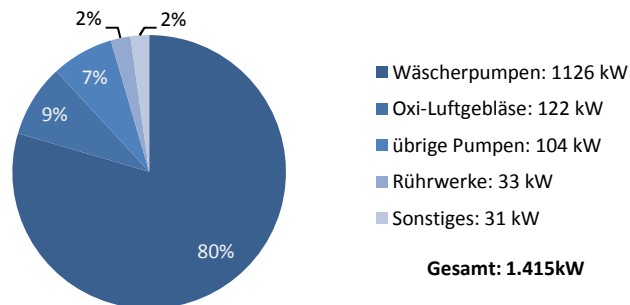


Abbildung 4.32: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast

Dieser Leistungsbedarf ist unabhängig von der Kraftwerksleistung konstant. Nur durch das Abstellen der fünften bzw. bei sehr geringer Kessellast auch der vierten Pumpe, reduziert sich der Bedarf sprunghaft genau um diesen Leistungsanteil der Wäscherpumpe.

Schlussfolgerung

Der Prozess der Rauchgasentschwefelung ist sehr komplex und wird von sehr vielen Faktoren beeinflusst. Es ist sehr schwierig theoretische Aussagen zu tätigen, was wirklich notwendig wäre, um den geforderten Abscheidegrad zu erreichen und trotzdem mögliche Probleme, die bei einer Änderung gewisser Parameter in der Anlage auftreten könnten, zu vermeiden.

Auf jeden Fall sollte der Versuch einer Steigerung des pH-Wertes unternommen werden. Das wäre die wirtschaftlichste Variante zur Energieeinsparung, wenn dadurch der Betrieb der fünften Umwälzpumpe nicht mehr notwendig ist. Reicht die Anhebung des pH-Wertes jedoch nicht aus, ist auch die Installation neuer Einspritzdüsen für die Ebene 4 eine Möglichkeit zur Einsparung einer beträchtlichen Energiemenge (Tabelle 4.10). Davor ist aber eine Messung der Fördermenge zur Feststellung des tatsächlichen Betriebspunktes der Pumpe und somit der gesamten umgewälzten Waschsuspension sinnvoll. Nur durch diesen praktischen Nachweis können die theoretischen Überlegungen auch belegt werden.

Eine Regelung der Wäscherpumpen ist für eine solche Anwendung nicht üblich. Auch bei neuen Entschwefelungsanlagen wird, wenn überhaupt, nur eine Pumpe geregelt (AE&E, 2011). Die Investitionskosten und der dafür erforderliche Umbau rechtfertigen eine solche Umrüstung jedoch nicht. Weiters ist aufgrund der sehr flachen Kennlinie der Pumpe (Abbildung 4.31), eine Regelung nur schwer möglich. Schon eine geringe Änderung des Druckes wirkt sich sehr stark auf die Fördermenge aus.

4.2.6 DeNO_x

Neben den Primärmaßnahmen (Feuerungstechnik) zur Erreichung der gesetzlichen Emissionswerte wurde im FHKW Mellach eine SCR Entstickungsanlage in High-Dust Anordnung installiert.

Die gesamte Anlage besteht, wie in Abbildung 4.33 zu erkennen ist, aus zwei separaten Strängen. Jeder der beiden Stränge beinhaltet eine eigene Katalysatorbox mit Katalysatorebenen und den Rußbläsern. Das aus dem Kessel-Leerzug kommende Rauchgas wird auf zwei gleich große Volumenströme aufgeteilt und durch den Katalysator geleitet. Für die Entstickung ist Ammoniak notwendig, welches in einer

externen Ammoniakstation aufbereitet und dann über das Eindüsesystem dem Rauchgas zugeführt wird. Es kann wahlweise direkt mit dem Behälterdruck oder über zwei Druckerhöhungspumpen entnommen werden. Die erforderliche Ammoniakmenge hängt im Wesentlichen von der Rauchgasmenge und dem NO_x -Gehalt im Rauchgas ab.

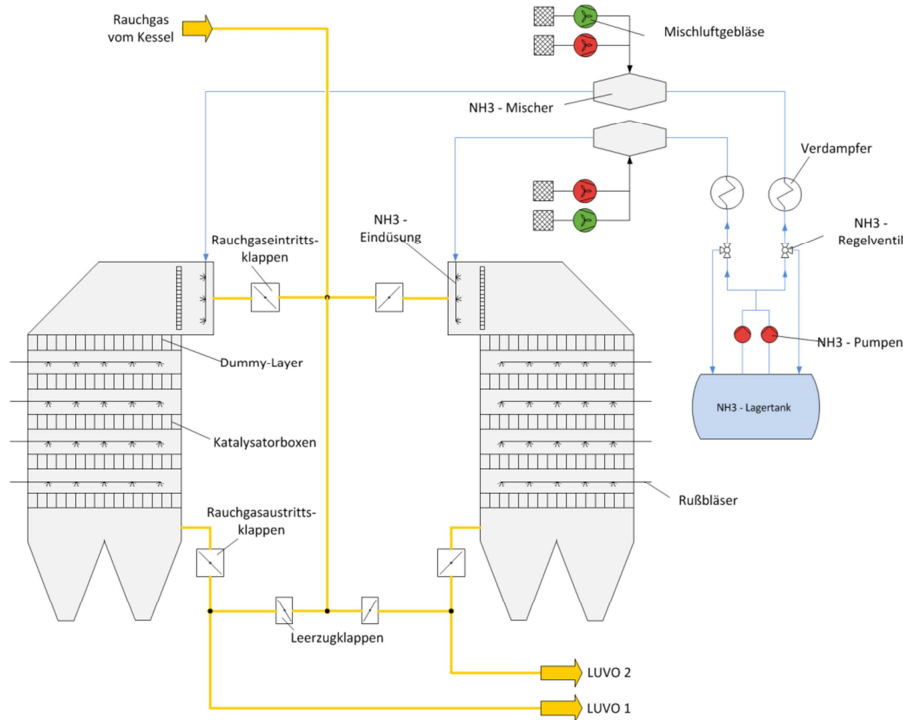


Abbildung 4.33: Schema DeNO_x (vgl. VERBUND, 1986)

Nach dem Regelventil durchläuft das flüssige Ammoniak den Verdampfer und gelangt dann, im dampfförmigen Zustand zum Mischer, wo es mit einer konstanten Luftmenge gemischt und dadurch auf eine Konzentration von ungefähr 2 % verdünnt wird. Über Verteilerrohre wird dieses NH₃-Luftgemisch weiter zur Mischstrecke geleitet und dort in das Rauchgas eingedüst. Nach der Durchmischung tritt das Rauchgas in die Reaktorbox und durchläuft den Strömungsgleichrichter (Dummy-Layer) bevor es zur NO_x-Reduktion an den Katalysatorelementen kommt. Dadurch soll sichergestellt werden, dass das Gas gleichmäßig über die Katalysatoren verteilt und die Abrasion an den Katalysatorelementen vermindert wird. An den Katalysatoroberflächen wandeln sich die im Rauchgas enthaltenen Stickoxide zu Stickstoff und Wasserdampf um.

Leistungsdarstellung

Der Leistungsbedarf der DeNO_x - Anlage ist unabhängig von der Kraftwerksleistung, da nur die Ammoniakmenge geregelt wird. Die Förderung dieser wird jedoch vom Behälterdruck übernommen, wodurch keine zusätzliche Energie notwendig ist. Somit sind die einzigen elektrischen Energieverbraucher die beiden Antriebe für die Mischluftgebläse.

Leistungsbedarf DeNO _x
45 kW

Da der Leistungsbedarf dieser Motoren sehr gering ist, wurde auf eine Darstellung des Wirkungsgrades verzichtet. Prinzipiell besteht die Möglichkeit die Mischluftgebläse zu regeln, da bei Verringerung der

Kraftwerksleistung auch der Rauchgasstrom kleiner wird und somit weniger Ammoniak für die Entstickung erforderlich ist. Die Leistungsausbeute wäre gegenüber den Investitionskosten jedoch zu gering, wodurch sich dieser Umbau in gegebener Zeit nicht rentieren würde.

4.2.7 Schlauchfilter

Zur Abscheidung der Flugasche aus dem Rauchgas wird es unmittelbar vor dem Saugzuggebläse durch hochbelastungsfähige Schlauchfilter geführt. Diese zeichnen sich vor allem durch einen sehr guten Abscheidegrad aus. Die Anlage besteht aus 12 Filterkammern, sechs für jeden Strang. In diesen Kammern befinden sich die vertikal aufgehängten Schlauchfilter. Die Schläuche werden durch innenliegende Schlauchkörbe gestützt. Das staubbeladene Rauchgas strömt in diese Filterkammern durch den Schlauchfilter, wobei der Staub auf der Außenseite der Schläuche abgeschieden wird. Anschließend wird das gereinigte Gas in den Schläuchen nach oben geleitet und verlässt durch Ventile die Filterkammer mit einem sehr niedrigen Staubgehalt.

Der an den Schlauchfiltern angelagerte Staub wird bei Erreichen eines bestimmten Differenzdruckes im Filter automatisch abgeblasen. Dazu wird ein starker Druckimpuls direkt in die Schläuche injiziert, wodurch sich die Schläuche erweitern und von ihren Stützkörben abheben. Der Staub auf der Außenseite bricht ab und fällt in einen Trichter in der Filterkammer. Die hier anfallende Flugasche wird pneumatisch über Rohrleitungen in das Aschesilo befördert. Der erforderliche Druck für den Reinigungsprozess wird von einem Luftkompressor erzeugt und über den Drucktank zur Verfügung gestellt. Für den Abtransport der Asche aus den Trichtern wird ein weiterer Druckbehälter mit einem Kompressor verwendet.

Leistungsdarstellung

Die Kompressoren werden intermittierend betrieben, wodurch eine Abschätzung der Kompressor-Betriebsstunden zu den Gesamt-Betriebsstunden notwendig war. Daraus hat sich im weiteren folgender Leistungsbedarf der Schlauchfilteranlage ergeben:

Leistungsbedarf Schlauchfilter
120 kW

Möglichkeiten zur Einsparung an Energie sind in der Schlauchfilteranlage keine vorhanden. Nur durch eine Reduktion des Druckverlustes beim Durchströmen des Rauchgases durch die Filter könnte eine Leistungseinsparung, diese jedoch beim Saugzuggebläse, erreicht werden.

4.2.8 LUVO – KALVO

Der Ljungström Luftvorwärmer (LUVO) ist ein regenerativer Wärmetauscher mit einer rotierenden Speichermasse im Gegenstrom Prinzip. Die Speichermasse dient dazu dem Rauchgas auf der einen Seite die Wärme zu entziehen und diese auf der anderen Seite an die Verbrennungsluft abzugeben.

Der LUVO wird durch ein Antriebssystem bestehend aus zwei Antriebseinheiten angetrieben. Jeder dieser Antriebe kann den Rotor auch zu 100 % alleine im Dauerbetrieb betreiben. Um jedoch bei Ausfall eines Motors dennoch einen störungsfreien Ablauf zu gewährleisten, sind ständig beide in Betrieb. Jeder Antrieb ist mit einem zusätzlichen Getriebemotor ausgerüstet, dem Spül- und Überwachungsantrieb.

Dieser ist über eine Überholkupplung direkt mit dem freien Ende des Hauptantriebmotors verbunden. Dieser ist notwendig, um den Rotor beim Spülvorgang mit der niedrigeren Spüldrehzahl zu drehen. Weiters übernimmt er bei Ausfall beider Hauptantriebe die Rotordrehung, um die Heizflächen vor einer Überhitzung zu schützen. Durch die Überholkupplung wird sichergestellt, dass bei Normalbetrieb der Getriebemotor des Spülantriebes nicht zu Schaden kommt. Dieser ist nicht für die Drehzahl der Hauptantriebe dimensioniert.

Der Kaltluftvorwärmer (KALVO) arbeitet nach demselben Prinzip wie der LUVVO, allerdings ist er mit polumschaltbaren Antrieben ausgestattet. Bei Reinigungs- bzw. Spülvorgängen wird die jeweilige Drehzahl durch Umschalten der Pole erreicht. Ein separater Spülantrieb ist daher nicht notwendig.

Leistungsdarstellung

Sowohl LUVVO als auch KALVO sind unregelt und werden unabhängig von der Kessellast mit einer konstanten Drehzahl angetrieben. Der Leistungsbedarf wird somit nicht von der Kraftwerksleistung beeinflusst und ist ständig der gleiche.

Leistungsbedarf	
LUVVO	KALVO
18 kW	7 kW

Dies ist der Leistungsbedarf für beide LUVVOs und KALVOs zusammen. Ein Motor des LUVVO benötigt somit eine Leistung von in etwa 4,5 kW, einer des KALVOs nur 3,5 kW. Eine Installation einer Regelung ist somit durch die nur sehr geringe Leistungseinsparung nicht zweckmäßig.

4.2.9 Leistungsdarstellung – Luft-Rauchgas Weg

Mit steigender Kessellast nimmt auch der elektrische Eigenverbrauch zu. So erreicht er im Volllastpunkt bei 100 % Kessellast sein Maximum. Der in Abbildung 4.34 eingezeichnete Kennlinienverlauf weist an zwei Punkten einen deutlichen Sprung auf.

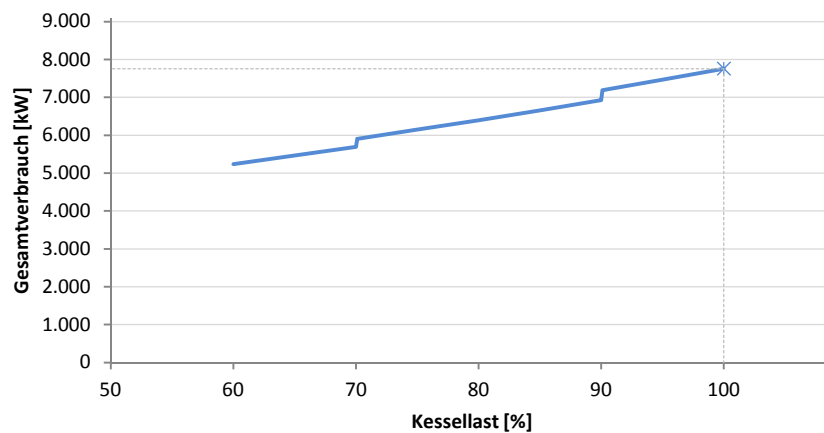


Abbildung 4.34: Leistungsdarstellung der Gruppe Luft-Rauchgas Weg

Dieser Sprung ergibt sich durch das Zuschalten der Wäscherpumpen in der REA bei Steigerung der Kraftwerksleistung über eine bestimmte Kessellast. Hieraus ist wiederum ersichtlich, wie groß der

Einfluss dieser Pumpen an dem Gesamtenergieverbrauch dieser Gruppe ist. Wären nur vier Pumpen für die Umwälzung der Suspension im Vollastpunkt erforderlich, dann wäre der Energiebedarf genau um diesen Anstieg der Leistung bei in etwa 90 % der Kessellast geringer.

Aus Abbildung 4.35 ist zu erkennen, dass der überwiegende Eigenbedarf dem Saugzuggebläse zuzuordnen ist. Beide Frischlüfter zusammen nehmen jedoch ungefähr denselben Leistungsbedarf in Anspruch. Hieraus ist ersichtlich, wie entscheidend die Feststellung des tatsächlichen Betriebspunktes der Gebläse ist. Vor allem die Spaltströmungen im LUVO, welche ja zu einem erhöhten Leistungsbedarf des Saugzug- sowie der Frischluftgebläse führen, wären interessant genauer zu überprüfen. Bei einer Reduktion würden sich die Fördermengen und somit auch der Energiebedarf aller Gebläse verringern.

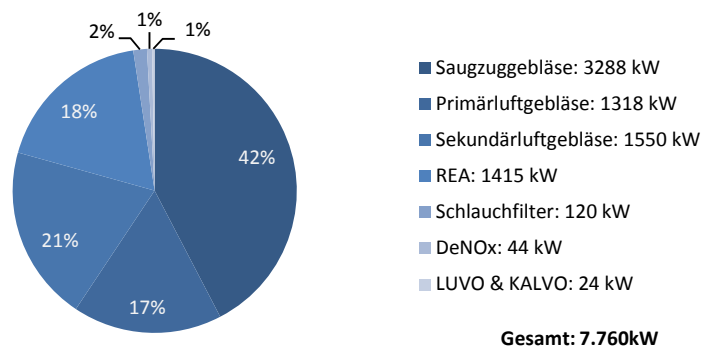


Abbildung 4.35: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100 % Kessellast

Auch für die Entschwefelung des Rauchgases wird eine beträchtliche Menge an elektrischer Energie benötigt. Wie zuvor bereits beschrieben, sollte hierbei der Betrieb mit vier statt der fünf Umwälzpumpen genauer untersucht werden..

4.3 Wasser-Dampf Kreislauf

Zum besseren Verständnis des Prozessablaufes kann das in Abbildung 4.36 dargestellte Schema des Wasser-Dampf Kreislaufes herangezogen werden

Der im Zwangdurchlaufkessel mit einfacher Zwischenüberhitzung (System Benson) erzeugte Frischdampf strömt über vier Regelventile in die Dampfturbine. Diese wurde als Entnahme-Kondensationsturbine ausgeführt, um einerseits den Generator anzutreiben und andererseits die Heizer für die Fernwärmeauskopplung mit Dampf zu versorgen. Sie besteht aus einer einflutigen Hoch- und Mitteldruckturbine sowie einer zweiflutigen Niederdruckturbine. Insgesamt verfügt die Dampfturbine über sieben unregelmäßige Anzapfungen zur Speisewasser-Vorwärmung (Vorwärmer) sowie drei geregelte Entnahmen für die Fernwärme-Auskopplung (Heizer). Der Abdampf aus der Turbine wird im frischwassergekühlten Kondensator niedergeschlagen. Das dadurch im Hotwell (Kondensatsammler) anfallende Kondensat wird anschließend von den beiden im Betrieb befindlichen Haupt-Kondensatpumpen durch sämtliche Wärmetauscher geführt und in den Speisewasserbehälter geleitet. Das kondensierte Speisewasser aus den Heizern und den Niederdruck-Vorwärmern wird von den Neben-Kondensatpumpen in die Rohrleitung des Hauptkondensats eingepumpt. Der Speisewasserbehälter ist als Mischvorwärmer-Entgaser konzipiert und über eine Stützdampfleitung mit dem Mitteldruckteil der Turbine verbunden. Dadurch wird der Druck im Behälter von der Turbine

vorgegeben und ist somit abhängig vom Betriebszustand der Anlage. Um das Speisewasser auf das geforderte Druckniveau und in Umlauf zu bringen werden zwei der drei Speisewasserpumpen verwendet.

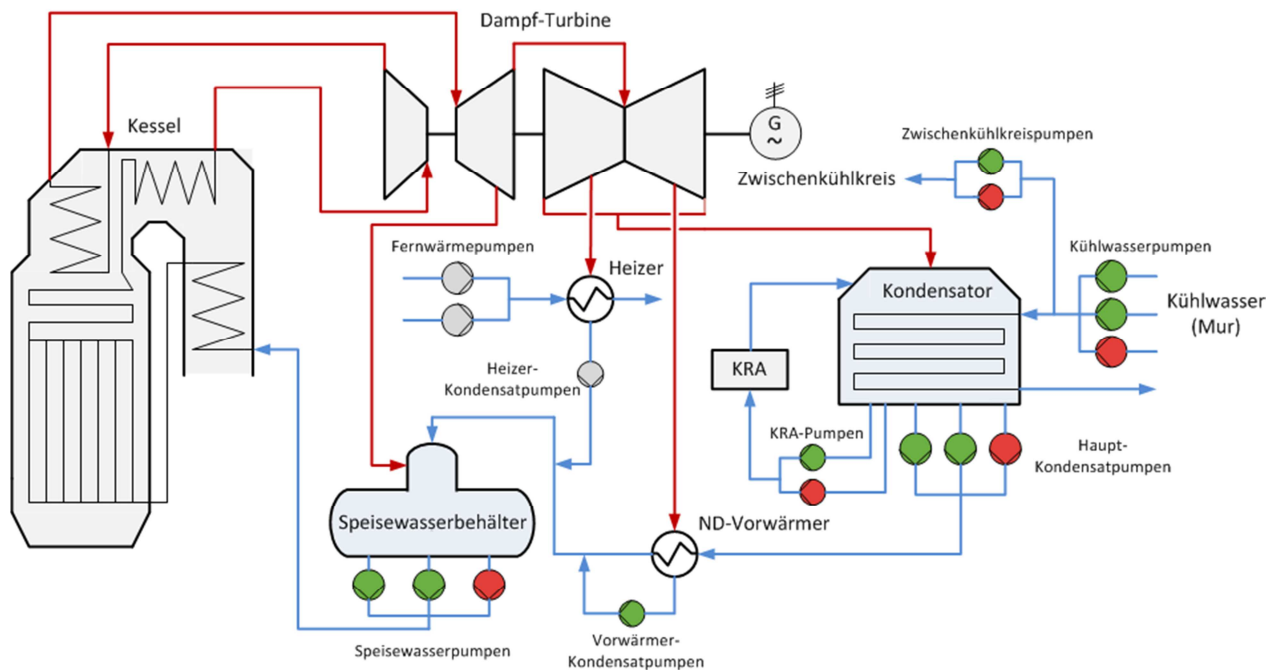


Abbildung 4.36: Schema des Wasser-Dampf Kreislaufes des FHKW Mellach

Im weiteren werden die in der Grafik eingezeichneten Pumpen näher erläutert und die Berechnungsergebnisse dargestellt.

