

Energieeffiziente Technologien und effizienz- steigernde Maßnahmen

Praxiserprobte Anwendungen und Innovationen





umweltbundesamt^U

ENERGIEEFFIZIENTE TECHNOLOGIEN UND EFFIZIENZSTEIGERENDE MASSNAHMEN

Praxiserprobte Anwendungen und Innovationen

Helmut Berger
Gerald Bachmann
Peter Cremer
Albert Dechant
Thomas Eisenhut
Andreas Kollegger
Josef Passath
Christoph Tagwerker

ALLPLAN

- Die Umweltmanager -

MONOGRAPHIE
M-172

Wien, 2005



Projektleitung

Dr. Helmut Berger (*Allplan*)
DI Karl Jamek (*Umweltbundesamt*)

Projektmitarbeiter (i. a. O.)

*Allplan**:

Dr. Gerald Bachmann
DI Peter Cremer
Ing. Albert Dechant MAS_{GIS}
Thomas Eisenhut
DI Andreas Kollegger
Josef Passath
DI Christoph Tagwerker

Umweltbundesamt:

Dr. Siegi Böhmer
Dr. Ilse Schindler
DI Ilona Szednyj

Satz/Layout & Abbildungs- und Graphiknachbearbeitung

Manuela Kaitna

Titelphoto/-bild

.....

* ALLPLAN GmbH
Schwindgasse 10, A-1040 Wien
Telefon: 01-505 37 07-0, Telefax: 01-505 37 07-27
E-Mail: wien@allplan.at

Weitere Informationen zu Publikationen des Umweltbundesamtes unter: <http://www.umweltbundesamt.at/>

Impressum

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

Druck:

Gedruckt auf Recyclingpapier

© Umweltbundesamt GmbH, Wien, 2005
Alle Rechte vorbehalten
ISBN 3-85457-769-9



INHALT

	INHALT	3
	VORWORT	9
1	EINLEITUNG	11
2	TECHNOLOGIEMATRIX	12
3	TECHNOLOGIEBESCHREIBUNGEN	13
3.1	Wärmerückgewinnung (WRG)	13
3.1.1	Brennwerttechnologie	14
3.1.2	Fegedampfreaktion	16
3.1.3	Isolierung warmer Behälter	18
3.1.4	Hallenbelüftung in stark belasteten Hallen	20
3.1.5	Regenerative Wärmetauscher	21
3.1.6	Latentwärmespeicher	24
3.1.7	Free-cooling	25
3.1.8	Wärmepumpen	26
3.1.9	Stirlingmotor	29
3.1.10	Speisewasservorwärmung	30
3.1.11	Verbrennungsluftvorwärmung	32
3.2	Ventilatorsysteme	33
3.2.1	Steuerung und Motorantriebssystem	33
3.2.2	Motor	34
3.2.3	Kraftübertragung	35
3.2.4	Luftkanäle	35
3.2.5	Ventilatorenauswahl und -wartung	35
3.3	Hocheffiziente Motoren und Steuerungen	36
3.3.1	Allgemein	36
3.3.2	Regelung	38
3.3.3	Effizienzverbesserung	41
3.3.4	Rückeinspeisung	43
3.4	Pumpenregelung	44
3.4.1	Erforderliche Pumpenleistung	44
3.4.2	Regelung von Pumpen	45
3.4.3	Pumpenwahl	47
3.4.4	Wartung	47
3.4.5	Theoretisches Einsparpotential	47
3.4.6	Praktisches Einsparungsbeispiel	48
3.5	Druckluft	50
3.5.1	Regelung	50
3.5.2	Leckagen	54
3.6	Dampferzeugung	55
3.6.1	Allgemeines	55
3.6.2	Dampferzeuger	56
3.6.3	Feuerungen	57
3.6.4	Dampfverteilsysteme	59



3.7	Betrieb und Wartung von Filtern und anderen Technologien zur Emissionsminderung	60
3.7.1	Staubfilter	60
3.7.2	Emissionsfilter	61
3.8	Kühlraumoptimierung	64
3.9	Prozessleittechnik	65
3.10	Energiemanagement	66
3.11	Optimierung der Vakuumpumpen	67
3.12	Beleuchtung	68
3.13	LED (Light – Emitting – Diode) Strahler	70
3.14	Ansaugluftkühlung bei Gasturbinen	71
3.15	Taupunktregelung	72
3.16	Pileheizung	73
3.17	Kläranlagen – Belüftung	74
3.18	Lastmanagement	75
3.19	Ersatz von fossiler Energie	76
3.19.1	Biomassefeuerung	76
3.19.2	Dampferzeugung mittels Parabolrinnenkollektor	78
4	FALLBEISPIEL 1: KESSELHAUSOPTIMIERUNG	79
4.1	Rauchgasverluste	79
4.2	Verluste durch Unverbranntes	81
4.3	Wärmeverluste	81
4.4	Kesselwirkungsgrad	82
4.5	Maßnahme 1: Verbesserung der Isolierung	83
4.6	Maßnahme 2: Verbrennungsluftvorwärmung	84
4.6.1	Darstellung der Ist-Situation	84
4.6.2	Optimierungsmaßnahme.....	86
4.6.3	Maßnahme 2: Zusammenfassung	89
4.7	Maßnahme 3: Abgaswärmenutzung zur Speisewasser- und Verbrennungsluftvorwärmung	91
4.7.1	Darstellung der Ist-Situation und der Projektidee.....	91
4.7.2	Optimierungsmaßnahme LUVO und Economiser.....	92
4.8	Maßnahme 4: Regelung Verbrennungsluftgebläse	95
4.8.1	Darstellung der Ist-Situation	96
4.8.2	Optimierungsmaßnahme A (Drehzahlregelung mittels Frequenzumrichter).....	98
4.8.3	Optimierungsmaßnahme B (Drallregelung)	99
5	FALLBEISPIEL 2: KRAFT WÄRME KOPPLUNG (KWK)	100
5.1	Allgemein	100
5.2	Fallbeispiel 2A KWK	101
5.2.1	Schema	101
5.2.2	Gas- und Dampf-Turbine (GUD).....	102