4.3.1 Speisewasserpumpen

Die Kessel-Speisepumpen in der Kraftwerksanlage Mellach sind die größten Eigenbedarfsverbraucher. Zudem müssen sie in einem großen Betriebsbereich betrieben werden können und sich diesem Leistungskennfeld anpassen. Um die Verluste durch diese Regelung so gering wie nur möglich zu halten, wurde im Sinne einer wirtschaftlichen Energienutzung folgende Variante ausgeführt:

Für eine gute Anpassung an die Förderleistung wurden drei Teillastpumpen installiert. Zwei sind immer im Betrieb, die dritte ist Reserve zur Herabsetzung des Ausfallrisikos der Kesselanlage. Für eine stufenlose Regelung der Drehzahl wurden zwei Pumpen mit einem Überlagerungsgetriebe in Kombination mit einem elektrischen Regelantrieb ausgestattet. Bei einem Aggregat wird die Drehzahlregelung durch ein hydraulisches Regelgetriebe bewirkt. Hauptantriebsmotor sowie Pumpe sind bei allen die gleichen.

Aufbau und Funktionsweise der Pumpen 1&2

Abbildung 4.37 zeigt das Schema der mit einem Planetenrad-Überlagerungsgetriebe geregelten Speisewasserpumpe bestehend aus der Haupt- und der Vorpumpe, den Asynchronmotor und der Gleichstrommaschine sowie das im Drei-Wellen-Betrieb laufende Planetengetriebe.

Die Hauptmotoren sind Asynchron-Kurzschlussläufermotoren, welche mit einer konstanten Drehzahl von 1.490 U/min das Hohlrad des Getriebes antreiben. Die Gleichstrommaschinen sind als Regelmotoren konzipiert und arbeiten im Zwei-Quadranten-Prinzip, können also als Motor oder als Generator verwendet werden. Zur leistungsoptimalen Anpassung befindet sich zwischen dem Umlaufgetriebe und dem elektrischen Regelantrieb eine zusätzliche Getriebewelle.

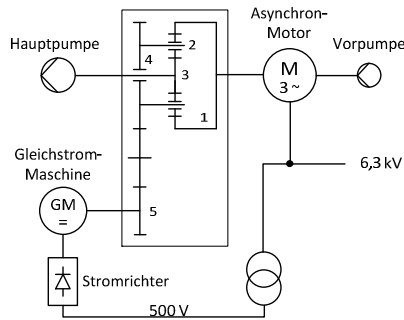


Abbildung 4.37: Schema der Speisewasserpumpe mit Überlagerungsantrieb (vgl. ÖZE, 1987)

Über den Planetenradträger und Vorgelege kann bei motorischen Betrieb der Gleichstrommaschine eine Überlagerungsdrehzahl an der Pumpe von 5.120 U/min erreicht werden. Bei generatorischem Betrieb wird die überschüssige Energie wieder zurück ins Netz gespeist und es wird eine Drehzahl von bis zu mindest 2.945 U/min erreicht.

Die in Tabelle 4.11 gezeigte Nennleistung setzt sich aus dem Leistungsbedarf von Asynchronmotor und Gleichstrommaschine im Nennpunkt zusammen.

Tabelle 4.11: Nenndaten Speisewasserpumpe

Pumpe	Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [kg/s]	Druckerhöhung [bar]
1&2	$4.600 + 742 = 5.342$	3.120	73,8	96	236
3	5.400		72,3		

Die Druckerhöhung wird von der Vorpumpe und der Hauptpumpe gemeinsam aufgebracht. Der Anteil der Vorpumpe ist mit $3,5 \text{ bar}$ ein kleiner und dient nur zum Zweck der Kavitationsvermeidung. Dementsprechend gering ist auch die erforderliche Wellenleistung mit in etwa 47 kW . Die „Leistung an der Welle“ in der Tabelle ist jene, welche vom Überlagerungsgetriebe an die Hauptpumpe geliefert wird. Die Vorpumpenleistung müsste hier noch hinzugerechnet werden. In der zweiten Zeile sind die Nenndaten der Speisewasserpumpe 3 aufgelistet.

Funktionsweise der Pumpe 3

Die Voith-Getrieberegelpkupplung ist eine hydrodynamische Kupplung, die im Antriebsstrang zwischen dem Antriebsmotor und der Speisewasserpumpe angeordnet ist. Sie ermöglicht es, bei konstanter Antriebsdrehzahl des Motors, die Drehzahl der Pumpe stufenlos zu regeln. Bei diesem System wird das Drehmoment der Antriebswelle durch die dynamische Wirkung einer umlaufenden Flüssigkeit übertragen. Um eine Kraftübertragung zu ermöglichen, ist ein Schlupf zwischen Antriebs- und Abtriebswelle notwendig. In der Regel wird die Kupplung so ausgelegt, dass sich im Nennbetrieb der geringste Schlupf, bei vollständig gefüllter Kupplung, einstellt. Dieser beträgt ungefähr zwei bis drei Prozent (Grote &

Feldhusen, 2007). Die Drehzahl wird über das Drehmoment geregelt, da ein direkter Zusammenhang über die Lastkennlinie besteht. Dieses ist nicht nur vom Schlupf, sondern auch von der in der Kupplung kreisenden Flüssigkeit abhängig. So kann durch eine Mengenregelung der Flüssigkeit die Abtriebsdrehzahl stufenlos variiert werden. Als Arbeitsmedium wird ein Öl eingesetzt, welches zugleich zum Schmieren verwendet wird. Das für die Übertragungsfähigkeit der Kupplung entscheidende Flüssigkeitsniveau im Arbeitsraum wird durch das verstellbare Schöpfrohr bestimmt. Die zu viel geförderte Menge wird durch das Schöpfrohr abgeschöpft und zurück in einen Sammelbehälter geleitet.

Berechnung

Für die Ermittlung des Arbeitspunktes im Pumpenkennfeld wurden die Fördermenge und die erforderliche Drucksteigerung aus dem Wasser-Dampf Kreislaufmodell (Zagler, 2010) herangezogen. In Abhängigkeit der Kessellast von 60 % bis 100 % ergibt sich dafür der in Abbildung 4.38 eingezeichnete Verlauf des Betriebspunktes.

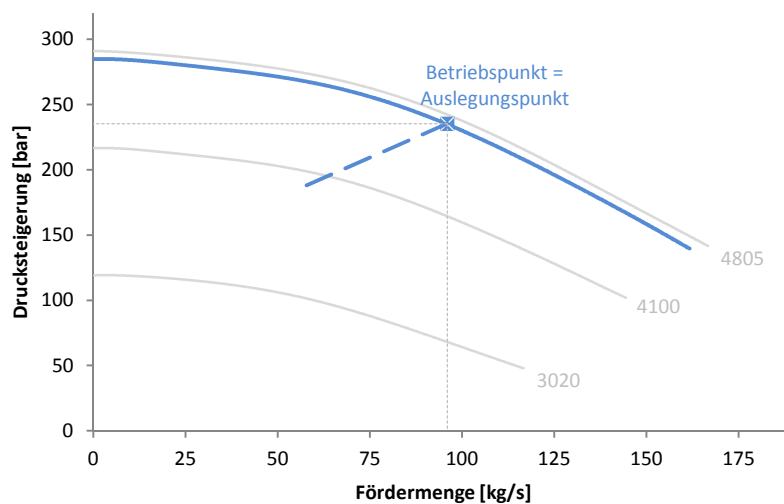


Abbildung 4.38: Pumpenkennfeld - Speisewasserpumpe

Dieser wurde zusätzlich mit den Messwerten aus den Druckmessstellen vor bzw. nach der Pumpe sowie der Fördermengenmessung aus den Anlagenbildern überprüft. Hierbei konnten keine größeren Abweichungen festgestellt werden. Im Vollastfall bei einer Fördermenge von 96 kg/s wird somit eine Druckerhöhung von insgesamt (Vorpumpe + Hauptpumpe) 240 bar erzielt. Der Druck unmittelbar nach den parallel geschalteten Pumpen in der Speisewasserleitung beträgt dann aufgrund des Kondensatordruckes in etwa 250 bar .

Leistungsdarstellung

Zur Berechnung des theoretischen Wirkungsgrades und dem Leistungsbedarf des Gesamtsystems war es notwendig, die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten zu berechnen. Da im Fall der Speisewasserpumpe ein Teil der Energie von der Gleichstrommaschine zur Verfügung gestellt bzw. an diese abgegeben wird, muss dieser Anteil ebenso erfasst werden. Dazu ist eine Leistungsbilanz am Überlagerungsgetriebe anzusetzen. Auf die Herleitung der Gleichungen wird hier nicht weiter eingegangen, stattdessen soll auf die Literatur verwiesen werden (Grote & Feldhusen, 2007).

Die Drehzahl-Grundgleichung für alle Umlaufgetriebe kann durch Umformen und Einsetzen der Zähnezahlen für das Übersetzungsverhältnis wie folgt dargestellt werden:

$$n_3 + \frac{z_1}{z_3} \cdot n_1 - \left(1 + \frac{z_1}{z_3}\right) \cdot n_2 = 0 \quad 4.9$$

Die Zähnezahlen werden aus der Konstruktionszeichnung des Getriebes entnommen. Die Bedeutung der Indizes ist in Abbildung 4.37 dargestellt. Mit der konstanten Drehzahl des Asynchronmotors und der erforderlichen Drehzahl, welche sich durch den Betriebspunkt aus dem Kennfeld ergibt, kann mit dieser Gleichung die Steg-Drehzahl berechnet werden. Unter Berücksichtigung des zusätzlich eingebauten Standgetriebes lässt sich damit die Drehzahl des Regelantriebes berechnen.

Um den theoretischen Leistungsanteil, welcher von der Gleichstrommaschine beigesteuert wird, zu ermitteln, wurde das Gleichgewicht der äußeren Drehmomente am Überlagerungsgetriebe bilanziert.

$$M_1 + M_2 + M_3 = 0 \quad 4.10$$

Über den direkten Zusammenhang der Leistung mit dem Moment und der Winkelgeschwindigkeit bzw. der Drehzahl,

$$P = M \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n \quad [W] \quad 4.11$$

kann unter Vernachlässigung des Standtriebewirkungsgrades durch weiteres Umformen der Leistungsanteil der Gleichstrommaschine und jener der Drehstrommaschine in Abhängigkeit der Pumpenleistung berechnet werden.

$$P_{DM} = \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{n_1}{n_3} \cdot P_P \quad [W] \quad 4.12$$

$$P_{GM} = P_P \cdot \frac{z_1}{z_3} \cdot \frac{n_1}{n_3} \quad [W] \quad 4.13$$

Mit der auf dieser Weise berechneten Leistungsaufteilung wird über die Motordatenblätter der Wirkungsgrad und für den Drehstrommotor der Leistungsfaktor ermittelt. Auch zu beachten ist der Leistungsbedarf der Vorpumpe, welcher zusätzlich vom Hauptmotor (Drehstrommotor) aufzubringen ist. Unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Überlagerungsgetriebes und des Einflusses des Wechselrichters sowie des Transformators bei der Gleichstrommaschine, setzt sich die erforderliche theoretische Leistung aus der Summe der Leistungen beider Antriebe zusammen. Dadurch ergibt sich der in Abbildung 4.39 dargestellte Verlauf des theoretischen Wirkungsgrades. Dieser ist für die beiden Speisewasserpumpen 1&2 sowie für die Pumpe 3 eingezeichnet.

Auch in der Abbildung enthalten ist der effektive Wirkungsgrad des gesamten Systems. Dieser errechnet sich aus Gleichung 3.4 mit der elektrischen Leistungsaufnahme und der Förderleistung. Zur Ermittlung der elektrischen Leistung wurden Messwerte der Stromaufnahme entsprechend der Kessellast verwendet. Der Leistungsfaktor der Asynchronmaschine ist aus dem Motordatenblatt entnommen worden. Jener der Gleichstrommaschine wurde aus einer Messung berechnet und wird unabhängig von der Leistung als konstant angenommen.

Die Abweichung des theoretischen Wirkungsgrades zwischen den Pumpen 1&2 und 3 ergibt sich aufgrund der unterschiedlichen Regelvarianten. Viel deutlicher ist jedoch die Differenz zwischen dem theoretischen und dem effektiven Wirkungsgrad. Im Durchschnitt arbeitet die Anlage mit einem um

ungefähr 3,5 % schlechteren Wirkungsgrad als in den Datenblättern angegeben. Noch größer ist der Unterschied bei der Pumpe 3.

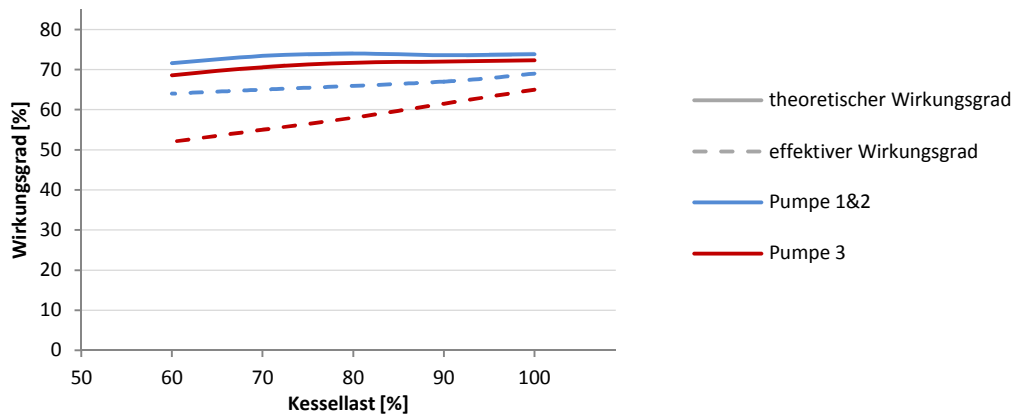


Abbildung 4.39: Wirkungsgradverlauf der Speisewasserpumpen 1&2 sowie der Speisewasserpumpe 3

Den erforderlichen Eigenbedarf der drei Pumpen zeigt Abbildung 4.40. Durch den schlechteren Wirkungsgrad ist natürlich auch die elektrische Leistungsaufnahme der Anlage 3 für denselben Betriebspunkt der Pumpe höher. Nachdem die Fördermenge mit steigender Kesselast zunimmt, erhöht sich auch der Leistungsbedarf.

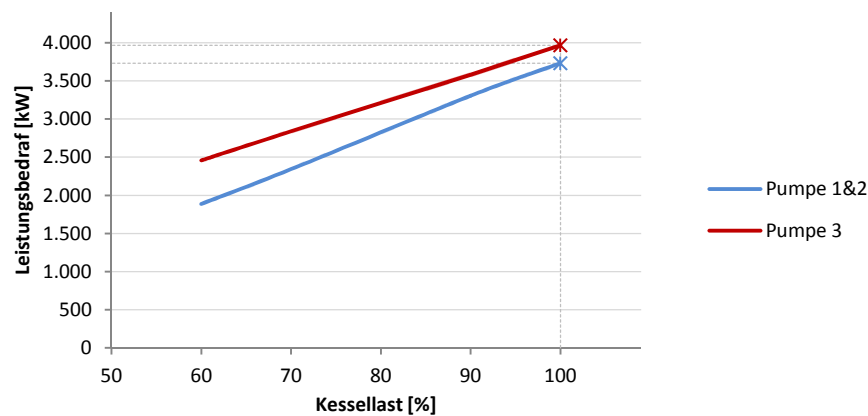


Abbildung 4.40: Leistungsbedarf der Speisewasserpumpen 1&2 sowie der Speisewasserpumpe 3

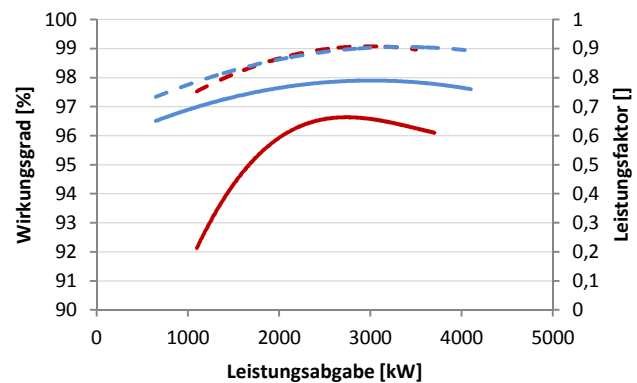
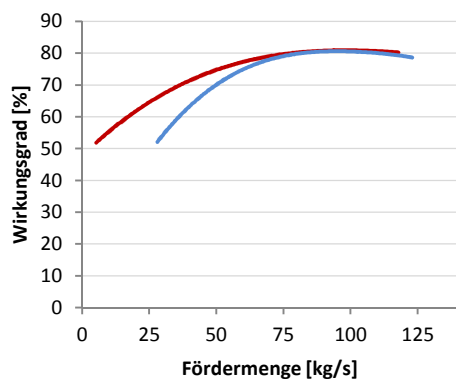
Ein Vergleich der beiden Pumpenanlagen 1 und 2 mit den Messdaten hat gezeigt, dass der Leistungsbedarf der Pumpen zwar der gleiche ist, der Haupt-Antriebsmotor der Pumpe 2 allerdings weniger Energie als jener der Pumpe 1 beisteuert. Die noch fehlende Leistung wird somit vom Regelantrieb aufgebracht.

Mit den vorhandenen Daten ist es nur sehr schwer festzustellen, welche Komponenten die ausschlaggebenden für den Unterschied zwischen dem theoretischen und dem effektiven Wirkungsgrad sind. Die größte Abweichung vom theoretischen Wert wird jedoch im Regelgetriebe auftreten.

Da die Speisewasserpumpen die größten elektrischen Verbraucher in der gesamten Anlage des FHKWs Mellach sind, wird im Weiteren die Wirtschaftlichkeit bei einer Investition in bestimmte neue Systemkomponenten überprüft.

Wirtschaftlichkeit bei Installation neuer Komponenten

Zuerst wird dazu die Energieeinsparung berechnet, welche sich infolge eines besseren Gesamtwirkungsgrades ergibt. Als Referenzwerte konnten hierbei die Daten aus dem neuen GUD-Kraftwerk Mellach verwendet werden. In diesem erfolgt die Regelung der Fördermenge über die Drehzahl durch eine Motoransteuerung mittels Frequenzumrichter. In Abbildung 4.41 ist dazu der theoretische Wirkungsgrad der aktuellen Speisewasserpumpen jenem der neuen Pumpen aus der GUD-Anlage gegenübergestellt. Die beiden Linien stellen aber nur den Verlauf für eine Drehzahl dar. Das sind jene für den Vollastfall bei maximaler Kessellast. Im Diagramm ist zu sehen, dass im Punkt des höchsten Wirkungsgrades kein Unterschied zwischen den beiden Pumpen auftritt. Im Gegensatz dazu ist der theoretische Wirkungsgrad des Drehstrom-Asynchronmotors aus den pönalisierten Herstellerangaben höher als jener der neuen Anlage (Abbildung 4.42). Hierbei sei noch erwähnt, dass der „alte“ Motor aufgrund der Regelungsvariante mit dem Überlagerungsgetriebe nur in einem Betriebspunkt arbeitet also in jedem Lastfall die gleiche elektrische Leistung benötigt, der „neue“ in der GUD-Anlage hingegen in einem bestimmten Leistungsbereich. Ebenso im Diagramm abgebildet ist der in beiden Fällen sehr hohe Leistungsfaktor.



— Wirkungsgrad — — Leistungsfaktor — alte Pumpe bzw. alter Motor — neue Pumpe bzw. neuer Motor

Abbildung 4.41: Vergleich des Pumpenwirkungsgrades mit neuer Pumpe (VERBUND, 2011)

Abbildung 4.42: Vergleich des Motor-Wirkungsgrades sowie des Leistungsfaktors mit neuem Motor (VERBUND, 2011)

Für die zu berechnende Energieeinsparung wird der Gesamtwirkungsgrad des Systems aus den einzelnen Wirkungsgraden der Bauteile zusammensetzt. Diese sind in Tabelle 4.12 aufgelistet. Dabei wurde jedoch auch im „neuen“ System die derzeit installierte Speisewasserpumpe verwendet. Eine Investition in eine neue Pumpe ist nicht notwendig, da, wie bereits in Abbildung 4.41 zu erkennen ist, keine Steigerung des theoretischen Wirkungsgrades erreicht wird. Der Wirkungsgradverlust durch einen möglichen Verschleiß aufgrund der Betriebsjahre wird nicht berücksichtigt. Für den Antrieb muss trotz des höheren Wirkungsgrades der „alten“ Anlage ein neuer Asynchronmotor, welcher für eine Drehzahlregelung konzipiert ist, angeschafft werden.

In Tabelle 4.12 sind die Wirkungsgrade der zwei unterschiedlichen Systeme für den Vollastfall gegenübergestellt. Jener des Regelantriebes wurde, da keine Unterlagen (Datenblätter) für theoretische Werte vorhanden waren, mit Bezug auf den Effektivwirkungsgrad angenommen. Der

Gesamtwirkungsgrad des „neuen“ Speisewasserpumpensystems ist somit um 6,6 % höher als jener der „alten“ Anlage.

Tabelle 4.12: Wirkungsgrade der Systemkomponenten

Wirkungsgrad System „neu“		Wirkungsgrad System „alt“	
Asynchronmotor	98%	Asynchronmotor	97%
Frequenzumformer	98%	Regelantrieb (GM, ÜG, ...)	88,5%
Pumpe „alt“	80,5%	Pumpe „alt“	80,5%
	75,7%		69,1%

Bei Umstellung einer Pumpe auf das System „neu“ ergibt sich bei dieser Wirkungsgraddifferenz folgende jährliche Energieeinsparung.

Energieeinsparung pro Jahr
1.450 MWh

Das Einsparpotenzial fällt zwar sehr hoch aus, aber auch die Investitionskosten durch den beträchtlichen Preis des Frequenzumformers sind für solch große Nennleistungen erheblich. Wie aus der Kalkulation in Tabelle 4.13 zu erkennen ist, würde sich die Investition im betrachteten Zeitraum nicht rentieren. Von einem Umbau ist somit abzusehen.

Tabelle 4.13: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Installation neuer Komponenten

Erlös	€ 79.750, –
Investitionskosten	€ 1.010.000, –
▪ kalk. Abschreibung	€ 84.167, –
▪ kalk. Zinsen	€ 30.300, –
Gewinn pro Jahr	€ – 34.717, –
Rentabilität	–1%
Amortisationsdauer	12,7 Jahre

Die Kalkulation wurde mit den in Kapitel 0 beschriebenen statischen Investitionsrechenmethoden durchgeführt. Die für die Berechnung erforderlichen Werte wie Verkaufspreis, Nutzungsdauer und kalkulatorischer Zinssatz sind in Kapitel 3.3.4 der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bereits erläutert worden. Die Projekt- bzw. Investitionskosten wurden von VERBUND zur Verfügung gestellt. Hierbei sind Angebotsblätter unterschiedlicher Unternehmen der in letzter Zeit im Kraftwerk getätigten Investitionen herangezogen worden.

Schlussfolgerung

Wie zuvor bereits angesprochen ist es nur sehr schwer möglich festzustellen, mit welchem Wirkungsgrad die einzelnen Komponenten des Systems arbeiten. Es kann somit nur abgeschätzt werden, wo die größte Abweichung des effektiven Wirkungsgrades zum theoretischen auftritt. In der Summe beträgt die Wirkungsgraddifferenz aber durchschnittlich in etwa 5,5 %. Das lässt darauf schließen, dass die Speisewasserpumpe nicht in dem von den Herstellern angegebenen Leistungsbereich arbeitet und mehr Energie benötigt als vorgesehen.

Die Einsparmöglichkeit ist bei einem solch großen elektrischen Eigenbedarfsverbraucher wie der Speisewasserpumpe auch bei nur kleiner Wirkungsradsteigerung sehr hoch. Allerdings steigen mit der Anlagengröße auch die Investitionskosten stark an. Wie aus der wirtschaftlichen Kalkulation (Tabelle 4.13) hervorgegangen ist, rentiert sich eine Umrüstung der Anlage zur Steigerung des Wirkungsgrades und damit zur Reduktion des Energiebedarfes nicht. Die Investitionskosten für diesen Leistungsbereich sind dafür zu hoch. Zudem müssten sämtliche Bauteile, wie auch der Asynchronmotor, stark umgebaut bzw. erneuert werden.

4.3.2 Haupt-Kondensatpumpen

Der Kondensator in einem Dampfkraftwerk mit geschlossenem Kreislauf dient zur Kondensation des aus der Turbine abströmenden Dampfes. Durch das Vakuum im Kondensator vergrößert sich das Druck-Wärmegefälle in der Turbine und der Wirkungsgrad der Anlage steigt. Er ist ein modular aufgebauter Röhrenwärmetauscher mit rechteckigem Gehäuse und zwei voneinander getrennten Kammern, der Reinkondensatseite und der Rohkondensatseite.

Die Aufgabe der Haupt-Kondensatpumpen ist es, wie in Abbildung 4.43 schematisch dargestellt, das im Hotwell des Kondensators anfallende Reinkondensat über den Stopfbüchsendampfkondensator, den Regenerativkühler und die Nieder-Druck-Vorwärmer in den Speisewasserbehälter zu fördern. Jede der drei parallel geschalteten Pumpen hat eine eigene Saugleitung aus dem Hotwell des Kondensators. Die Druckleitungen danach werden zu einer gemeinsamen Leitung zusammengeführt.

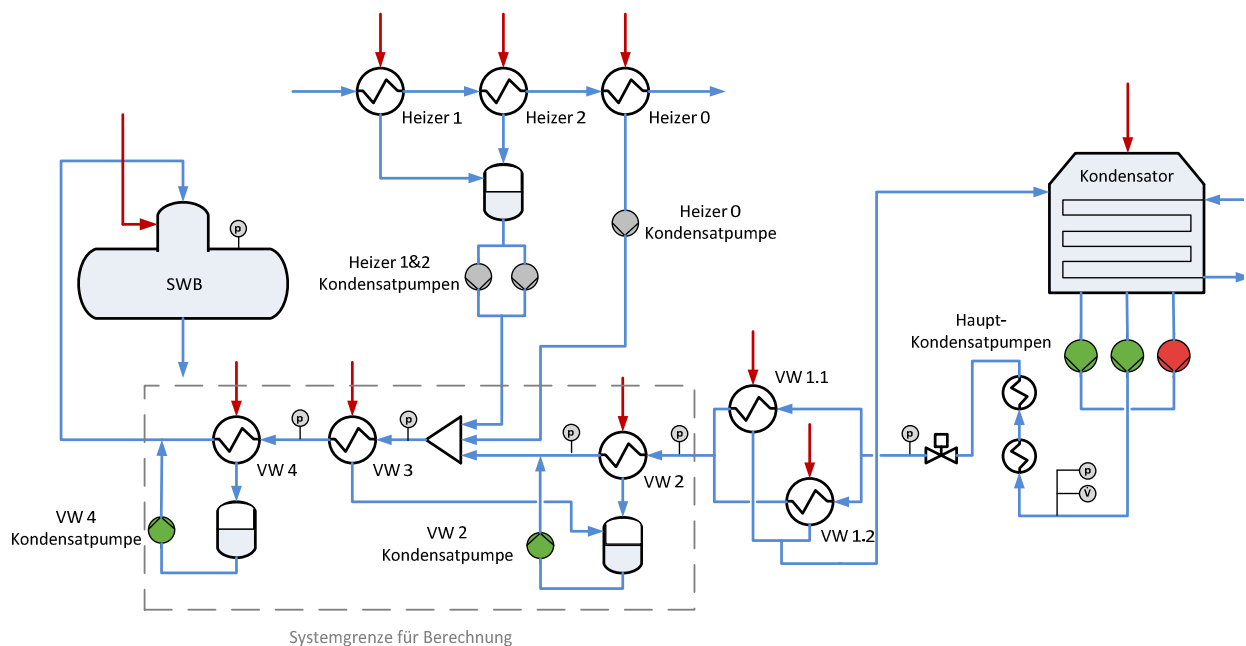


Abbildung 4.43: Schema – Haupt- und Neben-Kondensat des FHKW Mellach

Die Pumpen werden mit einer konstanten Drehzahl von einem Asynchronmotor angetrieben. Über ein elektronisches Drosselregelventil in der Hauptkondensatleitung wird das Niveau im Kondensator konstant gehalten. Eine Ausgleichsöffnung zwischen der Roh- und Reinkondensatseite sorgt für ein ausgeglichenes Niveau in den beiden Abteilen.

Die Nenndaten der Pumpen können Tabelle 4.14 entnommen werden. Im Gegensatz zur Druckerhöhung ist darin jedoch die Förderhöhe angegeben.

Tabelle 4.14: Nenndaten Haupt-Kondensatpumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
440	410	73	280	315

Durch die Fernwärmeauslastung und bei verminderter Kraftwerksleistung ändert sich die anfallende Kondensatmenge im Gegensatz zum Vollastbetrieb ohne Fernwärmeerzeugung sehr stark. Um diesen unterschiedlichen Lastfällen gerecht zu werden, besteht die Möglichkeit, durch die parallele Anordnung der Pumpen, diese einzeln ein- bzw. auszuschalten und somit die Drosselverluste und den Energiebedarf zu reduzieren. Dabei ist eine Pumpe ständig in Betrieb, eine zweite wird automatisch zugeschaltet wenn der Druck nach den Haupt-Kondensatpumpen 27 bar unterschreitet. Abgeschaltet wird diese wiederum wenn die Fördermenge kleiner als 340 m³/h ist (Dokumentationsunterlagen). Im Rahmen eines Verbesserungsvorschlages aus dem Jahr 2008 wurden die Ein- bzw. Ausschaltpunkte neu definiert, da es davor schon einmal eine Umstellung gegeben hat. Zur Erhöhung der Ausfallsicherheit waren ständig zwei Pumpen in Betrieb. Durch diesen ausgeführten Vorschlag sind die Regelgrößen in der Leittechnik geändert worden, sodass der Betrieb mit einer Pumpe bei Unterschreiten eines Massenstromes von 42 kg/s möglich ist.

Berechnung

Die Daten der Fördermenge aus dem Kondensator sind für die betrachteten Lastfälle aus dem Wasser-Dampf Kreislaufmodell entnommen worden (Zagler, 2010). Über diese ist es möglich den Verlauf des Betriebspunktes, in Abbildung 4.44 eingezeichnet, im Pumpenkennfeld darzustellen und dadurch den theoretischen und effektiven Wirkungsgrad zu berechnen.

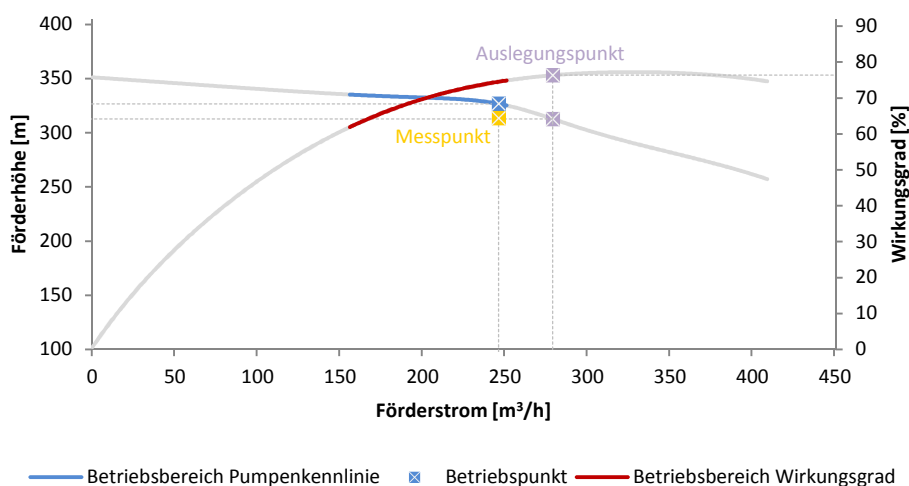


Abbildung 4.44: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der Haupt-Kondensatpumpe

Da der Druck in der Leitung nach den Pumpen gemessen wird, kann dieser zur zusätzlichen Überprüfung des Betriebspunktes verwendet werden. Im Diagramm ist die Pumpenkennlinie sowie der

Pumpenwirkungsgrad mit dem theoretischen (blauer Punkt) und dem aus den Druckmessungen gebildeten (gelber Punkt) Betriebspunkt bei maximaler Kessellast und keiner Fernwärmeerzeugung abgebildet. Daraus ist auch die geringe Differenz der beiden Punkte zu erkennen. Die Abweichung beträgt nur ungefähr 5 %. Das lässt darauf schließen, dass die Werte aus dem Kreislaufmodell den tatsächlichen entsprechen.

Leistungsdarstellung

Für die Leistungsermittlung wurde die gemessene Stromaufnahme in Abhängigkeit der Fördermenge ausgewertet. Diese wird in Abbildung 4.45 in Abhängigkeit der Kessellast bei unterschiedlicher Fernwärmeerzeugung gezeigt.

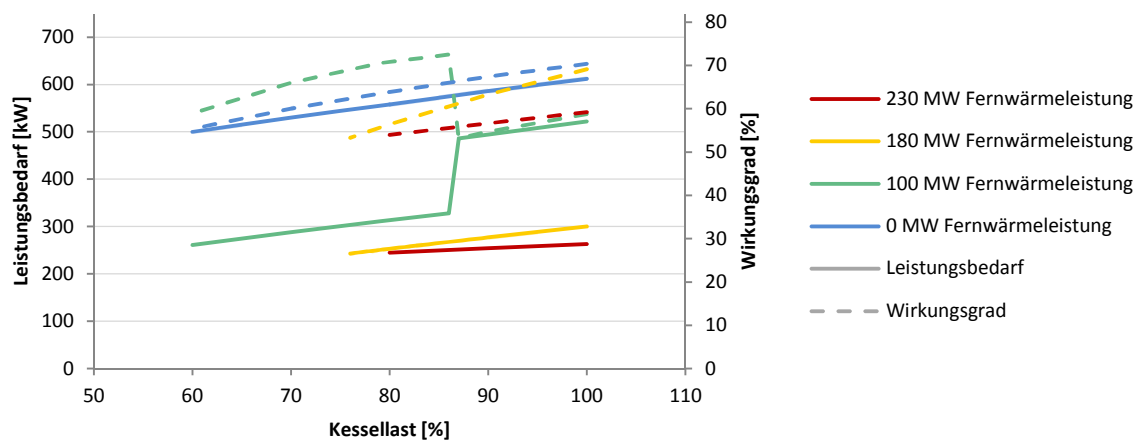


Abbildung 4.45: Leistungsbedarf und Wirkungsgrad der Haupt-Kondensatpumpen

Darin ist auch der effektive Wirkungsgradverlauf der Haupt-Kondensatpumpen abgebildet. Auf die Darstellung des theoretischen Wirkungsgrades wurde verzichtet, da dieser um nur ungefähr 1 % bis maximal 2 % vom effektiven abweicht.

Bei genauerer Betrachtung des Anlagenschemas sowie durch die Druckmessstationen im Kraftwerk vor bzw. nach den einzelnen Aggregaten in der Hauptkondensatleitung wurde festgestellt, dass das Drosselregelventil, auch bei maximal auftretender Fördermenge (für den Normalbetrieb), eine sehr große Menge an Energie vernichtet. Nach Recherche in den Dokumentationsunterlagen ist ersichtlich, dass der Grund dafür nur der Nieder-Druck-Bypass sowie die Turbinenanfahrleitung (TAL) sein kann.

ND-Bypass – Dampfeinführungsvorrichtung (DEV)

Der ND-Bypass und die TAL sind immer in Betrieb, wenn der im Kessel erzeugte Dampf gar nicht oder nur teilweise über die Turbine geleitet wird. Bei einem möglichen Turbinen Lastabwurf wird der Umleitbetrieb sofort aktiviert und die gesamte Frischdampfmenge, welche mit 535 °C und 39 bar aus dem Zwischenüberhitzer austritt, wird nicht in die MD-Turbine geleitet, sondern über das ND-Bypass-Ventil in die Dampfeinführungsvorrichtung. Hier entspannt der Dampf durch das vorgeschaltete Regelventil und einer integrierten Drossel auf Kondensatordruck. Aus der Hauptkondensatleitung wird unmittelbar nach den Pumpen Speisewasser entnommen und in die Mischkammer des DEV eingespritzt. Dadurch kühlt der überhitzte Dampf ab, um anschließend direkt in den Kondensator geleitet werden zu können. Aus

den Dokumentationsunterlagen ist ersichtlich, dass ein bestimmter jedoch zahlenmäßig nicht angegebener Druck des Kondensats notwendig ist, um die Funktion dieser Dampfeinführungsvorrichtung zu gewährleisten. Dieser Vordruck bei den Einspritzdüsen ist im Kraftwerk mit 25,4 bar eingestellt, wodurch sich auch die 27 bar erklären, welche von der Regelung in der Hauptkondensatleitung nach den Pumpen gefordert werden.

Zusätzlich zum geforderten Einspritzdruck müssen dann zwei Pumpen (eine als Reserve) die gesamte Frischdampfmenge aus dem Kondensator fördern können. Das bedeutet, die Pumpen wurden aus Sicherheitsgründen für diesen Lastpunkt dimensioniert. Der Energieverlust der dadurch bei Normalbetrieb in der Drossel entsteht ist erheblich.

$$P_V = \dot{m} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \Delta p_{Drossel} \quad [W] \quad 4.14$$

Eine Berechnung des Druckverlustes in der Rohrleitung ist auf theoretischer Basis durch die große Anzahl an Einbauten und die mit dem Lastfall ständig ändernden Bedingungen in Bezug auf Neben-Kondensatmengen nur mit computergestützten Simulationsprogrammen möglich. Die erforderliche Druckerhöhung der Pumpe wird daher aus den Messwerten in der Haupt-Kondensatleitung berechnet. Für diese Messstellen sind jedoch keine Aufzeichnungen vorhanden, sodass als Referenz-Lastfall der Vollastbetrieb ohne Fernwärmeauslastung herangezogen wird. Für diesen wurden die Druckmesswerte vor Ort abgelesen. Der Druckverlust in der Rohrleitung sowie die Drucksteigerung und die Fördermenge der Pumpe für diesen Lastpunkt sind in Tabelle 4.15 dargestellt. Fördermenge sowie Drucksteigerung der Pumpen ergeben sich für diesen Betriebspunkt aus dem Kennliniendiagramm (Abbildung 4.44). Der Druck vor den Hauptkondensatpumpen sowie jener im Speisewasserbehälter konnte aus den Anlagenbildern entnommen werden. Aus den Messwerten vor bzw. nach den im Rohrleitungssystem installierten Komponenten wurde der Druckverlust ermittelt.

Tabelle 4.15: Druckverlust in der Haupt-Kondensatleitung sowie Drucksteigerung der Pumpen

100% Kessellast und 0MW Fernwärmeerzeugung	
Fördermenge	135 kg/s = 486 m3/h
Druck vor den Pumpen	0,5 bar
Druckverlust	
▪ Stopfbüchsendampfkondensator	~ 0,5 bar
▪ Regenerativkühler	~ 1 bar
▪ Drossel-Regelventil	8 bar
▪ Vorwärmer 1 bis Vorwärmer 4	jeweils ~ 1 bar
▪ Rohrleitung und Sonstiges	~ 4 bar
▪ Höhenunterschied	40m = ~ 4 bar
Druck in Speisewasserbehälter	10 bar
Drucksteigerung der Pumpe	31 bar

In diesem Lastpunkt fällt bei Normalbetrieb die größte Menge an Kondensat im Hotwell des Kondensators an. Trotzdem verursacht das Regelventil, durch die sicherheitstechnische Auslegung der Pumpen, wie zuvor bereits beschrieben, einen großen Druckverlust. Die Leistung, welche dadurch irreversibel in der Drossel verloren geht, beträgt nach Gleichung 2.48 an die 110 kW. Das sind beinahe 20 % des Gesamtbedarfes der beiden Pumpen. Eine Möglichkeit um diesen Verlust zu reduzieren bzw.

sogar ganz zu eliminieren wäre eine Änderung der Förderstromregelung. Die Drucksteigerung durch die Pumpe wäre dann entsprechend Tabelle 4.15 kleiner. Daher wird im Weiteren überprüft welche Energieersparnis bei Installation einer Drehzahlregelung zu erwarten ist.

Drehzahlregelung

Der große Vorteil der Regelung durch die Drehzahl ist, dass sich bei einer Änderung der Fördermenge die Leistung mit der dritten Potenz mitändert (Gleichung 2.47). Für die Berechnung der Pumpenleistung wird die durch die Anlagenkennlinie vorgegebene notwendige Drucksteigerung aufgrund der vorher beschriebenen komplexen Gegebenheiten unabhängig von der Fördermenge als konstant angenommen. Da sich der tatsächliche Arbeitspunkt auf einer Parabel bewegt (Kapitel 2.3.3) und dieser sich mit abnehmender Fördermenge dem Punkt des statischen Druckes annähert, nimmt auch die erforderliche Drucksteigerung ab. Es ist somit eine noch größere Energieeinsparung als die berechnete zu erwarten. Diese wird aus der Leistungsdifferenz für die in Tabelle 3.2 aufgelisteten Lastfälle mit den entsprechenden Betriebsstunden berechnet.

Energieeinsparung pro Jahr
775 MWh

Durch die Drehzahlregelung muss die Pumpe nicht mehr so eine große Drucksteigerung (vgl. Tabelle 4.15) aufbringen. Infolgedessen kann die Fördermenge gesteigert und der Betrieb mit nur einer Pumpe ausgeweitet werden, was in Summe eine zusätzliche Energieeinsparung bringt. Es gilt jedoch zu klären, ob der reduzierte Druck an den Einspritzdüsen zulässig ist. Falls das nicht der Fall sein sollte und ständig ein bestimmter höherer Druck gefordert ist, muss die Leistungseinsparung bei diesem Druck nochmals berechnet werden.

Wirtschaftlichkeit bei einer Umstellung der Regelung

Mit der berechneten Energieeinsparung ergibt sich die in der Tabelle 4.16 wirtschaftliche Kalkulation. In den Installationskosten ist nur der Umbau von zwei Pumpen beinhaltet. Die dritte Pumpe wird nur bei Ausfall einer der beiden anderen eingeschaltet. Eine Regelung ist daher nicht notwendig. Allerdings müsste die Rohrleitung etwas adaptiert werden. Die Investitionskosten wurden, unter Absprache mit VERBUND, aus Schätzungen für den Installationsaufwand sowie wiederum der Angebotsblätter gebildet.