5.2.3	20 t/h-Kessel.....	102
5.2.4	60 t/h-Kessel.....	102
5.2.5	Eigenverbrauch und Einspeisung.....	102
5.2.6	Wirkungsgrade	104
5.3	Fallbeispiel 2B KWK.....	106
6	BEISPIELE NICHT WIRTSCHAFTLICHER ENERGIESPARPROJEKTE	111
6.1	Wärmerückgewinnung Abgas Kesselhaus.....	111
6.2	Abkühlung des Sperrwassers bei Vakuumpumpen mit Antrieben über Getriebe.....	113
6.3	Druckluftsteuerung für Kompressorstation	114
6.4	Umstellung der Beleuchtungstechnologie von KVG auf EVG.....	114
6.5	Umstellung der Gebäudeheizung von Strom auf Abwärme.....	114
6.6	Nachrüstung FU-Antrieb.....	115
6.7	Zusammenfassung.....	115
7	BEWERTUNGSMÖGLICHKEITEN DER ENERGIEEFFIZIENZ.....	116
7.1	Allgemeines	116
7.2	Zeitreihenvergleich	118
7.2.1	Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz	118
7.2.2	Erforderliche Daten.....	118
7.2.3	Vor- und Nachteile des Instruments	118
7.2.4	Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien).....	118
7.2.5	Dokumentation einer möglichen Anwendung an Hand eines konkreten Beispiels	119
7.2.6	Eignung des Instruments zur Beurteilung von Energieeffizienz	119
7.3	Vergleich mit theoretischen Ansätzen	119
7.3.1	Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz	119
7.3.2	Erforderliche Daten.....	119
7.3.3	Vor- und Nachteile des Instruments	120
7.3.4	Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien)	120
7.3.5	Dokumentation einer möglichen Anwendung an Hand eines konkreten Beispiels	120
7.4	Benchmarks und Best-Practice Ansätze.....	120
7.4.1	Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz	120
7.4.2	Erforderliche Daten.....	121
7.4.3	Vor- und Nachteile des Instruments	121
7.4.4	Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien)	122
7.4.5	Dokumentation möglicher Anwendungen.....	122
7.4.6	Einordnung gut-mittel-schlechte Energieeffizienz	123
8	TECHNOLOGIEN IN ENTWICKLUNG.....	124
8.1	Brennstoffzellen (fuel cell)	124
8.2	ORC (Organic Rankine Cycle)-Prozess.....	126
8.3	Wasser als Kältemittel	128



8.4	Solare Klimatisierung	130
8.4.1	Geschlossene Verfahren	131
8.4.2	Offene Anlagen	132
8.5	Thermochemische Speicher	134
8.6	Langzeitwärmespeicher	135
8.7	Walzloses Stahlwerk	137
8.8	Gießen dünnwandiger, blechartiger Bauteile	138
8.9	Druckaufgeladene Kraftwerke auf Kohlebasis	138
8.9.1	Druckkohlestaubfeuerung (DKSF)	139
8.9.2	Druckwirbelschichtfeuerung (DWSF).....	140
8.10	Keramikfilter	142
8.11	Chemical-Looping-Combustion (CLC-Prozess)	145
9	ZUSAMMENFASSUNG	147
10	LITERATURVERZEICHNIS	148

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1:	Kesselwirkungsgrad	15
Abb. 2:	Schema Speisewasserentgasung (Oxytherm)	16
Abb. 3:	Lagertank Heizöl schwer	19
Abb. 4:	Zugfreie Diffusion	20
Abb. 5:	Luftführung durch Rotationswärmetauscher.....	22
Abb. 6:	Schnitt eines Wärmerohres	23
Abb. 7:	Temperaturverlauf	24
Abb. 8:	Latentwärmespeicher	24
Abb. 9:	Free cooling.....	25
Abb. 10:	Schema einer Kompressionswärmepumpe.....	27
Abb. 11:	Schema einer Absorptionswärmepumpe	28
Abb. 12:	Stirlingmotor	29
Abb. 13:	konventionelle Anlage	30
Abb. 14:	Speisewasservorwärmung	31
Abb. 15:	Verbrennungsluftvorwärmung	32
Abb. 16:	Motorleistung eines Ventilators über die Fördermenge;.....	34
Abb. 17:	Lebenszykluskosten bei einer Nutzungsdauer von 3000 h/a	37
Abb. 18:	Kennlinien einer Pumpe für verschiedene Drehzahlen	38
Abb. 19:	Leistungsaufnahme bei verschiedenen Lastbereichen	39
Abb. 20:	Phasenverlauf bei Phasenanschnittsteuerung mittels Thyristoren.....	40
Abb. 21:	Europäische Wirkungsgradklassifizierung für 2- und 4-polige Induktionsmotoren.....	42
Abb. 22:	Energiekosteneinsparung eines Eff1-Energiesparmotors 5,5 kW, 4-polig bei verschiedenen Strompreisen	42
Abb. 23:	Energiebilanz von Aufzügen.....	44
Abb. 24:	Schema Bypassregelung	46
Abb. 25:	Schema Drosselregelung.....	46
Abb. 26:	erforderliche Pumpenleistung bei verschiedenen Regelarten	48
Abb. 27:	Stromaufnahme der Kompressoren	52
Abb. 28:	Unterschiedliche Arten der Kompressorsteuerung.....	53
Abb. 29:	T-s Diagramm für Wasser	56



Abb. 30: Schema eines Wasserrohrdampferzeugers	57
Abb. 31: Zyklon Quelle: Vauck/Müller	63
Abb. 32: Schematisches Prozessleitsystem	65
Abb. 33: Energiemanagement-Zyklus	66
Abb. 34: Schema Vakuumpumpe	67
Abb. 35: Leistungsgewinn bei Gasturbinenkühlung.....	71
Abb. 36: Mammutrotor (Oberflächenlüfter)	74
Abb. 37: Druckbelüfter	74
Abb. 37: Energetische Nutzung von Biomasse	77
Abb. 38: Dampferzeugung mittels Parabolrinnenkollektoren.....	78
Abb. 39: Abwärmepotenzial des 60 t-Kessels	80
Abb. 40: Frischluftansaugung außen	84
Abb. 41: Frischluftansaugung innen	84
Abb. 42: Lüftungen an der Kesseldecke.....	85
Abb. 43: Temperatur- und Wärmeleistungsverluste des Luftkanals.....	88
Abb. 44: Speisewasservorwärmung	91
Abb. 45: Rauchgasabwärmennutzung (Verbrennungsluftvorwärmung)	93
Abb. 46: Temperaturverlauf bei Rauchgasabkühlung	93
Abb. 47: Betriebspunkte des Verbrennungsluftgebläses.....	97
Abb. 48: Regelung Kesselzuluft.....	98
Abb. 49: Schema KWK.....	100
Abb. 50: Schematische Darstellung KWK	101
Abb. 51: Stromverbrauch 2001	103
Abb. 52: Gasverbrauch 2001	103
Abb. 53: Fernwärmeauskopplung.....	104
Abb. 54: Sankey KWK	105
Abb. 55: Sankey-Diagramm.....	106
Abb. 56: Verschaltung der Kessel	108
Abb. 57: Anlagenschema.....	109
Abb. 58: Sankey KWK	109
Abb. 59: Schema Wärmerückgewinnung Rauchgaskanal	112
Abb. 60: Betrachtungsgrenzen	117
Abb. 61: Funktionsprinzip von Brennstoffzellen anhand einer Membran-Brennstoff-Zelle (PEFC).....	124
Abb. 62: Schema einer Biomasse-KWK mit ORC-Prozess	127
Abb. 63: Funktionsschema des Kompressionskälteaggregates.....	129
Abb. 64: Vergleich der Kälteleistung von Wasser-Ammoniak	129
Abb. 65: Absorptionsprozess.....	131
Abb. 66: Prinzip einer Adsorptionsanlage.....	132
Abb. 67: Schema einer sorptionsgestützten Klimatisierung	133
Abb. 68: Beladen (Desorption) und Entladen (Adsorption) eines thermochemischen Zeolithspeicher.....	135
Abb. 69: Welliger Wassersprung.....	137
Abb. 70: Schema einer Druckkohlenstaubfeuerung	139
Abb. 71: Größenvergleich der Feuerungen	140
Abb. 72: Schema einer Druckwirbelschichtfeuerung	141
Abb. 73: Eigenschaften der Filtermaterialien.....	143
Abb. 74: Schema Chemical Looping Combustion	145