Tabelle 4.16: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung

Erlös	€ 42.500, –
Investitionskosten	€ 125.000, –
▪ kalk. Abschreibung	€ 10.333, –
▪ kalk. Zinsen	€ 3.720, –
Gewinn pro Jahr	€ 28.520, –
Rentabilität	52%
Amortisationsdauer	2,9 Jahre

Durch den zusätzlichen Gewinn, der sehr hohen Rentabilität und der äußerst kurzen Amortisationsdauer ist eine Investition in dieses System wirtschaftlich gesehen sehr empfehlenswert.

Schlussfolgerung

Die Haupt-Kondensatpumpen sind neben den Kühlwasserpumpen die einzigen elektrischen Verbraucher, mit Ausnahme der Kohlenmühlen, welche mit einer Spannung von 6.300 V versorgt werden und nicht mit einer verlustarmen Regelungsvariante ausgestattet sind. Aufgrund der berechneten Energieeinsparung sowie der sehr kurzen Amortisationszeit ist ein Umbau auf eine Motorsteuerung mittels Frequenzumrichter sehr zu empfehlen. Da die Berechnung mit vorsichtigen Annahmen durchgeführt wurde, ist anzunehmen, dass bei einer Umrüstung die zu erwartende Leistungseinsparung noch höher ausfällt.

4.3.3 Kondensat-Reinigungsanlage (KRA)

Aufgabe der Kondensat-Reinigungsanlage ist es, das Kondensat aus der Rohkondensatseite des Kondensators zu entnehmen, anschließend zu reinigen und im gereinigten Zustand wieder zurück in die Reinkondensatseite zu fördern. Dazu werden zwei parallel geschaltete Pumpen verwendet. Sie haben jeweils eine eigene Saugleitung aus dem Kondensatorhotwell. Nach den Pumpen wird die Druckleitung in eine gemeinsame Leitung zusammengeführt. Bevor die Hauptleitung aber in die Reinigungsanlage eintritt, wird diese wieder auf zwei Stränge aufgeteilt. In jedem der beiden Stränge befindet sich eine KRA mit dazugehörigem Regelventil für die Mengeneinstellung. In der Reinigungsanlage durchläuft das Kondensat einen Kerzenfilter, einen Kationenfilter sowie einen Anionenfilter und wird nach dem Austritt wieder zu einer Leitung zusammengeführt und zurück in den Kondensator geleitet. Da kein Pumpenkennfeld sowie keine Druckmessstellen zur Ermittlung der Druckerhöhung der Pumpen vorhanden ist, fehlt der Wert des Wirkungsgrades und jener der Druckerhöhung in Tabelle 4.17.

Tabelle 4.17: Nenndaten KRA Pumpen

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
160	103	–	320	–

Im Normalbetrieb reicht es aus eine Pumpe und auch eine KRA zu betreiben. Die Fördermenge der Pumpe wird auf 320 m³/h konstant geregelt. Falls die Leitfähigkeit des Kondensats, vor den ND-Vorwärmern zu hoch sein sollte, kann die zweite KRA sowie die zweite Pumpe zugeschaltet werden. Dadurch erhöht sich der Förderstrom auf ca. 600 m³/h.

Leistungsbedarf KRA
115 kW

Der Leistungsbedarf der Kondensatreinigungsanlage ist prinzipiell unabhängig von der Kraftwerksleistung, da der Betrieb mit einer Pumpe ausreichend sein sollte.

Schlussfolgerung

Eine genaue Mengenregelung ist hier nicht erforderlich, da sich die Qualität des Speisewassers nicht abrupt ändert. Eine Verschlechterung, falls die Betriebsweise mit einer KRA nicht ausreichen sollte, tritt nur langsam ein. Die installierte Regelungsvariante des zuschaltbaren Parallelbetriebes ist daher für diesen Anwendungsfall zweckmäßig.

4.3.4 Neben-Kondensatpumpen

Beim Prozess der Speisewasservorwärmung mittels Anzapfdampf aus der Turbine fällt in den jeweiligen Vorwärmerstufen niedergeschlagenes Kondensat an. Dieses wird gesammelt und durch Kaskadierung bzw. Druckerhöhung in den Prozess zurückgeführt. Für die weitere Erklärung und zum besseren Verständnis des Ablaufes wird auf Abbildung 4.43 verwiesen.

Die anfallenden Kondensatmengen in den Vorwärmern und somit die Fördermenge der Pumpen wird aus den im *GateCycleTM* simulierten Kreislaufmodell entnommen. Da alle Pumpen mit einer konstanten Drehzahl betrieben werden, lässt sich der Betriebspunkt auf der Pumpenkennlinie darstellen. In all den gezeigten Pumpenkennfeldern ist der Betriebspunkt für den Vollastfall bei maximaler Fernwärmeauslastung eingezeichnet (Lastfall 2 in Tabelle 3.2). Die gesamten Neben-Kondensatpumpen werden von einer 400 V Versorgungsspannung gespeist. Die Fördermengenregelung erfolgt über gesteuerte Drosselventile.

Das in den beiden parallel geschalteten ND-VW 1.1 und 1.2 anfallende Kondensat wird über zwei Siphone direkt in den Kondensator geleitet. Um zu verhindern, dass auch bei größtmöglicher Druckdifferenz kein Dampf in den Kondensator durchbrechen kann wurden die Siphone entsprechend tief angeordnet.

4.3.4.1 ND-Vorwärmer 2 Pumpe

ND-VW 2 und 3 entwässern in einen separaten Regel- und Entspannungstopf. Das aus diesem Topf ausdampfende Kondensat wird zurück in den ND-VW 2 geleitet und dort kondensiert. Eine nach dem Entspannungstopf angeordnete Pumpe (ND-Vorwärmer 2 Pumpe) fördert das Kondensat geregelt in die Haupt-Kondensatleitung zwischen den beiden Vorwärmern. Falls es zum Ausfall einer Pumpe kommt, schaltet sich automatisch die Reservepumpe ein. Steigt die Kondensatmenge im Regeltopf trotzdem über ein bestimmtes Niveau an, wird es über den Notablauf zum Kondensator geführt. Die Nenndaten der ND-Vorwärmer 2 Pumpe sind in Tabelle 4.18 eingetragen.

Tabelle 4.18: Nenndaten ND-Vorwärmer 2 Pumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
75	63	67	70	240

Das Pumpenkennfeld (Abbildung 4.46) zeigt, dass der Betriebspunkt bei der maximal auftretenden Fördermenge annähernd auf dem Auslegungspunkt liegt. Somit arbeitet das System im genau dafür vorgesehenen Bereich des besten Wirkungsgrades.

Mit abnehmender Fördermenge steigen jedoch die Verluste durch die Drossel und auch der Pumpenwirkungsgrad wird kleiner. Aus dem Diagramm ist ebenso zu erkennen, dass die Förderhöhensteigerung der Pumpe in diesem Bestfall bei etwa 245 m (23,5 bar) liegt. Der Druck in der Haupt-Kondensatleitung beträgt jedoch an der Stelle an welcher das Kondensat schlussendlich eingepumpt wird maximal nur 17 bar (180 m) (Messwert vor Ort). Der Energieverlust, der durch das Drosselregelventil verursacht wird, kann nicht nachgerechnet werden, da der Druckverlust und auch der Einlaufdruck unmittelbar vor der Einführung in die Haupt-Kondensatleitung nicht bekannt ist. Der Versuch den Druckverlust über die Drosselkurve und die Drosselstellung zu ermitteln ist nicht weiter verfolgt

worden, da zum einen eine genaue Ablesung der Stellung nicht möglich war und zum anderen nur ein Datenblatt für die allgemeine Baureihe zur Verfügung stand, womit das spezielle Regelverhalten dieses Ventils nicht eindeutig geklärt ist.

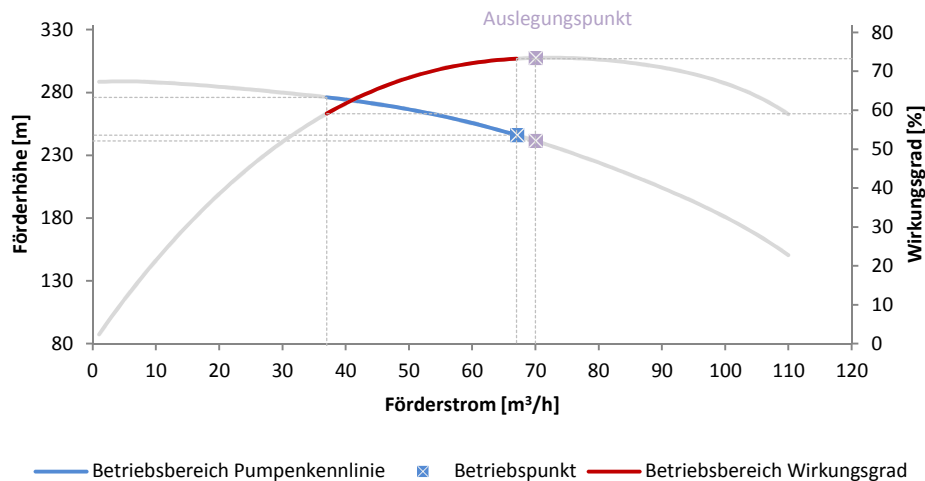


Abbildung 4.46: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der ND-Vorwärmer 2 Pumpe

Um dennoch eine Aussage über den Energieverlust abgeben zu können wurde der Vergleich mit einer Drehzahlregelung der Pumpe durchgeführt.

Drehzahlregelung der Pumpe

Es wird angenommen, dass die erforderliche Druckerhöhung durch die Pumpe unabhängig von der Fördermenge stets 18 bar (188 m) betragen muss. Für die Berechnung der Energieeinsparung werden die Betriebsstunden aus Tabelle 3.2 und die aus dem Pumpenkennfeld berechnete Leistungsdifferenz (Gleichung 3.5) verwendet.

Energieeinsparung pro Jahr
100 MWh

Im Vergleich zum Einsparpotenzial welches bei den Haupt-Kondensatpumpen zu erreichen ist, ist die Energiemenge hier um einiges geringer. Jedoch sind auch die Investitionskosten kleiner.

Wirtschaftlichkeit bei einer Umstellung der Regelung

Für die Regelung der Fördermenge wird die Reservepumpe nicht drehzahl geregelt, sondern es wird weiterhin das bereits installierte Drosselventil verwendet. Die Investitionskosten setzen sich somit nur aus den Kosten für einen Frequenzumformer sowie den dazugehörigen Aufwendungen für die Installation zusammen. Die in Tabelle 4.19 berechneten Ergebnisse werden also bei Umrüstung von nur einer Pumpe erzielt.

Durch die relativ geringe Energieeinsparung ist der Erlös bzw. Gewinn nicht all zu hoch. Jedoch ist aufgrund der sehr hohen Rentabilität sowie der kurzen Amortisationsdauer eine Investition durchaus sinnvoll. Zudem wurde für die Leistungsberechnung mit einem konstanten maximal notwendigen Druck

(18 bar) gerechnet. In der Realität wird die erforderliche Drucksteigerung jedoch geringer sein, da hier mit einer gewissen Sicherheit gerechnet worden ist.

Tabelle 4.19: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung

Erlös	€ 5.650, –
Investitionskosten	€ 10.500, –
▪ kalk. Abschreibung	€ 875 –
▪ kalk. Zinsen	€ 315, –
Gewinn pro Jahr	€ 4.450, –
Rentabilität	91%
Amortisationsdauer	1,9 Jahre

Aufgrund dieses dargestellten Berechnungsergebnisses würde sich auch bei den ND-Vorwärmer 2 Pumpen eine Investition auszahlen.

4.3.4.2 ND-Vorwärmer 4 Pumpe

Vom Mitteldruck-Teil der Turbine wird über eine Anzapfleitung der Dampf in den Vorwärmer 4 geführt um das Haupt-Kondensat weiter zu erwärmen. Das bei der Erwärmung anfallende Kondensat wird von der ND-Vorwärmer 4 Pumpe aus dem Sammelbehälter in die Haupt-Kondensatleitung unmittelbar nach dem Vorwärmer geleitet.

Ein Vergleich des simulierten Förderstromes mit dem Auslegungswert aus dem Datenblatt der Pumpe hat eine große Diskrepanz aufgezeigt. Aus Tabelle 4.20 ist zu entnehmen, dass die Pumpe für einen Förderstrom von $50 \text{ m}^3/\text{h}$ ausgelegt worden ist. Die Wasser-Dampf Kreislaufberechnung (Zagler, 2010) hat jedoch für verschiedenste Lastfälle gezeigt, dass sich die Fördermenge in einem Bereich von $9 \text{ m}^3/\text{h}$ bis $24 \text{ m}^3/\text{h}$ befindet.

Tabelle 4.20: Nenndaten ND-Vorwärmer 4 Pumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
37	25	59	50	175

Da sich in den Anzapfleitungen keine Mengensmessstellen befinden, kann dieser errechnete Wert auch nicht überprüft werden. Aus diesem Grund wurde eine Berechnung mit den vorhandenen Messdaten durchgeführt, um auf den Förderstrom der Pumpe zu schließen. Diese ist für zwei unterschiedliche Lastfälle durchgeführt worden.

Berechnung der Fördermenge

Zum besseren Verständnis des Rechenganges ist Abbildung 4.43 hilfreich. Darin ist die Systemgrenze für die im Weiteren durchgeführten Berechnungen eingezeichnet. Da zur Lösung der Wärmebilanz nicht genügend Messwerte zur Verfügung stehen, mussten gewisse Annahmen getroffen werden:

- keine Unterkühlung des Kondensats
- stationärer Fließprozess → Massenstrom ist konstant

- kein Druckverlust auf der Dampfseite der Vorwärmer
- die Wärmebilanzen in den Kondensat-Sammelbehältern wurden vernachlässigt

Aus den gemessenen Druck- und Temperaturwerten lässt sich aus Tabellenwerken oder mit einer entsprechenden Software (z. B. Wasser-Dampf Add-In für *Microsoft Excel*) die Enthalpie des Wassers in diesem Zustand errechnen. Da für die Kondensattemperatur kein Messwert vorhanden ist, wird hierfür die Siedetemperatur bei gegebenem Druck angenommen.

Mithilfe der Energiebilanzgleichungen für die Wärmetauscher kann der Wärmestrom im stationären Zustand durch die Enthalpieänderung beider Stoffströme ausgedrückt werden.

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 \qquad \dot{m}_1 \cdot (h_1'' - h_1') = \dot{m}_2 \cdot (h_2' - h_2'') \qquad 4.15$$

Wärmeverluste an die Umgebung, kinematische und potenzielle Energien sowie von außen zugeführte Leistungen wurden vernachlässigt.

Das Nebenkondensat aus dem Vorwärmer 2 wird zusammen mit dem Heizerkondensat von Heizer 1 und Heizer 2 sowie jenes vom Heizer 0 in die Haupt-Kondensatleitung geleitet. Durch Umformen des 1. Hauptsatzes für den stationären Fließprozess lässt sich die Energiebilanz folgendermaßen darstellen:

$$\dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_2 \cdot h_2 + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_{aus} \cdot h_{aus} \qquad 4.16$$

Mit dem Gesetz der Massenerhaltung kann diese Gleichung dann aufgelöst werden.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_{aus} \qquad [kg/s] \qquad 4.17$$

Da jedoch das bei der Kondensation anfallende Wasser aus Vorwärmer 3 in den Sammelbehälter 1 zurückgeleitet wird, ist eine iterative Berechnung durchzuführen.

Ein Vergleich der Ergebnisse mit den Werten aus dem Simulationsprogramm zeigt keine größeren Abweichungen. Somit ist davon auszugehen, dass die berechneten Förderströme der beiden Vorwärmer-Pumpen aus dem Wasser-Dampf Kreislaufmodell korrekt sind. Für diesen Förderstrom ergibt sich der in Abbildung 4.47 eingezeichnete Verlauf des Betriebspunktes.

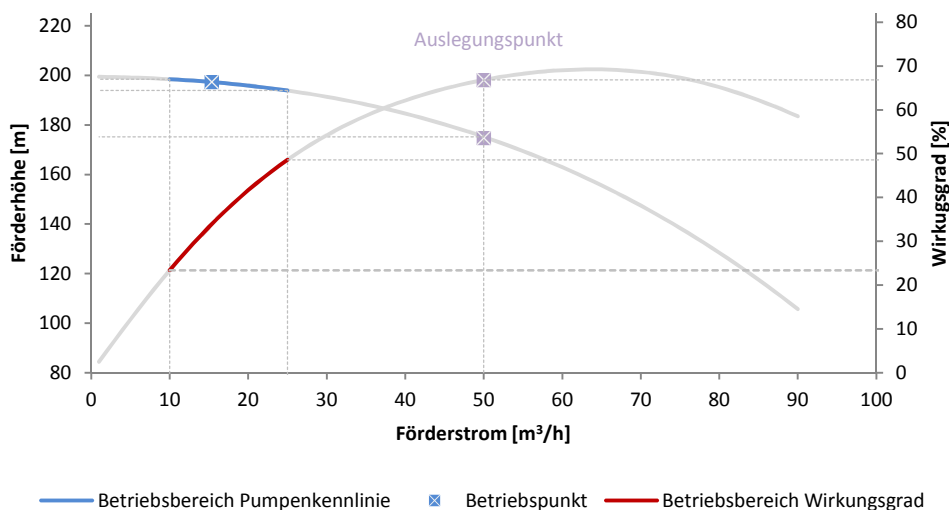


Abbildung 4.47: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der ND-Vorwärmer 4 Pumpe

Dem Diagramm nach befindet sich dieser in einem Bereich mit sehr schlechtem Wirkungsgrad. Zusätzlich wird ein Großteil der von der Pumpe aufgebrauchten Energie im Drosselregelventil vernichtet.

Durch den relativ kleinen Regelbereich und der sehr geringen Steigung der Kennlinie in diesem Bereich kann für die Drucksteigerung der Pumpe ein gemittelter Wert von 17,5 bar (194 m) für die Berechnung der Leistungseinbußen angenommen werden. Unter Vernachlässigung der Rohrreibung und der Annahme, dass das Kondensat mit einem Überdruck von 2 bar in die Hauptkondensatleitung eingepumpt werden muss, ergibt sich ein Druckverlust im Regelventil von durchschnittlich:

$$\Delta p = 17,5 - (13 + 2) = 2,5 \text{ bar}$$

Der Leistungs- bzw. Energieverlust in der Drossel beträgt dadurch bei einem Förderstrom von $17 \text{ m}^3/\text{h}$ nach Gleichung 2.48 und Gleichung 3.6:

Energieverlust pro Jahr durch das Drosselregelventil
<i>6 MWh</i>

Des Weiteren wird der Energieverlust dargestellt, welcher sich aufgrund des schlechten Arbeitsbereiches der Pumpe ergibt. Dazu wird angenommen, dass der Betriebspunkt mit dem Bereich des besseren Wirkungsgrades zusammenfällt was eine Wirkungsgradsteigerung der Pumpe von derzeit durchschnittlich 40 % auf 65 % bedeutet.

Energieeinsparung pro Jahr durch Verschiebung des Bestpunktes der Pumpe
<i>45 MWh</i>

Da die Anlagenkennlinie einen sehr flachen Verlauf aufweisen dürfte (hoher statischer Anteil bzw. geringer dynamischer), wäre die zu erwartende Leistungseinsparung bei Umstellung auf eine Drehzahlregelung eher mäßig. Auch der kleine Regelbereich rechtfertigt den Einsatz nicht. Eine Anpassung der Pumpenkennlinie an den tatsächlichen Betriebspunkt sollte aber in Erwägung gezogen werden. Die Einsparung bei Verbesserung des Pumpen-Wirkungsgrads, wie zuvor berechnet, ist den Investitionskosten gegenüberzustellen. Zudem würden sich dabei auch die Drosselverluste reduzieren, welche allerdings nicht all zu groß sind. Um den Bestpunkt im Kennliniendiagramm hin zu geringeren Förderstrom zu verschieben gibt es verschiedenste Möglichkeiten, welche der Literatur zu entnehmen sind (Güllich, 2010). Das wären zum Beispiel:

- Spirale- oder Leitradquerschnitt verkleinern,
- neues Laufrad,...

Zuvor ist jedoch eine Messung der Fördermenge in der Leitung zu empfehlen, um den theoretisch berechneten Arbeitsbereich der Pumpe zu überprüfen.

4.3.4.3 Heizer 1&2 Pumpe

Die Heizer werden, so wie die Vorwärmer, mit Anzapfdampf aus dem Niederdruck sowie dem Mitteldruckteil der Turbine beheizt. Sie sind heizwasserseitig in Serie geschaltet und können über Einzelbypässe geregelt umführt werden.

Vom Heizer 1 und 2 strömt das Wasser in einen eigenen Regel- und Entspannungstopf. Der nicht entspannte Dampfanteil wird über die Ausdampfleitung in den Heizer 2 zurückgeführt. Die zwei parallel

geschalteten Pumpen (Nenndaten in Tabelle 4.21) fördern das angefallene Kondensat aus dem Entspannungstopf geregelt in die Haupt-Kondensatleitung zwischen dem ND-VW 2 und 3 (Abbildung 4.43). Als Führungsgröße dient dabei das Niveau im Regeltopf. In Abhängigkeit von der Heizleistung werden die Pumpen automatisch ein- bzw. ausgeschaltet. Wird eine gewisse Fördermenge überschritten, muss die zweite Pumpe zugeschaltet werden.