Tabellenverzeichnis

Tab. 1: Technologiematrix	12
Tab. 2: Mögliche Einsparungen Brennwertechnologie	15
Tab. 3: Zusammenstellung Kesselspeisewasserentgasung	17
Tab. 4: Investitionskosten für Sauerstoffmessung	18
Tab. 5: Mögliche Einsparungen bei Fededampfproduktion	18
Tab. 6: Mögliche Einsparungen bei Isolierung warmer Behälter	19
Tab. 7: Mögliche Einsparungen bei Hallenbelüftung	21
Tab. 8: Mögliche Einsparungen bei Rotationswärmetauschern	23
Tab. 9: Mögliche Einsparungen bei Free-Cooling bei einer Kälteleistung von 1.700 kW	26
Tab. 10: Mögliche Einsparungen bei Speisewasservorwärmung	32
Tab. 11: Mögliche Einsparungen bei Verbrennungsluftvorwärmung	33
Tab. 12: Mögliche Einsparpotentiale für Ventilatorensysteme und typische Anwendbarkeit der vorgeschlagenen Maßnahmen	36
Tab. 13: Mögliche Energieeinsparpotenziale für Antriebssysteme	37
Tab. 14: Wirkungsgradklassen für 2- und 4-pol-Motoren	41
Tab. 15: Rückspeisefähige Antriebe	43
Tab. 16: Mögliche Energieeinsparmaßnahmen bei Druckluft	50
Tab. 17: Leckagekosten	55
Tab. 18: Leuchtenvergleich	69
Tab. 19: Wirkungsgradvergleich Leuchtmittel – LED	70
Tab. 20: Abgasverluste des Kessels	80
Tab. 21: Verluste der Kessel durch Unverbranntes	81
Tab. 22: Wärmeverluste im Kesselhaus	82
Tab. 23: Kesselwirkungsgrad	83
Tab. 24: Wärmeverluste im Kesselhaus nach Verbesserung der Isolierung	83
Tab. 25: Messergebnisse vor Überhitzertausch	86
Tab. 26: Messergebnisse nach Überhitzertausch	87
Tab. 27: Reduktion der Wärmeverluste beim 60 t-Kessel	89
Tab. 28: Investitionskosten	91
Tab. 29: Investitionskosten	94
Tab. 30: Summe der Verlustreduktion	95
Tab. 31: Messergebnisse Verbrennungsluftgebläse	96
Tab. 32: Frischluftdrücke bei den Brennern	97
Tab. 33: Kesselwirkungsgrade des Gaskessels	104
Tab. 34: erzeugter Strom je Kessel	105
Tab. 35: Aufstellung der Kessel	107
Tab. 36: Aufstellung der Turbinen	107
Tab. 37: Kostenaufstellung Rauchgaswärmetauscher	113
Tab. 38: Zusammenstellung nichtwirtschaftlicher Maßnahmen	115
Tab. 39: spezifische Eigenschaften der Brennstoffzellentypen	125



VORWORT

Energieeffizienz ist von enormer energiepolitischer, umweltpolitischer und wirtschaftspolitischer Bedeutung. Aus energiepolitischer Sicht trägt Energieeffizienz wesentlich zu einer Erhöhung der Versorgungssicherheit bei. Aus umweltpolitischer Sicht garantiert eine hohe Energieeffizienz entlang der gesamten Energiebereitstellungskette (Primärenergieextraktion bis zur Bereitstellung von Nutzenergie) eine Reduktion der Umweltauswirkungen. Nicht zuletzt reduziert eine hohe Energieeffizienz Energiekosten, wodurch die wirtschaftspolitische Bedeutung von Energieeffizienz augenscheinlich wird.

Für die Industrie stellt eine hohe Energieeffizienz eine wesentliche Herausforderung dar. Als zentrales Instrument zur integrierten Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung infolge industrieller Tätigkeiten ist die IPPC Richtlinie (96/61/EG) zu nennen. Der Bedeutung von Energieeffizienz wird in Artikel 3 (Buchstabe d) Rechnung getragen, wo als allgemeines Prinzip der Grundpflicht der Betreiber die effiziente Verwendung der Energie festgeschrieben ist. Als Hilfestellung für Behörden, Energieeffizienz bei der Genehmigung und beim Betrieb von Anlagen zu berücksichtigen, wird in naher Zukunft ein horizontales BREF (Best Available Technique Reference Document) über Energieeffizienz erstellt werden.

In Vorbereitung des österreichischen Beitrags zur Ausarbeitung dieses horizontalen BREFs über Energieeffizienz hat das Umweltbundesamt die Firma Allplan GmbH mit der Erstellung einer Studie beauftragt. Diese nun vorliegende Studie bietet einen umfassenden und detaillierten Überblick über (aktuelle und in Entwicklung befindliche) sektorübergreifend einsetzbare Energieeffizienztechnologien, veranschaulicht anhand vieler praktischer Beispiele das teilweise hohe Energieeinsparpotenzial und liefert nicht zuletzt Ansätze zur Bewertung von Energieeffizienz.

Karl Kienzl

stv. Geschäftsführer des Umweltbundesamtes



1 EINLEITUNG

In dieser Studie werden energieeffiziente und in Entwicklung befindliche Technologien, die in der Industrie sektorübergreifend einsetzbar sind beschrieben, und deren Einsparpotenziale und Einsatzmöglichkeiten sowie Fallbeispiele angegeben.

Unter energieeffizienten Technologien werden Apparaturen, Verfahrensabläufe, Steuerungsmethoden usw. verstanden, welche gegenüber dem derzeitigen Stand der Technik, beziehungsweise gegenüber der heute gebräuchlichsten (verwendeten) Technologie weniger Energie benötigen, um den selben beziehungsweise einen verbesserten Effekt (Produktqualität, Produktquantität, Verfügbarkeit, Behaglichkeit, Bedienfreundlichkeit, ...) zu erzielen.

Unter sektorübergreifend einsetzbar wird verstanden, den Fokus auf jene Technologien zu legen, welche nicht nur in einem Industriesektor Anwendung finden sondern in möglichst vielen verschiedenen Sektoren. Beispiele dafür sind sämtliche in einem Kesselhaus zum Einsatz kommenden Technologien (Speisewasseraufbereitung, Brennertechnologie, Steuerung der Verbrennungsparameter usw.), die Technologie der Druckluftherzeugung (mittels drehzahlgeregeltem Kompressor, mit druckbandreduzierender Steuerung usw.), Technologien in Dampf- und Kondensatsystemen, Wärmerückgewinnungsanlagen (Latentwärmespeicher, Wärmepumpen usw.) und vieles mehr.

Unter der Darstellung von Einsparpotenzialen, Einsatzmöglichkeiten und Fallbeispielen wird verstanden, dass für jede Technologie die Einsparungspotenziale sowie die Einsatzmöglichkeiten bei verschiedenen Rahmenbedingungen theoretisch dargestellt und in weiterer Folge mittels praktischer Fallbeispiele zusätzlich veranschaulicht werden.

Faktoren, die den Einsatz der Technologien fördern oder behindern sollen aufgezeigt werden.

Unter Faktoren, welche den Einsatz der Technologien fördern oder behindern wird zum Beispiel verstanden

- Entwicklungsreife der Technologie
- Vorhandensein von Pilotprojekten inklusive Erfahrungen mit Einsatz der neuen Technologie
- Mögliche Einsparungen und Investitionskosten für die neuen Technologien
- Mögliche negative Auswirkungen der neuen Technologien auf die Produktion (Qualität, Unterbrechung, ...)
- Mögliche Veränderungen in der Lebenszeit, dem Betriebsaufwand oder dem Wartungsaufwand benachbarter Anlagenkomponenten.

Zunächst werden alle in dieser Studie enthaltenen Technologien in einer Technologiematrix im folgenden Kapitel dargestellt, um einen Überblick zu geben, in welchen Industriesektoren die einzelnen Technologien Verwendung finden.

In weiterer Folge werden die einzelnen Technologien beschrieben, sowie im Anschluss daran ein Fallbeispiel für die Kombination mehrerer Maßnahmen am Beispiel Kesselhaus und darüber hinaus zwei Fallbeispiele für eine Kraft-Wärme-Kopplungs-Anlage angegeben.

Weiters werden Beispiele von nicht wirtschaftlichen Energieeinsparprojekten angegeben sowie Bewertungsmöglichkeiten der Energieeffizienz dargestellt. Abschließend werden etwaige in Entwicklung befindliche Technologien angegeben.

2 TECHNOLOGIEMATRIX

Tab. 1:
Technologiematrix

	Papier und Zellstoff	Eisen und Stahl	Chemische Industrie	Nahrungs- und Genussmittel	Stein und Erden	Automobilindustrie	Raffinerien	Kraftwerke
1 Brennwertechnologie	X	X	X	X	X	X	X	X
2 Fededampfreaktion	X	X	X	X	X		X	X
3 Isolierung warmer Behälter	X	X	X	X	X	X	X	X
4 Hallenbelüftung in stark belasteten Hallen	X	X			X	X	X	
5 Regenerative Wärmetauscher	X	X	X	X		X	X	X
6 Latentwärmespeicher	X	X	X	X	X	X	X	X
7 Free-cooling			X	X		X	X	
8 Wärmepumpen	X		X	X			X	
9 Stirlingmotor	X	X	X	X	X		X	X
10 Speisewasservorwärmung	X	X	X	X	X		X	X
11 Verbrennungsluftvorwärmung	X	X	X	X	X		X	X
12 Ventilatorsysteme	X	X	X	X	X	X	X	X
13 Hocheffiziente Motoren und Steuerung	X	X	X	X	X	X	X	X
14 Pumpenregelung								
15 Druckluft	X	X	X	X	X	X	X	X
16 Dampferzeugung	X	X	X	X	X		X	X
17 Betrieb und Wartung von Filtern	X	X	X	X	X	X	X	X
18 Kühlraumoptimierung	X		X	X				
19 Prozessleittechnik	X	X	X	X	X	X	X	X
20 Energiemanagement	X	X	X	X	X	X	X	X
21 Optimierung der Vakuumpumpen	X		X				X	
22 Beleuchtung	X	X	X	X	X	X	X	X
23 LED-Strahler	X	X	X	X	X	X	X	X
24 Ansaugluftkühlung bei Gasturbinen	X		X	X			X	X
25 Taupunktregelung	X		X	X			X	
26 Pileheizung	X							X
27 Kläranlagen-Belüftung	X		X	X			X	
28 Lastmanagement	X	X	X	X	X	X	X	X
29 Biomassefeuerung	X	X	X	X	X		X	
30 Dampferzeugung mittels Parabolrinnenkollektor								X

3 TECHNOLOGIEBESCHREIBUNGEN

In diesem Kapitel werden zahlreiche energieeffiziente Technologien beziehungsweise Maßnahmen zur Energieeinsparung dargestellt.