Tabelle 4.21: Nenndaten Heizer 1&2 Pumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
200	158	73	170	235

Mit den angenommen Fördermengen aus der Simulation ergibt sich der in Abbildung 4.48 eingezeichnete Betriebsbereich der Pumpen. Bei maximaler Fernwärmeauslastung liegt der Betriebspunkt nahe am Auslegungspunkt. Der Wirkungsgrad ist in diesem Punkt am höchsten.

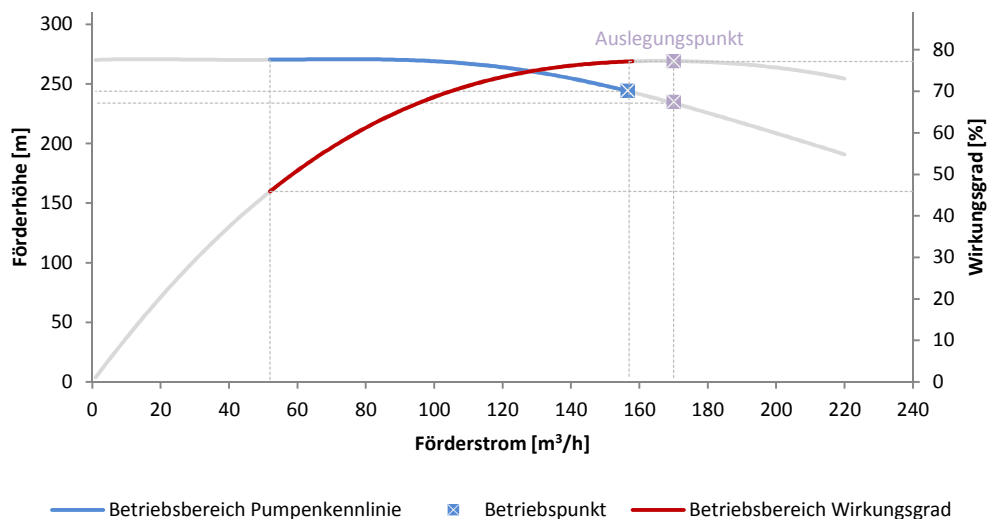


Abbildung 4.48: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der Heizer 1&2 Pumpe

Analog wie bei der Vorwärmer 2 Pumpe durchgeführt, wird auch für die Heizer 1&2 Pumpen die Energieeinsparung, welche sich bei einer Drehzahlregelung statt der Drosselregelung ergeben würde, berechnet.

Drehzahlregelung der Pumpe

Das Kondensat wird an derselben Stelle in die Haupt-Kondensatleitung gespeist wie jenes aus den Vorwärmern 1&2. Da auch der selbe geodätische Höhenunterschied zu überwinden ist, ist auch die gleiche notwendige Drucksteigerung (18 bar) durch die Heizer 1&2 Pumpe erforderlich.

Energieeinsparung pro Jahr
250 MWh

Die resultierende Energieeinsparung fällt hier um noch einiges höher aus als jene, welche sich bei einer Drehzahlregelung der Vorwärmer 1&2 Pumpe ergeben würde. Das liegt vor allem daran, weil in den

meisten Lastfällen mit Fernwärmeauslastung der Betrieb von zwei Pumpen notwendig ist, um das anfallende Kondensat aus den Heizern abzutransportieren.

Wirtschaftlichkeit bei einer Umstellung der Regelung

In diesem Fall werden beide Pumpen mit einer Motorsteuerung mittels Frequenzumrichter zur Regelung der Fördermenge ausgestattet. Die Pumpe sowie der Asynchronmotor bleiben jeweils unverändert. Daraus ergeben sich die in Tabelle 4.22 eingetragenen berechneten Werte für den Gewinn, die Rentabilität sowie der Amortisationsdauer.

Tabelle 4.22: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung

Erlös	€ 13.750, –
Investitionskosten	€ 50.000, –
▪ kalk. Abschreibung	€ 4.167, –
▪ kalk. Zinsen	€ 1.500, –
Gewinn pro Jahr	€ 8.100, –
Rentabilität	38%
Amortisationsdauer	3,7 Jahre

Gleich wie bei der ND-Vorwärmer 2 Pumpe ist der Einsatz einer Drehzahlregelung bei einem solch flachen Verlauf der Pumpenkennlinie (Abbildung 4.48) aufgrund der geringen Druckdifferenz nicht üblich. Eine Einsparung ist aber dennoch gegeben, da die Pumpe zur Steigerung der Anlagensicherheit für höhere Massenströme ausgelegt wurde. Diese treten aber im Normalbetrieb nicht auf, sodass am Drossel-Regelventil ständig Energie vernichtet wird.

4.3.4.4 Heizer 0 Pumpe

Das im nachgerüsteten Heizer 0 anfallende Kondensat wird durch eine Pumpe in die Haupt-Kondensatleitung, zwischen dem Vorwärmer 2 und 3 vorwärts eingepumpt (Abbildung 4.43). Auch in diesem Fall wird die Fördermenge über eine Drosselventil geregelt. Die Nenndaten der Pumpe können wiederum der nachfolgenden Tabelle (Tabelle 4.23) entnommen werden.

Tabelle 4.23: Nenndaten Heizer 0 Pumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /h]	Förderhöhe [m]
75	54	55%	52	235

Auffällig in der Tabelle ist der sehr geringe Wirkungsgrad dieses Pumpensystems. Vor allem der auch im Pumpenkennfeld (Abbildung 4.49) dargestellte Wirkungsgradverlauf hat sein Maximum bei nur ungefähr 65 %. Im Vergleich dazu ist jener der Heizer 1&2 Pumpe (Abbildung 4.48) mit einem Maximalwert von in etwa 78 % im Durchschnitt um einiges größer. Noch dazu liegt der Auslegungspunkt nicht in diesem Bestpunkt mit dem höchsten Pumpenwirkungsgrad.

Wie in der Abbildung weiters zu erkennen ist liegt der Arbeitsbereich, in dem der Betriebspunkt sich bewegt, nicht nur weit entfernt vom Auslegungspunkt sondern noch viel weiter weg vom Punkt des

maximalen Wirkungsgrades. Dementsprechend schlecht ist der Wirkungsgrad der Pumpe was wiederum einen höheren elektrischen Leistungsbedarf erfordert.

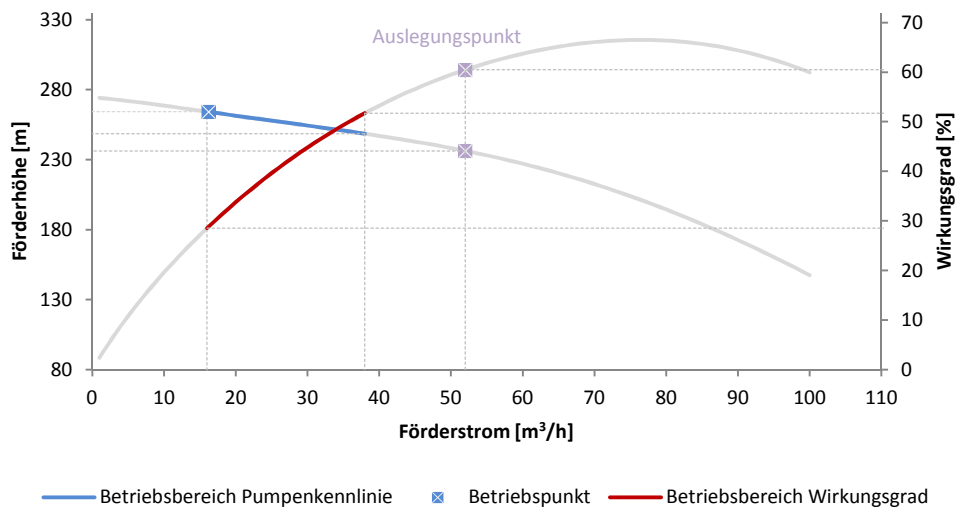


Abbildung 4.49: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der Heizer 0 Pumpe

Auf einen Vergleich einer Drehzahlregelung wird hier nicht näher eingegangen, da wegen der geringen berechneten Leistungseinsparung, der zu erwartende Gewinn zu klein ausfällt. Eine Investition in eine neue Pumpe ist ebenfalls nicht rentabel da auch in diesem Fall die jährliche Energieeinsparung zu gering ist. Es sollten aber trotzdem Maßnahmen getroffen werden, welche eine Steigerung des Pumpenwirkungsgrades bewirken. Diese wären die gleichen wie schon bei der Vorwärmer 4 Pumpe aufgezählt.

4.3.4.5 Leistungsdarstellung Neben-Kondensatpumpen

In Abbildung 4.50 ist der Leistungsbedarf der gesamten Neben-Kondensatpumpen in Abhängigkeit der Kessellast für vier unterschiedliche Fernwärmeleistungen dargestellt.

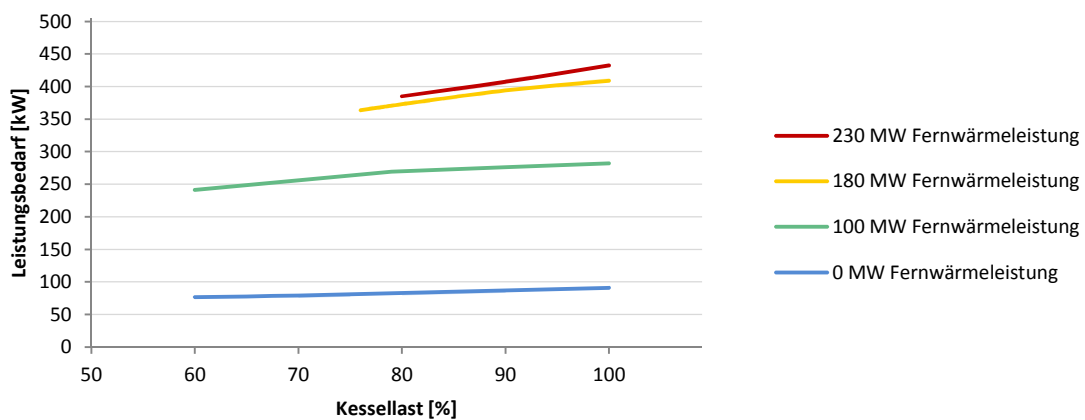


Abbildung 4.50: Leistungsbedarf der Neben-Kondensatpumpen

Im Diagramm ist zu sehen, dass der Leistungsbedarf im reinen Kondensationsbetrieb am geringsten ist. Mit zunehmender Fernwärmeauslastung steigt dieser an. Weiters ist auch zu erkennen, dass im Bereich

höherer Fernwärmeauslastung der Energiebedarf nicht mehr so rasant ansteigt wie bei kleinerer Auslastung.

Schlussfolgerung

Wie aus der Kalkulation in den einzelnen Unterpunkten hervorgegangen ist, würde sich eine Investition bei Umstellung der Regelung vom derzeitigen Drosselsystem auf eine Drehzahlregelung mittels Motorsteuerung durch Frequenzumrichter für die Vorwärmer 2 Pumpe sowie der Heizer 1&2 Pumpen rentieren.

Die Daten für die Berechnung des Arbeitsbereiches der Pumpen basieren nur auf den theoretischen Grundlagen aus dem Wasser-Dampf Kreislaufmodell. Es sind keine Messstellen vorhanden um diese zu überprüfen. Somit sind der berechnete Leistungsbedarf und auch die Leistungseinsparung nur bei Eintreten dieser Annahmen zu erwarten. Das bedeutet jedoch nicht, dass sie bei anderen Verhältnissen unbedingt kleiner sein muss. Da die Berechnungen mit einer erhöhten Sicherheit durchgeführt worden sind (Drucksteigerung durch die Pumpe höher als notwendig), wird die Leistungs- bzw. Energieeinsparung in der Realität bei Umsetzung größer ausfallen.

4.3.5 Kühlwasserpumpen

Das Kühlwasser für den Kondensator des Kraftwerkes wird mit einer konstanten Kühlwassermenge von $6,2 \text{ m}^3/\text{s}$ von der Kühlwasserversorgungsanlage aus dem Stauraum des Wasserkraftwerkes Mellach entnommen. Die Reinigung erfolgt mechanisch über ein Siebband, bevor es über die beiden Reinigungsstraßen in eine gemeinsame Mischkammer fließt, wo sich die Saugstutzen der drei Kühlwasserpumpen befinden. Für die Förderung sind ständig zwei Pumpen gemeinsam im Betrieb. Die dritte Pumpe steht als Reserve zur Verfügung. Ein geringer Teil des Wassers wird im Maschinenhaus, bevor es in den Kondensator geleitet wird, für den Zwischenkühlkreislauf entnommen. Diese maximal $0,2 \text{ m}^3/\text{s}$ werden nicht mehr in die Rückleitung eingebracht. Nachdem das Wasser den Kondensator durchlaufen hat, kann es auf drei verschiedenen Arten zurückgeleitet werden. Das hat den Grund, um einerseits durch eine Beimischung des wärmeren Rücklaufes eine Eisfreihaltung zu erreichen und andererseits um die behördlichen Vorschriften einzuhalten. Des Weiteren besteht bei einem vollständigen Ausfall der Pumpenanlage oder beim „Notanfahen“ die Möglichkeit, den Kondensator mit Kühlwasser durch die Ausnutzung des Gefälles vom Muroberwasser zum Weißenegger Mühlkanal zu versorgen. Dieser Notkühlbetrieb darf jedoch eine Stundenzahl von 20 Stunden im Jahr nicht überschreiten (*Dokumentationsunterlagen*).

Die Pumpen (Nenn Daten in Tabelle 4.24) sind als Propellerpumpen in vertikaler Bauart ausgeführt und in einstufiger, einflutiger Bauweise über eine starre Kupplung direkt mit dem Antriebsmotor verbunden.

Tabelle 4.24: Nenn Daten Kühlwasserpumpe

Nennleistung - Motor [kW]	Leistung an Welle [kW]	Wirkungsgrad [%]	Fördermenge [m ³ /s]	Förderhöhe [m]
350	290	80,5%	3,1	8

Mit den Druckmesswerten vor bzw. nach den Pumpen und der sich daraus ergebenden Förderhöhensteigerung wird überprüft, ob der Betriebspunkt noch mit dem Auslegungspunkt

übereinstimmt. Wie im Diagramm (Abbildung 4.51) eingezeichnet, konnte keine Abweichung festgestellt werden. Das bedeutet auch, dass es zu keiner Änderung der Rohrleitungskennlinie im Laufe der Zeit gekommen ist.

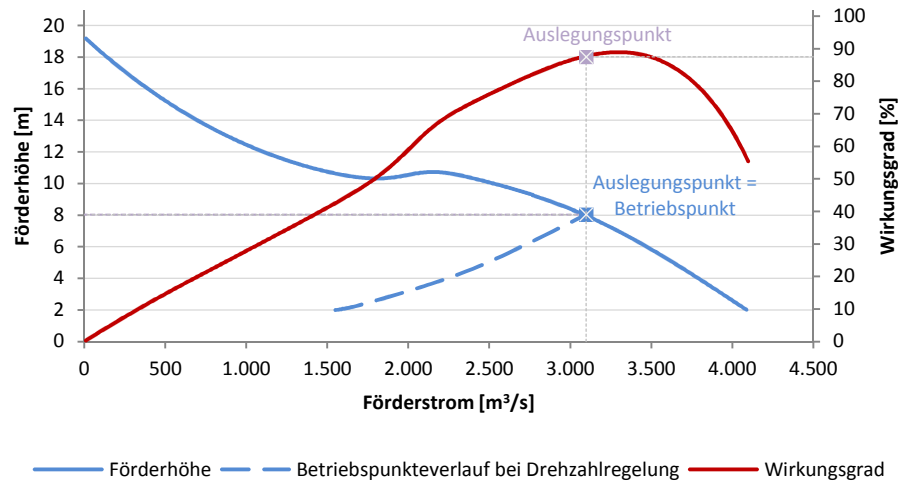


Abbildung 4.51: Pumpenkennlinie und Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpe sowie der Verlauf des Betriebspunktes bei Drehzahlregelung

Da die Pumpen unregelt betrieben werden, ergibt sich ein konstanter Leistungsbedarf unabhängig von der Kraftwerksleistung. Dieser Leistungsbedarf wird aus der gemittelten Stromaufnahme durch Auswertung der Messwertaufzeichnungen aus den Anlagenbildern berechnet. Der Leistungsfaktor wurde wiederum dem Datenblatt des Asynchronmotors entnommen.

Leistungsbedarf Kühlwasserpumpen
$2 \cdot 340 = 680 \text{ kW}$

Mit dem tatsächlichen Leistungsbedarf der Pumpen in diesem Betriebspunkt ergibt sich ein effektiver Wirkungsgrad von:

$$\eta_{eff} = 72 \%$$

Dieser liegt deutlich unter jenem aus den Datenblättern. Die Leistungsdifferenz dadurch beträgt pro Pumpe an die 38 kW .

Unabhängig von der Notwendigkeit fördern die Pumpen immer eine konstante Kühlwassermenge zum Kondensator. Im Weiteren wird daher die potenzielle Energieeinsparung berechnet, welche im Falle einer Regelung der Fördermenge zu erwarten ist. Hierbei wurde die Regelung der Pumpe über die Drehzahl zum Vergleich gewählt.

Drehzahlregelung der Pumpe

Wie aus Gleichung 2.32 bekannt ist, wird für die Berechnung der Leistung die Fördermenge und die erforderliche Drucksteigerung durch die Pumpe benötigt. In weiterer Folge wird daher zuerst der Vorgang zur Ermittlung der notwendigen Kühlwassermenge und anschließend die sich daraus ergebende Förderhöhe beschrieben.

1. Kühlwassermenge

Der in der Turbine expandierte Dampf wird unmittelbar nach dem ND-Turbinenteil in den Kondensator geleitet und in diesem vollständig kondensiert. Dafür muss dem Dampf Wärme entzogen werden. Diese Wärme wird vom Kühlwasser aufgenommen und führt gleichzeitig zu einem Temperaturanstieg des Wassers. Da die Dampfmenge abhängig vom Lastbetrieb des Kraftwerkes ist, ändert sich mit ihr auch die notwendige Kondensationswärme. Diese errechnet sich nach dem dem Aufstellen der Energiebilanz aus Gleichung 2.8.

Das im *GateCycleTM* nachgebildete Simulations-Modell rechnet mit einer konstanten Kühlwassermenge von 6.009 kg/s und geht von einer Eintrittstemperatur des Kühlwassers von $8 \text{ }^\circ\text{C}$ aus. Bei 100 % Kessellast und ohne Fernwärmebetrieb, also wenn am Kondensator die größte Wärmemenge abzuführen ist, stellt sich so eine Kühlwasseraustrittstemperatur von $19 \text{ }^\circ\text{C}$ ein. Das ergibt eine Temperaturdifferenz im Kühlwasserkreislauf von $19 - 8 = 11 \text{ }^\circ\text{C}$. Mit der Annahme, dass diese Temperatursteigerung in jedem Betriebsfall eintritt, ergibt sich dadurch bei unterschiedlich abzuführenden Kondensationswärmemengen nach Gleichung 2.8 ein lastabhängiger Massenstrom für das Kühlwasser. In der Berechnung wurden nicht die Dampfzustände (Enthalpiewerte) aus der Simulation verwendet. Diese sind für eine konstante Kühlwassermenge simuliert worden. Dadurch sinkt bei einer Änderung der Kondensationsmenge die mittlere Temperatur der Wärmeabfuhr und damit auch der Kondensationsdruck bzw. die Kondensationstemperatur. Da das nicht der Fall ist, wird der Dampfzustand (Enthalpiewert) am Eintritt des Kondensators als konstant, mit Bezug auf den Vollastfall im reinen Kondensationsbetrieb (keine Fernwärmeauslastung), angenommen. Die Massenströme des Dampfes werden allerdings sehr wohl aus dem Modell verwendet. Aus Kombination der beiden Gleichungen 2.8 und 2.9 ergibt sich für die Bilanz des Kondensators (idealer Wärmetauscher):

$$\dot{Q}_D = \dot{Q}_W \rightarrow \dot{m}_D \cdot (h_D'' - h_D') = \dot{m}_W \cdot c_p \cdot (T_{W2} - T_{W1})$$

Bei den angenommenen Bedingungen ist zum einen die Temperaturdifferenz und zum anderen auch die Enthalpiedifferenz für alle Lastfälle die gleiche. Das bedeutet, die erforderliche Kühlwassermenge ist nur von der Dampfmenge im Kondensator abhängig. Zusätzlich muss noch der Förderstrom für den Zwischenkühlkreis berücksichtigt werden. Dieser ist von den Pumpen mitzuführen, steht aber im Kondensator nicht für die Wärmeabfuhr zur Verfügung.

2. Förderhöhe

Für die Ermittlung der notwendigen Förderhöhe ist eine Rohrleitungskennlinie vorhanden. Diese ist für den Bereich geringer Fördermengen jedoch nicht im Diagramm eingezeichnet sodass, unter Beachtung des dynamischen und statischen Druckverlustes extrapoliert wurde.