Die Wirkungsgrade sind dabei wie folgt definiert.

Allgemein: $\eta = \text{Nutzen}/\text{Aufwand} = (\text{Aufwand} - \text{Verluste})/\text{Aufwand}$

Kessel: $\eta = \text{Nutzbare Energie}/H_{\text{u Brennstoff}}$

Anlage: $\eta = \text{Energie im Dampf}/H_{\text{u Brennstoff}}$

Motor: $\eta = \text{Leistung an der Welle}/\text{Elektrische Leistung}$

Bei den Berechnungen der Einsparungen werden folgende Annahmen getroffen:

Strompreis: 40 €/MWh

Dampfpreis: 10 €/t Dampf (4 bar absolut)

Gaspreis: 0,17 €/Nm³ Gas

Bei der Einsparung von CO₂ wird immer Erdgas als Brennstoff angenommen wobei 0,2 t CO₂/MWh entstehen.

3.1 Wärmerückgewinnung (WRG)

Die Preise von Primärenergieträgern sind im letzten Jahr (2003) erheblich gestiegen. Die Themen Energiekosten und Maßnahmen zur rationellen Energieverwendung werden, besonders für Betriebe mit hohem Energieeinsatz, zu einem immer wichtigeren Thema. Aus diesem Grund sind Projekte zur Wärmerückgewinnung, die bis jetzt nicht wirtschaftlich waren, teilweise wirtschaftlich umsetzbar.

In den letzten Jahren wurde viel getan, um industrielle Anlagen und Prozesse hinsichtlich ihres Energiebedarfs zu optimieren. Beim Einsatz von Energie als Prozesswärme, für Heizungszwecke, zur Kühlung oder bei der Erzeugung von Druckluft fällt Abwärme an. Die Energie, die in dieser Abwärme steckt, kann in vielen Fällen weiter genutzt werden.

Beispiele für Wärmerückgewinnung sind:

- Kalte Zuluft kann mit warmer Abluft vorgewärmt werden.
- Warmes Rauchgas von Verbrennungsanlagen kann zum Vorwärmen von Speisewasser oder Verbrennungsluft genutzt werden.
- Abwärme von elektrischen Maschinen kann zu Heizzwecken genutzt werden.

Abwärme zu nutzen sollte aus ökonomischen Gründen erst dann bedacht werden, wenn alle wirtschaftlichen Maßnahmen zur Vermeidung von Abwärme oder Wärmeverlusten ausgeschöpft worden sind. Bei der wirtschaftlichen Betrachtung von WRG Anlagen müssen auch indirekte Effekte berücksichtigt werden. Teilweise können durch die Nutzung von Abwärme Kessel stillgelegt oder durch kleinere ersetzt werden. Wärmerückgewinnung hat wirtschaftliche und ökologische Vorteile: Der Primärenergieeinsatz wird reduziert, dadurch werden Brennstoffkosten eingespart. Es entstehen weniger Abgase und damit weniger Schadstoffe. Unter Umständen kann durch Nutzung von Abwärme sogar die Investition in neue Wärmeerzeugungsanlagen vermieden werden.

Abwärme mit Temperaturen von über 100 °C bleibt in großen Industriebetrieben heute kaum noch ungenutzt, in kleineren Industriebetrieben sind derartige Potenziale öfter vorhanden. Auf niedrigeren Temperaturniveaus finden sich noch häufiger nutzbare Energiemengen.

Folgende Hemmnisse müssen bei der Ermittlung des Potenzials für Wärmerückgewinnungsanlagen berücksichtigt werden:

- Die Nutzung von Abwärme erfordert den Transport wärmeführender Stoffe, aufgrund der Kosten und der Transportverluste sind die sinnvoll überbrückbaren Entfernungen begrenzt.
- Abwärmeeinfall und -bedarf müssen zeitlich gleich verlaufen (eine kurzfristige Speicherung ist möglich).

Zunächst sollen Beispiele angegeben werden, wie Wärmeverluste reduziert werden können.

- Einsatz von Brennwertechnologie
- Fededampfreaktion
- Isolierung von warmen Behältern
- Hallenbelüftung in stark belasteten Hallen.

Anschließend folgen Beispiele, wie Abwärme übertragen werden kann.

- Regenerative Wärmetauscher
- Latentwärmespeicher
- Free-cooling.

Weiters wird gezeigt, wie Abwärme auf energetisch höherwertiges Niveau gebracht werden kann.

- Wärmepumpe
- Stirlingmotor

Schlussendlich folgen Beispiele für eine Abwärmennutzung

- Speisewasservorwärmung
- Verbrennungsluftvorwärmung.

3.1.1 Brennwertechnologie

Derzeit sind viele Kesselanlagen in der Industrie im Einsatz, bei denen die Temperatur des austretenden Rauchgases über 100 °C beträgt. Nachteil dieser Kesselanlagen ist, dass sie nur die fühlbare Wärme der Rauchgase nutzen und nicht auch die latente Wärme, welche bei einer weiteren Abkühlung der Rauchgase in den kondensierenden Bereich (bei gasgefeuerten Kesselanlagen zwischen 50–70 °C) anfällt.