Mit den so erhaltenen Daten, bestehend aus Förderhöhe und Förderstrom, kann unter Zuhilfenahme der Pumpenkennlinie die Leistung für die aus Tabelle 3.2 zwölf betrachteten Lastpunkte berechnet werden. Die daraus ermittelte Energieeinsparung pro Jahr beträgt:

Energieeinsparung pro Jahr
2.300 MWh ·

Das Ergebnis weist ein beträchtliches Einsparpotenzial auf, vor allem wenn die Möglichkeit besteht, den Kondensator mit nur einer Pumpe zu versorgen. Dafür muss aber auch das Risiko betrachtet werden, falls es zum Ausfall dieser Pumpe im Betrieb kommt.

Aus Kapitel 2.1 ist jedoch der Einfluss der Kondensationstemperatur auf den thermodynamischen Wirkungsgrad bekannt. Je geringer die mittlere zugeführte Kühlwassertemperatur desto kleiner ist auch die Kondensationstemperatur und somit der Kondensationsdruck im Kondensator. Dadurch steigt nach Gleichung 2.5 der Wirkungsgrad. Um diesen Einfluss zu Überprüfen wurde eine überschlägige Berechnung des Leistungsverlustes durch die Förderstromregelung des Kühlwassers durchgeführt.

Überschlägige Berechnung der Wirkungsgradeinbußen

In Abbildung 4.52 ist der Clausius-Rankine Prozess im Ts-Diagramm für zwei unterschiedliche Verläufe dargestellt. Die eingezeichnete strichlierte Linie, von den Punkten 4.2 zu 1.2, gehört dabei zu jenem Verlauf, welcher sich bei einer Förderstromregelung einstellt. Die darunter liegende Linie hingegen ergibt sich im jetzigen Betriebszustand ohne Regelung der Kühlwassermenge. Im Gegensatz zur obigen, ist diese variabel und bewegt sich abhängig von der Temperatur des Kühlwassers und der zu kondensierenden Dampfmenge immer unterhalb der strichlierten Linie. Dies beeinflusst den Wirkungsgrad der gesamten Kraftwerksanlage.

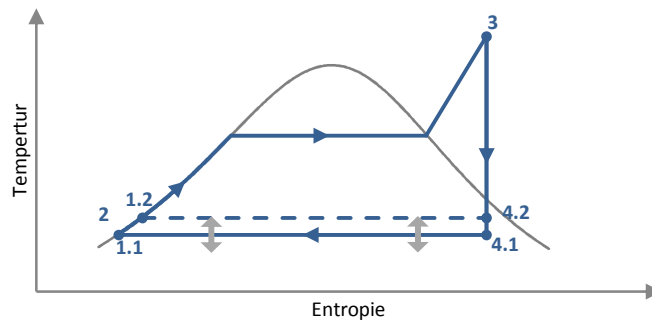


Abbildung 4.52: Clausius-Rankine Prozess im Ts-Diagramm bei Änderung der Kondensationstemperatur

Mit der Enthalpiedifferenz zwischen den Punkten 4.1 und 1.1 bei der gegebenen Kondensationstemperatur aus dem Wasser-Dampf Kreislaufmodell und jener, zwischen 4.2 und 1.2, welche sich bei der zuvor berechneten Temperatur von 27 °C für den reinen Kondensationsbetrieb bei Vollast ergibt, kann durch Einsetzen in Formel 2.5 ein Wirkungsgradverhältnis dargestellt werden.

$$\frac{\eta_{th,1}}{\eta_{th,2}} = \frac{1 - \frac{h_{4,1} - h_{1,1}}{h_3 - h_2}}{1 - \frac{h_{4,2} - h_{1,2}}{h_3 - h_2}} = \frac{h_{4,1} - h_{1,1}}{h_{4,2} - h_{1,2}} \quad 4.18$$

Das Verhältnis der Enthalpiedifferenzen und die in diesem Lastpunkt erzeugte elektrische Leistung liefert schlussendlich den Verlust durch die Wirkungsgradeinbußen.

$$\Delta P = \left(1 - \frac{\eta_{th,1}}{\eta_{th,2}}\right) \cdot P_{el} \quad [W] \quad 4.19$$

Mit dieser berechneten Leistungsdifferenz ergibt sich somit ein Energieverlust pro Jahr von:

Energieverlust pro Jahr
6.500 MWh

Die Berechnung zeigt deutlich, dass die Wirkungsgradminderung einen um einiges größeren Einfluss auf die Energieerzeugung hat als die Leistungseinsparung, die sich durch die Förderstromregelung der

Pumpe ergibt. Da in diesem Fall direkt der thermodynamische Wirkungsgrad der Gesamtanlage beeinflusst wird, ist eine Regelung der Pumpen äußerst fragwürdig. Um jedoch eine genaue Aussage der Wirkungsgradminderung abgeben zu können, müsste das im Kreislaufmodell (*GateCycleTM*) neu simulieren werden.

Schlussfolgerung

Der effektive Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpen liegt zwar deutlich unter dem theoretischen, welcher sich laut Hersteller ergeben müsste. Eine Installation einer neuen Pumpenanlage inkl. Asynchronmotor erweist sich jedoch als nicht wirtschaftlich.

Des Weiteren ist aus der Berechnung hervorgegangen, dass eine Regelung der Pumpen nicht sinnvoll wäre, da der Energieverlust durch die damit verbundene Minderung des thermodynamischen Wirkungsgrades der Gesamtanlage um einiges höher ausfallen würde. Zudem ist auch eine größere Anlagensicherheit gegeben, wenn der Kondensator ständig mit einer konstant hohen Kühlwassermenge durchströmt wird. Bei einem plötzlichen Störfall der Turbine muss die gesamte Dampfmenge im Kondensator niedergeschlagen werden (Umleitbetrieb). Steht aber die zum Verflüssigen notwendige Wärmeabgabe aufgrund von zu wenig Kühlwasser nicht zur Verfügung, kann das zu erheblichen Schäden im Kondensator führen.

4.3.6 Heiznetzpumpen

Das Wasser im Fernwärmeleitungssystem wird von einer Vorlaufpumpe durch die Heizer Richtung Graz gefördert und gelangt abgekühlt über die Rücklaufpumpe wieder zurück. Dabei ist ab einer bestimmten Fernwärmeauslastung der Betrieb von zwei Pumpen notwendig. Die dritte Pumpe ist baugleich als Reservepumpe ausgeführt und kann als Vor- oder Rücklaufpumpe verwendet werden. Angetrieben werden die Pumpen jeweils durch einen über eine untersynchrone Stromrichter-kaskade geregelten Drehstrom-Asynchronmotor.

Da zur Erhöhung der Fernwärmeauslastung neue Pumpen mit einer anderen Regelungsvariante installiert werden, wurde in dieser Arbeit nicht weiter auf diese eingegangen. Es soll nur der Leistungsbedarf in Abhängigkeit der Fernwärmeauslastung dargestellt werden (Abbildung 4.53).

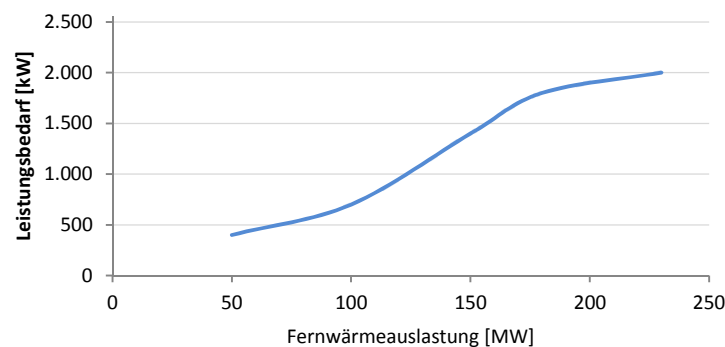


Abbildung 4.53: Leistungsbedarf der Heiznetzpumpen

Dieser Leistungsbedarf wurde aus den Messwerten der Stromaufnahme sowie dem Leistungsfaktor aus dem Motordatenblatt für die unterschiedlichen Lastfälle ermittelt.

4.3.7 Leistungsdarstellung Wasser-Dampf Kreislauf

Die elektrischen Verbraucher in dieser Gruppe sind im Gegensatz zu den anderen Kategorien nicht nur von der Kessellast abhängig. Der Energiebedarf wird zusätzlich auch noch von der Fernwärmeerzeugung beeinflusst. In der Leistungsdarstellung (Abbildung 4.54) sind daher die Kennlinienverläufe für vier unterschiedliche Fernwärmeauslastungen eingezeichnet.

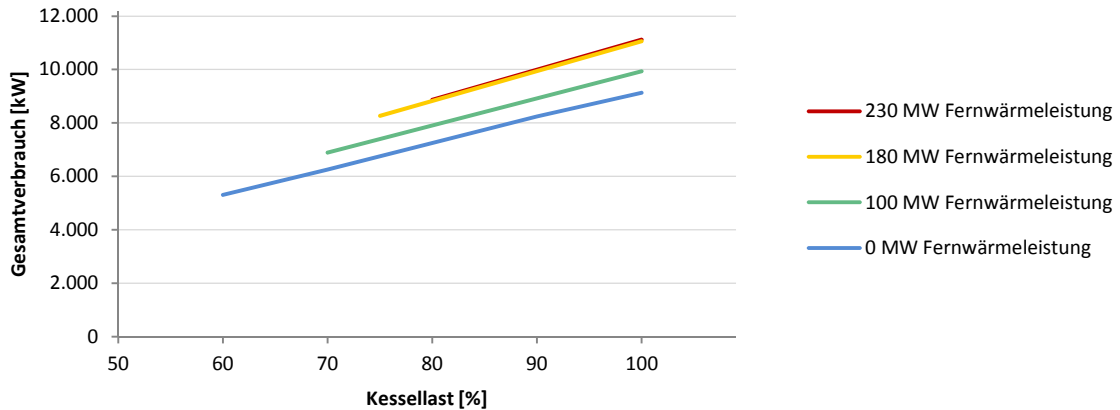


Abbildung 4.54: Leistungsdarstellung der Gruppe Wasser-Dampf Kreislauf

Die Tendenz der vier Kennlinien ist beinahe identisch. Da die maximal erreichbare Fernwärmeleistung mit sinkender Kessellast abnimmt, sind die Linien bei höherer Nutzwärmeerzeugung kürzer. Interessant ist auch, dass beim Überschreiten einer gewissen Fernwärmeleistung der Energiebedarf nicht mehr gravierend ansteigt. Daraus ergibt sich auch die nur sehr geringe Abweichung der beiden oberen Linien.

Die einzelnen Anteile der zuvor beschriebenen Verbraucher an den Gesamtenergieverbrauch, aus denen sich die obigen Verläufe ergeben, sind in Abbildung 4.55 anhand des Lastfalles für 100 % Kessellast und keiner Fernwärmeerzeugung dargestellt.

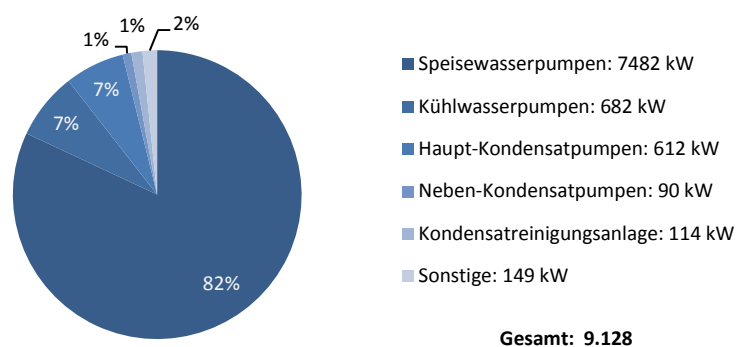


Abbildung 4.55: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast und 0 MW Fernwärmeleistung

Den absolut größten Anteil am elektrischen Eigenverbrauch nehmen die Speisewasserpumpen mit 82 % vom Gesamtbedarf ein. Sie sind zugleich die größten Verbraucher der ganzen Kraftwerksanlage. Optimierungen zur Reduktion des Energiebedarfes wurden dazu bereits im entsprechenden Kapitel besprochen. Wegen der sehr hohen Leistungsaufnahme wäre mit Sicherheit eine beträchtliche

Einsparung durch Steigerung des Systemwirkungsgrades zu erreichen, jedoch rechtfertigen die ebenfalls erheblichen Investitionskosten eine Umrüstung nicht.

Abbildung 4.56 zeigt die Leistungsaufteilung bei einer Kessellast von 100 % und einer vollen Fernwärmeauslastung von 230 MW.

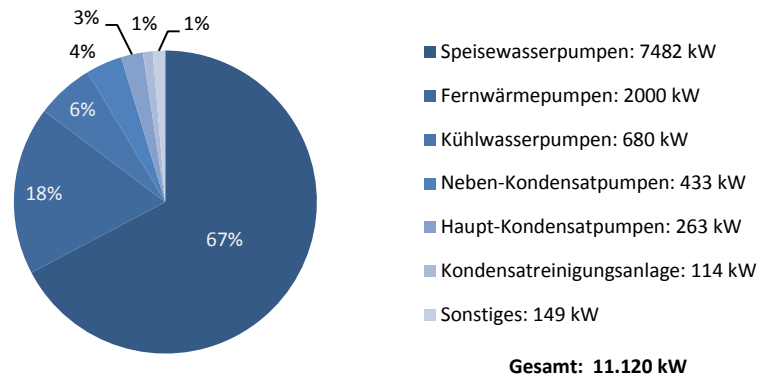


Abbildung 4.56: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100 % Kessellast und 230 MW Fernwärmeleistung

Der Gesamtbedarf steigt dadurch um 1.992 kW an. Dies ist allein auf die Heiznetzumpen zurückzuführen.

4.4 Sonstiges

Hierunter fallen all jene Anlagenbereiche des Kraftwerkes, welche nicht den anderen Gruppen zugeordnet werden konnten. Weiters wird der geschätzte Energiebedarf der restlichen nicht betrachteten kleineren und der nicht dauernd betriebenen Aggregate sowie jener der sonstigen elektrischen Verbraucher dargestellt.

4.4.1 Entschlacker

Die im Dampferzeuger anfallende heiße Asche wird in einem Nassketten-Entschlacker gelöscht und anschließend im feuchtem Zustand über ein Förderbandsystem auf die Ladefläche eines Lastkraftwagens abgeworfen und von diesem abtransportiert. Der Entschlacker befindet sich in einem Tauchbad, wobei für die Kühlung ständig Frischwasser zugeführt werden muss. Das verschmutzte Abwasser wird mittels Pumpen in die Abwasserreinigungsanlage gefördert.

Der gesamte Leistungsbedarf setzt sich somit aus den Antrieben für den Entschlacker und das Austragsförderband sowie den Abwasserpumpen zusammen.

Leistungsbedarf Entschlacker
22 kW

Dieser Leistungsbedarf ist unabhängig von der Betriebsweise der Kraftwerksanlage konstant.

4.4.2 Abwasserreinigungsanlage (ARA)

Das gesamte im Kraftwerksprozess anfallende Abwasser wird zum Reinigen in die ARA geleitet um dann wieder als Prozesswasser verwendet werden zu können bzw. um es nach den Auflagen der Behörde in die Umwelt zu entlassen. Hierzu zählt das Abwasser aus dem REA-Prozess und den Entschlacker sowie das Waschwasser für LUVO, KALVO, Kessel und weiters, das Kesselwaschwasser aus dem Kraftwerk Werndorf/Neudorf.

Das Abwasser wird in Becken gesammelt und durchläuft anschließend mehrere Reinigungsstufen. Für den Umlauf sind kleinere Pumpenaggregate sowie einige Rührvorrichtungen in den unterschiedlichen Sammel- bzw. Abscheidebecken erforderlich. Der Schlamm wird im Eindicker eingedickt und danach in der Kammerfilterpresse entwässert. Der Kuchen aus der Presse wird gesammelt und entsorgt.

In der ganzen Anlage der ARA sind mehrere kleinere elektrische Verbraucher (Pumpen, Rührwerke) teilweise intermittierend in Betrieb. Für die Leistungsermittlung wurde daher die Stromaufnahme direkt am Abgang der Energieversorgung zur ARA gemessen. An diesem hängen alle Verbraucher der gesamten Abwasseraufbereitungsanlage.

Leistungsbedarf ARA
28 kW

Der Leistungsbedarf für die Reinigung des Abwassers ist mit diesen 28 kW sehr gering und kann als konstant angenommen werden.

4.4.3 Weitere

Alle übrigen Energieverbraucher, welche zuvor nicht behandelt wurden, werden zusammengefasst in diesem Kapitel dargestellt. Dazu zählen unter anderem Pumpen für die Schmierung bzw. Kühlung gewisser Aggregate wie z. B. die Steuerölpumpe für die Turbine oder die Trafokühlkreispumpe, genauso wie der Energiebedarf der Werkstatt und der Anlagenverwaltung (Büro, Warte). Des Weiteren ist der geschätzte Eigenbedarf der restlichen kleineren Antriebe bzw. elektrischen Verbraucher, welche bis jetzt nicht berücksichtigt worden sind, darin enthalten.

Leistungsbedarf Weitere
550 kW

Eine genauere Auflistung bestimmter Komponenten ist dem Verbraucherblatt (Anhang) zu entnehmen.

4.5 Leistungsdarstellung der gesamten Kraftwerksanlage

In der folgenden Grafik (Abbildung 4.57) sind die Kennlinienverläufe für den Eigenbedarf der gesamten Kraftwerksanlage eingezeichnet. Da dieser nicht nur von der Kessellast, sondern auch von der Fernwärmeerzeugung abhängig ist, sind die Verläufe wieder für dieselben vier unterschiedlichen Lastfälle wie bereits zuvor des öfteren angewendet abgebildet.

Zum einen ist der berechnete Leistungsbedarf darin dargestellt. Dieser setzt sich aus der Summe aller betrachteten Anlagenbereiche bzw. Komponenten in den einzelnen vier Gruppen zusammen. Zum anderen zeigen die strichlierten Linien den gemessenen Energiebedarf. Dieser ergibt sich aus der Differenz der Brutto- Erzeugungsleistung mit der ans Netz abgegebenen Leistung.

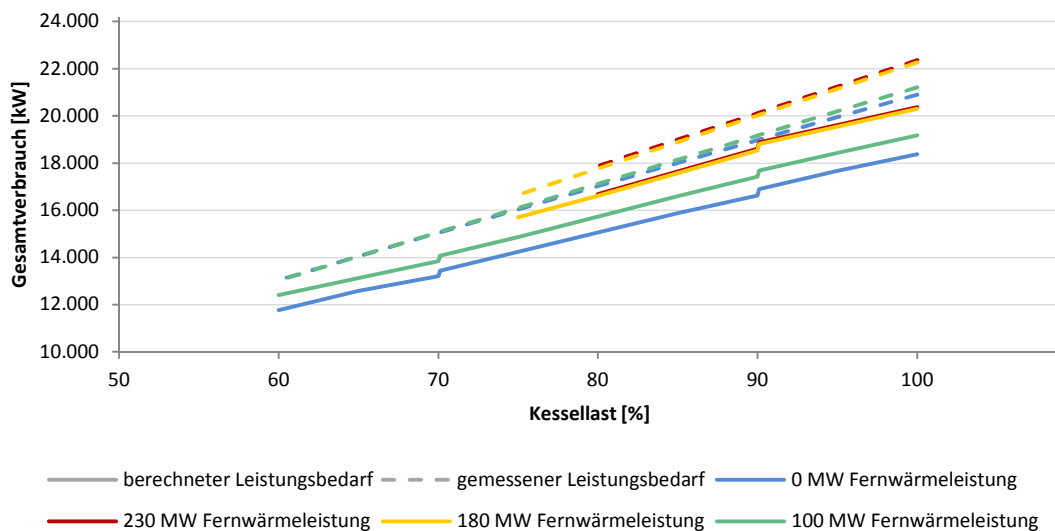


Abbildung 4.57: Leistungsdarstellung der gesamten Kraftwerksanlage

Die Kennlinien weisen allesamt einen ähnlichen Verlauf auf. Die Sprünge ergeben sich durch die Abschaltung gewisser nicht geregelter Aggregate, wie die Wäscher-Umwälzpumpen in der REA oder die Antriebe für die Kohlenmühlen, bei Reduktion der Kraftwerksleistung. Jene bei einer Kessellast von ungefähr 90 % und 70 % werden durch die Wäscherpumpen verursacht. Hierbei ist ersichtlich wie groß der Einfluss dieser Pumpen auf den gesamten Eigenbedarf ist. Da sich der gemessene Leistungsbedarf aus Mittelwerten zusammensetzt, zeigt sich hier kein Kennliniensprung.

Obwohl der Leistungsbedarf aller Anlagenbereiche des Kraftwerkes mit den darin enthaltenen elektrischen Eigenbedarfsverbrauchern genau untersucht wurde, zeigt sich doch eine deutliche Abweichung zwischen dem gemessenen und dem berechneten Leistungsbedarf.

Da Strommessungen sehr genau mit einem geringen relativen Fehler (ca. $\pm 0,1\%$) durchgeführt werden können, entspricht der berechnete Leistungsbedarf aller in dieser Arbeit betrachteten Energieverbraucher dem tatsächlichen. Der in Abbildung 4.57 dargestellte berechnete Leistungsbedarf setzt sich jedoch aus sehr vielen einzelnen Messwerten zusammen, wodurch aufgrund der Aufsummierung die Wahrscheinlichkeit einer Messungenauigkeit vielmehr gegeben ist als bei dem reinen Messwert der Brutto- sowie der Nettoleistung. Auch der Leistungsfaktor $\cos \varphi$ der, wie aus Gleichung 2.49 bekannt ist,

für die Berechnung der elektrischen Leistungsaufnahme ebenfalls erforderlich ist beeinflusst das Ergebnis. Dieser wurde nicht gemessen, weshalb theoretische Werte aus den Datenblättern der Hersteller verwendet werden mussten. Ist der tatsächliche Leistungsfaktor größer als angenommen, so ist die Blindleistung Q kleiner und die Wirkleistung P_{el} dementsprechend größer.