Als Beispiel sei der folgende Zusammenhang von Kesselwirkungsgrad und Rauchgastemperatur bei einer 25 MW Anlage angeführt (Beispiel: KWK-Anlage zur Dampf- und Stromerzeugung für Papierproduktionsprozess, Standort Österreich; siehe Abb. 1).

Dabei beschreibt die Darstellung „eta“ den Kesselwirkungsgrad bezogen auf den unteren Heizwert von Erdgas (H_u), d. h. die Kondensationswärme des im Rauchgas enthaltenen Wasserdampfes wird nicht berücksichtigt. (Die Verbrennung von Erdgas ergibt: $CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$). Die Kurve „eta gesamt“ zeigt den Kesselwirkungsgrad inklusive der Kondensationswärme, jedoch bezogen auf den unteren Heizwert, deshalb steigt der Wirkungsgrad auf über 100 % an.

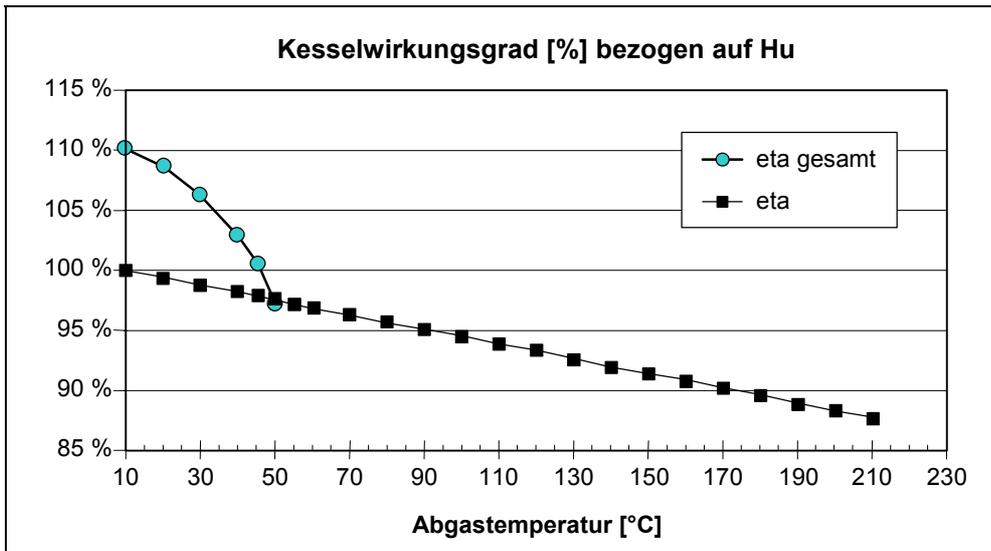


Abb. 1:
Kesselwirkungsgrad

Ab dem Zeitpunkt des sprunghaften Anstiegs des Wirkungsgrades, bei der Betrachtung der Kurve „eta gesamt“, wird bei Abkühlung der Rauchgase latente Wärme durch den erreichten Phasenübergang frei (zusätzliche Kondensationswärmeenergie durch den Übergang von Wasserdampf zu Wasser). Diese zur Verfügung stehende latente Wärmeenergie kann mit Hilfe eines Wärmetauschers (letzte Wärmetauscherstufe im Rauchfang) gewonnen und einem Heizungs- beziehungsweise Warmwassersystem zugeführt werden (Vorheizung von Frischwasser für Prozess, Warmwasserversorgung etc.).

Einsparungen zufolge einer eingesetzten Brennwerttechnologie belaufen sich auf einige Prozent der Kesselleistung.

	Einheit	Wert
Energieeinsparung	MWh/a	einige 1.000
Einsparung von CO ₂	t/a	etliche 100
Einsparung in €	€/a	etliche 10.000
Jahresbetriebsstunden	h/a	8.700
Limitierender Faktor	–	Kamin/geeigneter Wärmeabnehmer

Tab. 2:
Mögliche Einsparungen
Brennwerttechnologie

Z. B. 15 MW Kessel (erdgasbefeuert), Einsparung von rund 5 GWh/a, ca. 60.000 €/a und 1.010 t CO₂/a.

Die Brennwerttechnik hat somit einen großen Stellenwert im Hinblick auf einen effizienten Energieeinsatz. Es sei aber angemerkt, dass eine Ausnutzung von latenter Wärmeenergie im Industriebereich ebenfalls mit hohen Kosten verbunden ist. Auf Grund der Kondensation der Rauchgase ist ein Rauchfang aus Edelstahl notwendig. Ist dieser nicht vorhanden, so muss gerade im Industriebereich mit hohen Investitionskosten gerechnet werden.

Eingesetzt wird die Brennwerttechnologie in der Industrie derzeit nur selten, da ideale Randbedingungen erforderlich sind (Edelstahlkamin vorhanden beziehungsweise bevorstehende Kaminsanierung, Wärmeabnehmer für Niedrigenergie vorhanden). Im Kapitel 4 wird der Einsatz der Brennwerttechnologie anhand konkreter Zahlen dargestellt.