Die Unterschiede zwischen dem gemessenen und dem berechneten Leistungsbedarf ergeben sich somit zum einen aus der Messungenauigkeit der einzelnen aufsummierten Strommesswerte sowie des angenommenen Leistungsfaktors und zum anderen aus den in Kapitel 4.4.3 geschätzten Energiebedarf der Sonstigen Eigenbedarfsverbraucher. Ein kleiner Leistungsunterschied lässt sich möglicherweise auf die Einflüsse des Leistungsfaktors sowie der Messungenauigkeit zurückführen, mit Sicherheit aber nicht die in Abbildung 4.57 dargestellte gesamte Differenz. Da davon auszugehen ist, dass die Brutto- bzw. die Nettoleistung richtig gemessen wird, kann diese Leistungsdivergenz nur auf den geschätzten Energiebedarf der Sonstigen Verbraucher zurückgeführt werden. Der Leistungsbedarf der nicht gemessenen elektrischen Verbraucher ist somit höher als angenommen.

5 Zusammenfassung

Das von VERBUND Thermal Power betriebene steinkohlenstaubgefeuerte Fernheizkraftwerk Mellach liefert seit seiner Inbetriebnahme im Jahr 1986 Strom für die Steiermark sowie Fernwärme für die Stadt Graz und deren Umgebung. Für den Prozessablauf zur Erzeugung der Energie für das Stromnetz bzw. das Fernwärmenetz ist in der Kraftwerksanlage zum Betrieb verschiedener Systeme ein elektrischer Eigenbedarf notwendig. Dieser wird vor allem von Verbrauchern wie Pumpen und Ventilatoren verursacht. Eine genaue Aufteilung der Leistung auf die entsprechenden Anlagenkomponenten war jedoch nicht gegeben. Der Energiebedarf dieser Aggregate ist teilweise beträchtlich, weshalb vom Betreiber der Anlage ein hoher Wirkungsgrad gewünscht wird. Zuerst muss jedoch festgestellt werden, wie groß der effektive Wirkungsgrad tatsächlich ist, um bei neuen Entwicklungen in der Technik entsprechend darauf reagieren zu können. So besteht die Möglichkeit, den Wirkungsgrad durch Austausch oder Optimierungen zu steigern. Folglich reduziert sich auch der elektrische Eigenbedarf und der Gesamtwirkungsgrad der Kraftwerksanlage verbessert sich, was wiederum einen wirtschaftlicheren Betrieb ermöglicht.

Aus diesem Grund wurde im Rahmen der vorliegenden Diplomarbeit eine Aufteilung der Leistungsanteile der verschiedenen Bereiche bzw. der unterschiedlichen elektrischen Verbraucher am gesamten Eigenbedarf des FHKW Mellach dargestellt. Ebenso wurde der gesamte elektrische Eigenbedarf erhoben und für vier verschiedene FW-Leistungen abhängig von der Kessellast abgebildet. Für die leistungstechnisch größeren Aggregate ist eine Gegenüberstellung der Wirkungsgrade durchgeführt worden und der ermittelte tatsächliche Wirkungsgrad wurde zum Vergleich herangezogen. Optimierungspotenziale, welche in den einzelnen Systemen zu finden waren, wurden vom wirtschaftlichen Aspekt aus betrachtet und der daraus resultierende Nutzen für den Betreiber in Zahlen ausgedrückt.

Zur besseren Darstellung wurden vier Gruppen gebildet, welchen die im einzelnen betrachteten Anlagenbereiche bzw. Aggregate zugeordnet wurden. Diese Gruppen sind:

- Brennstoffzufuhr
- Luft-Rauchgas-Weg
- Wasser-Dampf Kreislauf
- Sonstige

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben gezeigt, dass in der Kraftwerksplanung für die damalige Zeit außergewöhnlich viel in effiziente Regelungskonzepte investiert worden ist. So sind alle größeren elektrischen Verbraucher, welche für den Teillastbereich geregelt werden müssen, mit der energiesparenden Variante der Drehzahlregelung ausgerüstet. Vor allem die Variante der Regelung mittels einer untersynchronen Stromrichteraskade weist einen sehr hohen Wirkungsgrad auf. Im Gegensatz dazu tritt bei der mit dem Überlagerungsgetriebe geregelten Speisewasserpumpe ein zusätzlicher Wirkungsgradverlust durch das Getriebe und den Transformator auf.

Brennstoffzufuhr

Der elektrische Eigenbedarf für den Transport des Brennstoffes (Kohle und Klärschlamm) zu den Kohlenmühlen ist im Gegensatz zum Leistungsbedarf der Mühlen sehr gering. Die Betrachtung der

Kohlenmühlen hat gezeigt, dass diese für die Vermahlung weniger Energie benötigen als von den Herstellern angenommen. Der Auslegungspunkt des Antriebsmotors liegt daher weit entfernt vom tatsächlichen Betriebspunkt, was wiederum bedeutet, dass Wirkungsgrad und Leistungsfaktor in keinem günstigen Arbeitsbereich betrieben werden. Aufgrund der vergleichsweise hohen Investitionskosten erscheint eine nachträgliche Ertüchtigung als nicht sinnvoll, da die zu erreichende Wirkungsgradsteigerung zu gering ausfallen würde.

Luft-Rauchgas-Weg

Den größten Leistungsanteil in dieser Gruppe nehmen die Gebläse, das Saugzuggebläse und die Frischluftgebläse, sowie die Entschwefelungsanlage ein.

Der Wirkungsgrad einiger Teilsysteme, wie jener des Saugzuggebläses, konnte teilweise nicht ermittelt werden, da der tatsächliche Betriebspunkt rechnerisch sowie messtechnisch nicht eindeutig festzustellen war. Hierbei macht eine Überprüfung des Betriebspunktes durch Messungen der nicht bekannten Parameter durchaus Sinn. Vor allem der tatsächlich geförderte Volumenstrom der unterschiedlichen Ventilatoren (Saugzuggebläse, Frischluftgebläse) ist von besonderer Wichtigkeit, da die Energieeinsparung, welche sich durch Reduktion der Fördermenge aufgrund von Beseitigung möglicher Luftinfiltrationen im Rohrleitungssystem (z. B. LUVVO) ergeben würde beträchtlich wäre. Eine Vergleichsrechnung dazu wurde für das Primärluftgebläse durchgeführt und hat eine Einsparung von über 25 % ergeben

Bei der Untersuchung der Rauchgasentschwefelungsanlage (REA) konnte festgestellt werden, dass bei Betrieb im Vollastfall (100 % Kessellast) der geforderte Abscheidegrad von 90 % mit den dafür vorgesehenen vier Wäscher-Umwälzpumpen nicht erreicht werden kann. Daher muss auch die fünfte Pumpe, die Reservepumpe, zugeschaltet werden. Der dadurch anfallende zusätzliche Energiebedarf pro Jahr ist mit in etwa 780 MWh sehr groß. Vorschläge um diese Energiemenge in der REA einzusparen wurden in Kapitel 4.2.5 genauer erläutert. Am sinnvollsten erscheint die Variante des Anheben des pH-Wertes. Dadurch ist es möglich, den geforderten Abscheidegrad auch mit vier Pumpen zu erreichen.

Wasser-Dampf Kreislauf

Die elektrischen Verbraucher in dieser Gruppe sind im Gegensatz zu den anderen Kategorien nicht nur von der Kessellast abhängig. Der Energiebedarf wird zusätzlich auch noch von der Fernwärmeerzeugung beeinflusst.

Den absolut größten Anteil am elektrischen Eigenverbrauch nehmen die Speisewasserpumpen ein. Sie sind zugleich die größten Verbraucher der ganzen Kraftwerksanlage. Mögliche Optimierungen zur Reduktion des Energiebedarfes wurden dazu im entsprechenden Kapitel diskutiert (Kapitel 4.3.1). Zum Vergleich sind aktuelle Daten aus der neuen GUD Mellach herangezogen worden. Wegen der sehr hohen Leistungsaufnahme wäre eine beträchtliche Einsparung durch Steigerung des Systemwirkungsgrades gegeben, jedoch rechtfertigen die ebenfalls erheblichen Investitionskosten eine Umrüstung nicht.

Das größte Optimierungspotenzial besteht bei den Haupt-Kondensatpumpen. Bei einer Umstellung von der derzeit installierten Drosselregelung auf eine Regelung der Fördermenge durch Ändern der Pumpendrehzahl mittels Motorsteuerung durch einen Frequenzumformer lässt sich eine Energieeinsparung von ungefähr 780 MWh pro Jahr erreichen. Die wirtschaftliche Kalkulation hat

gezeigt, dass bei einer Investition die Amortisationsdauer unter drei Jahren liegt und mit einem jährlichen Gewinn von € 28.500, – gerechnet werden kann. Eine Umrüstung ist somit sehr zu empfehlen.

Ähnlich wie bei den Haupt-Kondensatpumpen besteht auch bei den Neben-Kondensatpumpen ein Einsparpotenzial bei Umrüstung von der Drosselregelung auf die Drehzahlregelung. Vor allem bei den ND-Vorwärmer 2 Pumpen würde sich hinsichtlich der sehr kurzen Amortisationsdauer von nur ungefähr zwei Jahren eine Umrüstung auszahlen. Aber auch bei den Heizer 1&2 Pumpen wäre eine Investition aufgrund des höheren Gewinnes von jährlich knapp € 14.000, – zu empfehlen.

Auch die Kühlwasserpumpen benötigen einen nicht geringen Leistungsanteil. Sie sind die zweitgrößten Eigenbedarfsverbraucher, abgesehen von den Heiznetzumpen, dieser Gruppe. Da diese ungeregelt ständig eine konstante Kühlwassermenge fördern, wurde im Rahmen der Diplomarbeit untersucht, welches Einsparpotenzial bei einer Fördermengenregelung durch Drehzahlverstellung zu erreichen wäre. Aus der Berechnung ist jedoch hervorgegangen, dass eine Regelung der Pumpen nicht sinnvoll wäre, da der Energieverlust durch die damit verbundene Minderung des thermodynamischen Wirkungsgrades der Gesamtanlage um einiges höher ausfallen würde.

Sonstige

Hierunter fallen all jene Anlagenbereiche des Kraftwerks, welche nicht den anderen Gruppen zugeordnet werden konnten (z. B. Abwasserreinigungsanlage, Entschlacker,...). Weiters wurde der geschätzte Energiebedarf der restlichen nicht betrachteten kleineren und der nicht dauernd betriebenen Aggregate sowie jener der sonstigen elektrischen Verbraucher (z. B. Licht, Anlagenverwaltung,...) hinzugerechnet.

Aus der „Leistungsdarstellung der gesamten Kraftwerksanlage“ (Kapitel 4.5) ist zu erkennen, dass der aus den einzelnen Messwerten berechnete und aufaddierte Wert für den Eigenbedarf doch deutlich vom reinen Messwert, welcher sich aus der Differenz zwischen Brutto-Erzeugungsleistung und Netto-Abgabeleistung ergibt, abweicht. Der Leistungsanteil, welcher von den kleineren nicht betrachteten elektrischen Verbrauchern, sowie für die Anlagenverwaltung benötigt wird, ist somit höher als angenommen.

Alle im genaueren untersuchten Systeme weisen einen geringeren effektiven Wirkungsgrad auf als der theoretische, welcher sich aus den Datenblättern ergibt. Dies liegt hauptsächlich an dem mit der Zeit eingetretenen Verschleiß der Teile. Ein Vergleich der theoretischen Wirkungsgrade der derzeit eingesetzten Pumpen mit aktuell neuen Pumpen hat nur einen sehr geringen Unterschied gezeigt. Investitionen in neue Pumpen sind somit fragwürdig. Umrüstungen auf energiesparende Regelungsvarianten (Drehzahlregelung) sind jedoch beim System der Haupt- sowie der Nebenkondensatpumpen durchaus sinnvoll.

Optimierungen zur Energieeinsparung sind in der Kraftwerksanlage durchaus vorhanden. Jedoch unterliegen die berechneten Ergebnisse der wirtschaftlichen Kalkulation auch der Unsicherheit der künftigen Entwicklung des Energiemarktes. Steigen die Brennstoffkosten oder fallen die Strompreise am Verkaufsmarkt so besteht die Gefahr, dass ein kostendeckender Betrieb nicht mehr möglich ist. Dadurch erhöht sich die Wahrscheinlichkeit einer Reduktion der Betriebsstunden des Kraftwerks unter den in dieser Arbeit angenommenen Wert von 5.000 Stunden. Das hat zur Folge, dass auch die berechnete Energieeinsparung nicht erreicht werden kann und sich die Amortisationsdauer einer getätigten Investition dementsprechend verlängert.

Literaturverzeichnis

- AE&E – Austrian Energy & Environment:** *Mitarbeitergespräch*, Graz 2011
- Baehr H.D.,Kabelac S.:** *Thermodynamik – Grundlagen und technische Anwendungen*, 13. Auflage, Berlin - Heidelberg – New York 2006, ISBN: 3-5403-2513-1
- Bauer U.:** *Betriebswirtschaftslehre - Lehrveranstaltungsskriptum*, Institut für Betriebswirtschaftslehre und Betriebssoziologie, Technische Universität Graz, Graz 2009,
- Poggensee K.:** *Investitionsrechnung – Grundlagen, Aufgaben, Lösungen*, 2. Auflage, Wiesbaden 2011, ISBN: 978-3-8349-6798-5
- Bommes L., Kramer C.:** *Ventilatoren – Mit ausgewählten Problemlösungen für den Geräte- und Anlagenbau*, 1. Auflage, Ehningen bei Böblingen 1990, ISBN: 3-8169-0426-2
- Böhm W.:** *Elektrische Antriebe*, 5. Auflage, Würzburg 2002, ISBN: 3-8023-1912-5
- Busch R.:** *Elektrotechnik und Elektronik – für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker*, 6. Auflage, Wiesbaden 2011, ISBN: 978-3-8348-0998-8
- Deimel F., Hasenzagl A., Krikava F., Ruhswurm H., Seiser J.:** *Grundlagen der Elektrotechnik Band 2*, 8. Auflage, Wien 2003, ISBN: 3-7029-0780-7
- Eck B.:** *Ventilatoren – Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*, 5. Auflage, Berlin 1991, ISBN: 3-5405-3494-6
- Effenberger, H.:** *Dampferzeugung*, 3. Auflage, Berlin Heidelberg 2000, ISBN: 3-5406-4175-0
- Eichelseder H., Pischinger R.:** *Skriptum Thermodynamik*, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, Graz 2005
- Fritz W., Kern H.:** *Reinigung von Abgasen*, 3. Auflage, Würzburg 1992, ISBN: 3-8023-1454-9
- Fuest K., Döring P.:** *Elektrische Maschinen und Antriebe – Lehr- und Arbeitsbuch*, 6. Auflage, Wiesbaden 2004, ISBN: 3-5285-4076-1
- Grote K.-H., Feldhusen J.:** *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*, 22. Auflage, Berlin – Heidelberg – New York 2007, ISBN: 978-3-5404-9714-1
- Gülich J.F.:** *Kreiselpumpen – Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*, 3. Auflage, Berlin – Heidelberg – New York 2010, ISBN: 978-3-6420-5478-5
- International Energy Agency (IEA):** *World Energy Outlook 2009*, Paris 2009
- International Energy Agency (IEA):** *World Energy Outlook 2010*, Paris 2010
- KSB Aktiengesellschaft:** *Auslegung von Kreiselpumpen*, 5. Auflage, Frankenthal 2005, ISBN: 3-00-004734-4
- Marinescu M., Winter J.:** *Grundlagenwissen Elektrotechnik – Gleich-, Wechsel- und Drehstrom*, 3. Auflage, Wiesbaden 2011, ISBN: 978-3-8348-0555-3

- Österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft (ÖZE):** Ausgabe 9 – FHKW Mellach, 40. Jahrgang, Wien September 1987
- Perry R. H.:** *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 7. Auflage, xxx 1997, ISBN: 0-0711-5448-5
- Riefenstahl U.:** *Elektrische Antriebssysteme – Grundlagen, Komponenten, Regelverfahren, Bewegungssteuerung*, 2. Auflage, Wiesbaden 2006, ISBN: 3-8351-0029-7
- Strauß K.:** *Kraftwerkstechnik – zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen*, 6. Auflage, Berlin - Heidelberg – New York 2009, ISBN: 978-3-6420-1430-7
- VERBUND:** *Prozessschema des FHKW Mellach*, interne Unterlagen, 2010
- VERBUND:** *Schema der Bekohlung des FHKW Mellach*, interne Unterlagen, 2005
- VERBUND:** *Schema der Entstickungsanlage*, Dokumentationsunterlagen des FHKW Mellach (Waagner-Biro), 1986
- Wagner W.:** *Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen*, 1. Auflage, Würzburg 1994, ISBN: 3-8023-1516-2
- Wagner W.:** *Lufttechnische Anlagen*, 1. Auflage, Würzburg 1997, ISBN: 3-8023-1718-1
- Zagler T.:** *Kreislaufrechnung des FHKW Mellach – auf Basis der Verifizierung bestimmter Betriebspunkte unter Berücksichtigung von Einflüssen durch Fernwärmeauskopplung*, Diplomarbeit TU Graz – Institut für Wärmetechnik, Graz 2010
- European Energy Exchange:** *Power Spot Germany/Austria (Phelix)*, Leipzig 2012, <http://www.eex.com/en/Market%20Data/Trading%20Data/Power/Hour%20Contracts%20%7C%20Spot%20Hourly%20Auction/Hour%20Contracts%20Chart%20%7C%20Spot%20Hourly%20Auction/spot-hours-chart/2012-02-28/PHELIX/-/a>, Zugriffsdatum 28.02.2012

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Ts-Diagramm des Carnot-Prozesses	4
Abbildung 2.2: Komponenten einer Dampfkraftanlage und Clausius-Rankine Prozess im Ts-Diagramm	5
Abbildung 2.3: Bilanzgleichungen am Wärmetauscher	6
Abbildung 2.4: Laufrad eines Axial- und Radialventilators	11
Abbildung 2.5: Einfluss der spezifischen Drehzahl auf Kennlinien von Kreiselpumpen (vgl. KSB, 2005).....	16
Abbildung 2.6: Kennlinie mit steilem und flachem Verlauf (vgl. KSB, 2005)	16
Abbildung 2.7: Geschwindigkeitsdreiecke am Beispiel eines Radialverdichters bei drallfreier Anströmung.....	17
Abbildung 2.8: Veränderung des Betriebspunktes beim Drosseln von Pumpen (vgl. KSB, 2005).....	19
Abbildung 2.9: Kennlinie und Betriebspunkte bei der Förderstromregelung mittels Bypass (vgl. KSB, 2005).....	19
Abbildung 2.10: Parallelbetrieb von zwei gleichen Pumpen (vgl. KSB, 2005).....	20
Abbildung 2.11: Drehzahlregelung einer Pumpe mit zwei verschiedenen Anlagenkennlinien (vgl. KSB, 2005).....	20
Abbildung 2.12: Abhängigkeit des Leistungsfaktors $\cos\varphi$ von der Leistung.....	22
Abbildung 2.13: Blockschaltbild einer USK (vgl. Riefenstahl, 2006)	24
Abbildung 2.14: Methoden der Investitionsrechnung (vgl. Bauer, 2009).....	25
Abbildung 2.15: kalkulatorische Abschreibung und kalkulatorische Zinsen (vgl. Bauer, 2009)	27
Abbildung 3.1: Kraftwerksprozess – FHKW Mellach (vgl. VERBUND, 2010)	30
Abbildung 3.2: Strompreis Spotmarkt Österreich (Phelix) 2011 bzw. 2005 bis 2011 (www.eex.com, 28.02.2012)	36
Abbildung 4.1: Dampferzeuger mit einstufiger Zwischenüberhitzung	39
Abbildung 4.2: Brennstoffmenge bzw. Rauchgas- und Luftstrom in Abhängigkeit von der Kessellast.....	39
Abbildung 4.3: Förderbandsystem Bekohlung (vgl. VERBUND, 2005).....	41
Abbildung 4.4: Leistungsbedarf der unterschiedlichen Transportwege.....	43
Abbildung 4.5: Leistungsbedarf der einzelnen Antriebsmotoren	43
Abbildung 4.6: Energiebedarf für die Bedampfung der Kohlewaggons.....	44

Abbildung 4.7: spezifischer Arbeitsbedarf der Kohlenmühlen	47
Abbildung 4.8: Betriebsbereich von Wirkungsgrad und Leistungsfaktor der Antriebe.....	48
Abbildung 4.9: Leistungsbedarf der Kohlenmühlen	48
Abbildung 4.10: Aufsummierte Leistungsdarstellung der Verbraucher aus der Gruppe - Brennstoffzufuhr in Abhängigkeit der Kessellast	49
Abbildung 4.11: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast.....	50
Abbildung 4.12: Schema des Rauchgasweges des FHKW Mellach	51
Abbildung 4.13: Druckverlust des Rauchgasweges	52
Abbildung 4.14: theoretischer und effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kessellast.....	53
Abbildung 4.15: Kennfeld Saugzuggebläse mit berechneten Betriebspunkten für die berechnete Betriebsdichte	54
Abbildung 4.16: Sensitivitätsanalyse - Saugzuggebläse	54
Abbildung 4.17: Kennfeld Saugzuggebläse mit berechneten Betriebspunkten und Dichte aus Herstellerdatenblatt	55
Abbildung 4.18: theoretischer und tatsächlicher Leistungsbedarf des Saugzuggebläses	56
Abbildung 4.19: Schema des Luftweges des FHKW Mellach - Primärluft.....	58
Abbildung 4.20: Druckverlust des Luftweges - Primärluft.....	59
Abbildung 4.21: Ventilator Kennfeld Primärluftgebläse	60
Abbildung 4.22: theoretischer und effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit von der Kessellast.....	61
Abbildung 4.23: Leistungsbedarf des Primärluftgebläses.....	61
Abbildung 4.24: Schema des Luftweges des FHKW Mellach - Sekundärluft.....	63
Abbildung 4.25: Druckverlust des Luftweges - Sekundärluft	64
Abbildung 4.26: Ventilator Kennfeld Sekundärluftgebläse	65
Abbildung 4.27: Leistungsbedarf sowie theoretischer und effektiver Wirkungsgrad	65
Abbildung 4.28: Schema – Prozess REA (vgl. <i>VERBUND, 1987</i>).....	67
Abbildung 4.29: SO ₂ -Abscheidegrad (vgl. <i>Fritz & Kern, 1992</i>).....	68
Abbildung 4.30: Oxidationsrate (vgl. <i>Fritz & Kern, 1992</i>).....	68
Abbildung 4.31: Kennlinienverläufe REA - Wäscherpumpen	69
Abbildung 4.32: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast.....	73
Abbildung 4.33: Schema DeNO _x (vgl. <i>VERBUND, 1986</i>).....	74
Abbildung 4.34: Leistungsdarstellung der Gruppe Luft-Rauchgas Weg.....	76
Abbildung 4.35: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100 % Kessellast.....	77
Abbildung 4.36: Schema des Wasser-Dampf Kreislaufes des FHKW Mellach	78

Abbildung 4.37: Schema der Speisewasserpumpe mit Überlagerungsantrieb (vgl. ÖZE, 1987).....	79
Abbildung 4.38: Pumpenkennfeld - Speisewasserpumpe	80
Abbildung 4.39: Wirkungsgradverlauf der Speisewasserpumpen 1&2 sowie der Speisewasserpumpe 3.....	82
Abbildung 4.40: Leistungsbedarf der Speisewasserpumpen 1&2 sowie der Speisewasserpumpe 3	82
Abbildung 4.41: Vergleich des Pumpenwirkungsgrades mit neuer Pumpe (VERBUND, 2011).....	83
Abbildung 4.42: Vergleich des Motor-Wirkungsgrades sowie des Leistungsfaktors mit neuem Motor (VERBUND, 2011).....	83
Abbildung 4.43: Schema – Haupt- und Neben-Kondensat.....	85
Abbildung 4.44: Kennlinie – Haupt-Kondensatpumpe	86
Abbildung 4.45: Leistungsbedarf und Wirkungsgrad der Haupt-Kondensatpumpen.....	87
Abbildung 4.46: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der ND-Vorwärmer 2 Pumpe.....	92
Abbildung 4.47: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der ND-Vorwärmer 4 Pumpe.....	94
Abbildung 4.48: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der Heizer 1&2 Pumpe	96
Abbildung 4.49: Pumpenkennlinie und Wirkungsgradverlauf sowie Betriebsbereich der Heizer 0 Pumpe	98
Abbildung 4.50: Leistungsbedarf der Neben-Kondensatpumpen	98
Abbildung 4.51: Pumpenkennlinie und Wirkungsgrad der Kühlwasserpumpe sowie der Verlauf des Betriebspunktes bei Drehzahlregelung.....	100
Abbildung 4.52: Clausius-Rankine Prozess im Ts-Diagramm bei Änderung der Kondensationstemperatur.....	102
Abbildung 4.53: Leistungsbedarf der Heiznetzpumpen	103
Abbildung 4.54: Leistungsdarstellung der Gruppe Wasser-Dampf Kreislauf	104
Abbildung 4.55: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100% Kessellast und 0 MW Fernwärmeleistung	104
Abbildung 4.56: Aufschlüsselung der Anteile nach Verbraucherabhängigkeit bei 100 % Kessellast und 230 MW Fernwärmeleistung	105
Abbildung 4.57: Leistungsdarstellung der gesamten Kraftwerksanlage	107

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Einteilung der Verbraucher	31
Tabelle 3.2: Betriebsstunden der betrachteten Lastfälle	34
Tabelle 4.1: Brennstoffanalyse der im Jahr 2010 durchschnittlich verfeuerten Steinkohle bezogen auf die Massenanteile je kg Brennstoff (VERBUND 2010)	38
Tabelle 4.2: Nenndaten Saugzuggebläse.....	51
Tabelle 4.3: Nenndaten Primärluftgebläse.....	58
Tabelle 4.4: Einsparpotenzial bei einer Reduktion der Fördermenge	62
Tabelle 4.5: Nenndaten Sekundärluftgebläse.....	63
Tabelle 4.6: Nenndaten REA-Wäscherpumpen 1 bis 5	69
Tabelle 4.7: Leistungsbedarf und Wirkungsgrad REA - Wäscherpumpen	70
Tabelle 4.8: Einsparpotenzial bei Abschalten des Oxidationsluftgebläses.....	71
Tabelle 4.9: Einsparpotenzial bei Betrieb von maximal vier Wäscherpumpen.....	72
Tabelle 4.10: Einsparpotenzial bei Reduktion des notwendigen Düsendruckes.....	72
Tabelle 4.11: Nenndaten Speisewasserpumpe	79
Tabelle 4.12: Wirkungsgrade der Systemkomponenten.....	84
Tabelle 4.13: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Installation neuer Komponenten	84
Tabelle 4.14: Nenndaten Haupt-Kondensatpumpe	86
Tabelle 4.15: Druckverlust in der Haupt-Kondensatleitung sowie Drucksteigerung der Pumpen.....	88
Tabelle 4.16: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung.....	89
Tabelle 4.17: Nenndaten KRA Pumpen.....	90
Tabelle 4.18: Nenndaten ND-Vorwärmer 2 Pumpe	91
Tabelle 4.19: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung.....	93
Tabelle 4.20: Nenndaten ND-Vorwärmer 4 Pumpe	93
Tabelle 4.21: Nenndaten Heizer 1&2 Pumpe	96
Tabelle 4.22: Kalkulation der Wirtschaftlichkeit bei Umstellung der Regelung.....	97
Tabelle 4.23: Nenndaten Heizer 0 Pumpe.....	97
Tabelle 4.24: Nenndaten Kühlwasserpumpe.....	99

Anhang

- Verbraucherliste: sämtliche elektrische Verbraucher der Kraftwerksanlage mit einer Nennleistung größer 2kW
- Einlinienschalbild: Prinzipschalbild der Eigenbedarfsversorgung

Verbraucherliste

KKS	Bezeichnung	Betrieb	U [V]	Nenndaten		Messwert
				I [A]	P _{el} [kW]	I [A]
Gruppe - Brennstoffzufuhr						
Kohlenmühlen						
HFC 10/20/30/40 AJ 001	Schüsselmühle 1/2/3/4	✓	6.300	38	315	22
HFW 10/20/30/40 AN 001	Mühle 1/2/3/4 Sperrluftgebläse	✓	400	42,6	22	24
HFY 01 AP 001/002	Hydraulik-Ölpumpe 1/2	✓/⊗	400	22,5	11	13
HFY 02 AP 001/002	Schmierölpumpe 1/2	✓/⊗	400	15,5	8	-
Bekohlung						
EAC 01/21 GD 401	Bunkerräumwagen	-	400	NH63	23	22-26
EAC 02/22 AF 001	Austragsförderband	-	400	24	11	18
EAC 03/23 AE 001	Wechselschurre	-	400	4	2	-
EAC 04/24 AF 001	Verbindungsband	-	400	24	9	-
EAC 05/25 AF 001	Muldenförderband	-	400	110	55	65
EAC 06/26 AE 001	Wechselschurre	-	400	4	2	-
EAC 07/27 AF 001	Schrägförderband	-	400	110	55	75
EAC 09/29 AF 001	Übertragband	-	400	12	5,5	-
EAC 10/30 AF 001	Bunkerverteilband Bandantrieb	-	400	22	11	14
EAC 11 AF 001	Muldenförderband	-	400	12,5	5,5	-
EAC 12 AF 001	Muldenförderband	-	400	16,5	8	-
EAC 13 AF 001/002	Kohlelagerbandantrieb. Nord/Süd	-	400	44	22	27
EAC 14 AF 001/002	Extromat Antrieb 1/2 - West	-	400	16	8	-
EAC 15 AF 001	Muldenförerband Notbekohlung	-	400	22	11	-
EAC 16 AF 001	Verbindungsband	-	400	22	11	15
EAC 18 AE 001	Wechselschurre	-	400	4	2	-
EAD 19 GD 401	Absetzer	-	400	NH160	60	40-50
EAF 20 GD 101	Kratzlader mit Brecher - West	-	400	NH250	70	80 (170)
EAC 45/55 GU 001	Überbandmagnetabscheider	-	400	5,7	3	5
EAC 45/55 AF 001	Überbandmagnetabsch. - Bandantrieb	-	400	5,2	1,5	3
EAU 01/21 GD 401	Probenentnahme und Probenaufber.	-	400	NH50	22	-
EAB 22 EA 001	Verschlussmaschine Auftauhalle	-	400	NH10	2	-
GMA 99 AP 001	Tauchpumpe Tiefbunker - 15m West	-	400	9,3	5,5	-
GMA 92 AP 001	Tauchpumpe Tiefbunker - 19m West	-	400	9,3	4,4	-
EAC 32 AF 001/002	Extromat Antrieb 1/2 - Ost	×	400	16,2	8	-
EAC 37 AF 001	Muldenförderband - Ost	×	400	30	15	-

EAC 38 AF 001	Verbindungsband - Ost	x	400	22	11	-
EAC 39 AE 001	Wechselschurre - Ost	x	400	4	2	-
EAC 33 AF 002	Brecher Sekundärtrieb - Ost	x	400	42,5	22	-
EAC 33 AF 001	Brecher Primärtrieb - Ost	x	400	70	37	-
Zuteiler						
HFB 10/20/30/40 AF 001	Zuteiler Mühle 1/2/3/4 Antrieb	✓	400	12	5,5	5
Klärschlamm						
ENY 10 AP 001	Annahme - Hydraulik-Elektromotor	-	400	-	200	120-160
ENY 20 AP 001	Speichersilo - Hydraulik-Elektromotor	✓	400	-	75	70
ENC 18 AP 001	Sumpfpumpe	x	400	-	2,3	-
ENE 20 AP 001	Druckerhöhungspumpe	-	400	-	1,1	-
ENF 20 AN 001/002	Abluftventilator 1/2 - Annahmehunker	-	400	-	1,5	-
ENF 10 AN 001/002	Abluftventilator 1/2 - Speichersilo	-	400	-	1,5	-
ENY 30 AP 001	Dosierung - Hydraulik - Elektromotor	-	400	-	15	-
Gruppe - Luft-Rauchgas Weg						
Saugzuggebläse						
HNC 10/20 AN 001	Saugzuggebläse 1/2	✓	6.300	274,2	2.450	212
Frischluchtgebläse						
HLB 50/60 AN 001	Primärluftgebläse 1/2	✓	6.300	98,9	880	85
HLB 10/20 AN 001	Sekundärluftgebläse 1/2	✓	6.300	178,6	1.600	106
REA						
HTG 01 AP 011A	Umwälzpumpe 1	✓	400	250	300	334
HTG 02 AP 011A	Umwälzpumpe 4	✓	400	250	300	344
HTG 03 AP 011A	Umwälzpumpe 3	✓	400	250	300	355
HTG 04 AP 011A	Umwälzpumpe 4	✓	400	320	330	501
HTG 05 AP 011A	Umwälzpumpe 5	✓	400	320	330	507
HTG 06/07 AN 011	Oxidationsluftgebläse 1/2	✓/⊗	400	255	138	221
HTG 08/09 AP 011	Abzugspumpe 1/2	✓/⊗	400	29	15	27
HTG 10/11 AP 011	Waschsuspensionspumpe 1/2	✓/⊗	400	15,6	8	11
HTG 12/13 AP 011	Pufferpumpe 1/2	x	400	38	19	-
HTG 14/15 AP 011	Umlaufwasserpumpe 1/2	✓/⊗	400	45	22	33
HTG 16/17 AP 011	Zusatzwasserpumpe 1/2	✓/⊗	400	68	37	37
HTG 19/20 AP 011	Entleerungspumpe 1/2	x	400	58	30	-
HTG 21/22 AP 011	Grubenpumpe 1/2	x	400	11,7	5,5	-
HTG 23/24 AP 011	Vakuumpumpe 1/2 - Bandfilter	✓/⊗	400	85	45	77
HTG 34/35/36/37 AM 011	Sprühturm Rührwerk 1/2/3/4	✓	400	15,6	8	9
HTG 38/39/40/41 AM 011	Entleerungsbehälter Rührwerk 1/2/3/4	x	400	15,6	8	-
HTG 42 AM 011	Rührwerk Überlaufbehälter	✓	400	7,1	3	4
HTG 43 AM 011	Rührwerk Waschsuspension	✓	400	19	9	16
HTG 45 AM 011	Rührwerk Entleerungsgrube	✓	400	7,1	3	3
HTG 58 AN 001	Kompressor Kalksilo	x	400	150	75	-
HNA 13/23 AN 010	Sperrluftgebl. N. Saugzug 1/2	x	400	22	11	-
HNA 15/25 AN 010	Sperrluftgebl. REA-Bypass 1/2	✓	400	21	11	12
HNA 50 AN 010	Sperrluftgebläse nach Wäscher	x	400	7	3	-
HTK 02/03 AT 011	Rüttler 1/2	x	400	3	1,5	-
-	Antrieb Bandfilter und Gipsaustrag	✓	-	-	-	20
HTY 40	Kiesfilter für Zusatzwasser	✓	-	-	-	12

Schlauchfilter						
HTG 48/49 AN 011	Schlauchfilter Kompressor 1/2	✓/⊗	400	-	158	245
-	Entaschung	-	400	-	-	140
DeNO _x						
HSS 00 GS001	NH ₃ -Station, BSV	✓	400	NH160	40	-
HSS 09 AN 001/002	Mischluftgebläse 1/2 Strang 1	✓/⊗	400	81	45	35
HSS 10 AN 001/002	Mischluftgebläse 1/2 Strang 2	✓/⊗	400	81	45	38
HSS 02 AP 001	Entwässerungspumpe	x	400	-	10,6	-
HSS 01 AN 011/012	Kompressor 1	x	400	-	13,5	-
HSS 05 GD 001	NH ₃ -Leitung Begleitheizung	x	400	NH36	8	-
ETP 30 AN 001	Entaschung, Schraubenverd. Kessel	x	400	-	22	24
-	Gas/NH ₃ -Pumpe	✓	400	-	-	6
LUVO/KALVO						
HLD 10 AC 011/012	Kesselluvo 1 Hauptantrieb 1/2	✓	400	24	11	8
HLD 20 AC 011/012	Kesselluvo 2 Hauptantrieb 1/2	✓	400	24	11	8
HLD 10 A C013	Spül-und Überwachungsantrieb 1/2	x	400	8,2	3,7	-
-	Sperrluftgebläse RG vor Luvo 1/2	x	400	-	3	-
HLD 20/30 AC 012	Kalvoantrieb 1/2	✓	400	16,5	8	6
-	Sperrluftgebläse RG vor Kalvo 1/2	x	400	-	11	-
Gruppe - Wasser-Dampf Kreislauf						
Speisewasserpumpen						
XLA10/20/30 HA 001	Kesselspeisepumpe 1/2/3	✓/✓/⊗	6.300	490	4.600	335
XLA 11/21 HA 001	Überlagerungsgetriebe 1/2	✓	6.300	-	742	69
Haupt- Kondensatpumpen						
LCB 10/20/30 AP 001	Hauptkondensat Pumpe 1/2/3	✓/✓/⊗	6.300	45,5	415	31
Kühlwasserpumpen						
PAC 01/02/03 AP 001	Kühlwasserpumpe 1/2/3	✓/✓/⊗	6.300	45	350	41
Heiznetzumpen						
NDC 01/02/03 AP 001	Heiznetzpumpe VL/RL/Reserve	✓/✓/⊗	6.300	129	1.200	125
Neben- Kondensatpumpen						
LCJ 22 AP 001	Kondensatpumpe VW 2	✓	400	140	75	105
LCJ 42 AP 001	Kondensatpumpe VW 4	✓	400	70	37	50
LCJ 52/55 AP 001	Heizerkondensat-Pumpe 1&2 1/2	✓	400	360	200	1
-	Heizerkondensat-Pumpe 0	✓	400	-	-	78
KRA						
LDA 10/20 AP 001	KRA-Pumpe 1/2	✓/⊗	400	291	160	205
LDK 15/25 AP 001	Umwälzpumpe 1/2 - KAB	x	400	30	15	-
LDR 12/22 AP 001	Entleerungspumpe 1/2 - KAB	x	400	22	11	-
Weitere						
PGC 10/20 AP 001	Zwischenkühlkreispumpe 1/2	✓/⊗	400	290	160	200
MAJ 42/52 AP001	Wasserringpumpe 1/2	✓/⊗	400	22,5	11	17
LCP 20/30 AP 001	Speisewasser Betriebspumpe 1/2	✓/⊗	400	23	11	17
GHD 22/23 AP 001	Deionatbetriebspumpe 1/2	✓/⊗	400	16,5	8	-
LCP 10 AP 001	Speisewasser Füllpumpe	x	400	110	55	-
GHD 21 AP 001	Zusatzwasser Füllpumpe	x	400	61	37	-
Gruppe - Sonstige						
ARA						
GNY 01 GA 001	Abwasserreinigungsanlage - ARA	✓	400	NH63	32	48
GNS 21 AP 001	Beschickungspumpe Filterpresse	-	400	15,3	7,5	-

HTB 05 AP 001	LUVO/KALVO Waschwasserpumpe	×	400	8,4	4	-
GNB 21 AP 001	Anschwemmpumpe	-	400	7,8	4	-
GNC 10 AN 001	Gebälse Desorber/Absorber	-	400	16	7,5	-
GNC 11/12 AP 001	Desorberpumpe 1/2	✓/⊗	400	8,4	4	-
GNC 21/22 AP 001	Absorberpumpe 1/2	✓/⊗	400	4,55	2,2	-
GNB 11 AP 001	Haltepumpe Anschwemmfilter	✓	400	6,15	3	-
GNK 11/12 AP 001	Einspeisepumpe 1/2	✓/⊗	400	8,4	4	-
GNL 11/12 AP 001	Tauchpumpe Pumpensumpf 1/2	-	400	3,35	1,5	-
GNN 22 AM001	Rührwerk Kalkmilch - Dosierbehälter	-	400	2,8	1,1	-
GNN 23/24 AP 001	Kalkmilch Förderpumpe 1/2	-	400	2,7	1,1	-
GNP 91/92 AP 001	Spülwasserpumpe 1/2	×	400	11	5,5	-
LDN 25 AP 001	NaOH-Förderpumpe	-	400	2,62	1,1	-
GNS 05 AP 001	Hydraulische Filterpresse	-	400	-	-	-
Entschlackung						
GHF 04 AP 001/002	Naßentschlackung Pumpe 1/2	✓/⊗	400	16	8	10
ETN 02 AP 001/002	Entschlackung Schlammpumpe 1/2	✓/⊗	400	30	11	-
ETN 05 AP001	Pumpe in Abwassersammelgrube	×	400	15,5	8	-
-	Antrieb Förderbänder, Entschlacker	✓	400	-	-	-
Weitere						
MAX 25 AP 006/007	Steuerölpumpe 1/2 - Turbine	✓/⊗	400	85	45	70
PMC 01/02 AP001	Trafokühlkreispumpe 1/2	✓	400	22	11	22
MAV 20 AP 003	Hilfsschmierölpumpe - Turbine	×	400	44	22	-
MAW 01 BT 100	Munterstrockner MH	×	400	NH160	49	-
LAH 20 AP 010/020	Ölvers. f. Ablauf RV, Si. Ventil 1/2	×	400	15,5	8	-
LBF 30 AP 010/020	Ölversorgung f. HD Umleitstat. 1/2	×	400	15,5	8	-
HAI 20 AP 010/020	Ölversorgung f. ZU-Si. Ventil 1/2	×	400	15,5	8	-
SGA 01 AP 001/002	Feuerlöschpumpe 1/2 - KWPH	×	400	245	132	-
HCW 10 AN 001	Sperrluftgebl. Rußbl. Ost/West	×	400	30,5	15	15
HLA 54/64 AN 010	Sperrluftgebl. f. Prim.luftd.abspkl. 1/2	×	400	22,5	11	-
QFA 20 AN 001	Kompressor 2 - Steuerluft	×	400	NH200	55	-
HHQ 01/02 AN 001	Zünd- und Kühlluftgebläse 1/2	×	400	-	4	-
ETP 11 AN 002	Schraubenverdichter Luft	×	400	-	55	-

- ✓ dauernd in Betrieb
- ⊗ Reserve
- intermittierend in Betrieb
- × nicht in Betrieb