3.1.2 Fedgedampfreaktion

Bei der Dampferzeugung muss das Kesselspeisewasser bestimmten Mindestanforderungen bezüglich der Qualität entsprechen ($<20 \text{ ppb O}_2$). Im rückgeführten Kondensat und im Zusatzspeisewasser gelöste Gase führen zu gefährlichen Korrosionen im Dampf- und Kondensatnetz. Die gelösten Gase können auf unterschiedliche Weise entfernt werden.

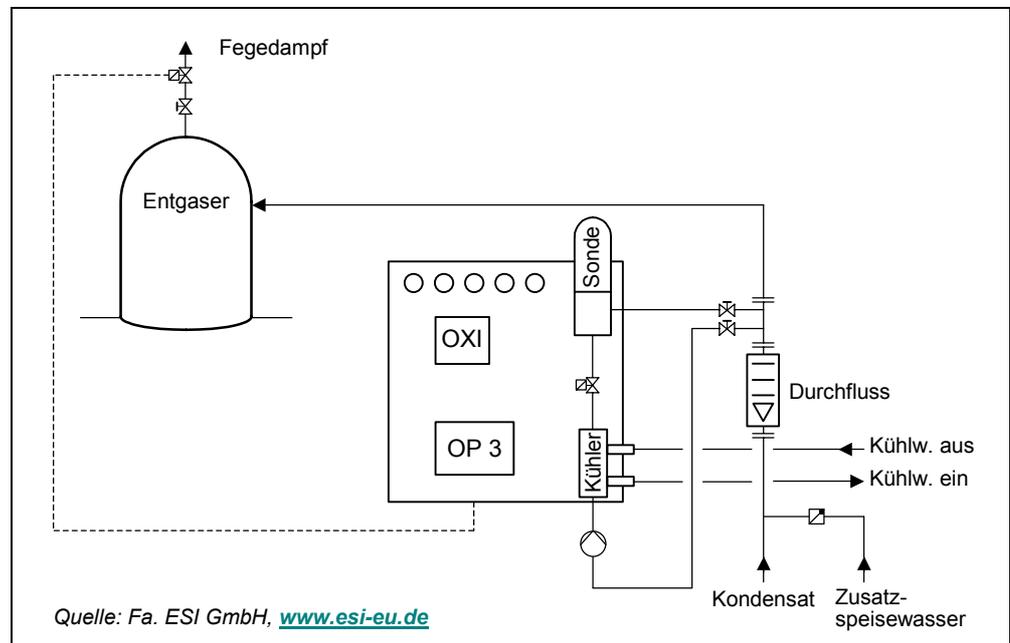
Das hier dargestellte Verfahren ist die thermische Entgasung und wird in nahezu allen derzeit existierenden Kesselhäusern eingesetzt. Bei diesem Verfahren wird die chemisch-physikalische Gesetzmäßigkeit genutzt, dass die Löslichkeit von Gasen in Flüssigkeiten mit steigender Temperatur abnimmt und im Siedezustand gegen Null geht. Im Speisewasserbehälter und dem aufgesetzten Entgaserdom wird das Speisewasser im Gegenstrom mittels direkter Dampfzujektion auf Siedetemperatur aufgeheizt.

Die freiwerdenden Gase entweichen über ein Ventil im Kopfraum des Entgasers ins Freie. Dies erfolgt aufgrund des eingestellten Druckgefälles zwischen dem Entgaser und der Umgebung. Dabei strömt über das Ventil immer auch Dampf als Transportmedium ins Freie (Fedgedampf). In der Praxis wird der Volumenstrom des Fedgedampfes empirisch eingestellt.

Bei diesem Verfahren kommt es systembedingt zu einem Dampfverlust von ca. 0,15–3,0 % der Dampfleistung des Kessels.

Durch Implementierung eines Sauerstoffmessverfahrens können diese Verluste reduziert werden.

Abb. 2:
Schema Speisewasser-
entgasung (Oxytherm)



Beim vorgestellten Sauerstoffmessverfahren (Oxytherm) werden in der Zuführung zum Entgaser der im Kondensat und Zusatzspeisewasser gelöste Sauerstoff sowie der Durchsatz gemessen. Über eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) wird das tatsächlich anfallende Gasvolumen bestimmt und das Abdampfventil angesteuert. Die tatsächliche Öffnungszeit des Ventils und damit die Höhe der Dampfverluste kann auf einen Bruchteil reduziert werden.



Aus der Förderleitung zum Speisewasserbehälter wird über eine Pumpe ein kleiner Probenstrom abgezweigt, über einen Wärmetauscher abgekühlt und durch die Messzelle geleitet. Dort wird der gelöste Sauerstoff gemessen.

In der Zuleitung zum Entgaser ist ein Durchflussmessgerät installiert, welches die geförderten Mengen als Signal an die SPS weitergibt. In der SPS wird die ermittelte O₂-Konzentration mit dem Förderstrom verrechnet und über entsprechende Faktoren der Anteil der restlichen inerten Gase berechnet.

Ebenfalls über spezifische Faktoren (abhängig von der vorab durchgeführten Wasseranalyse) wird der Anteil an CO₂ berechnet, der unter thermischer Belastung im Speisewasserbehälter und im Kessel aus der Karbonathärte bei der sogenannten Sodaspaltung entsteht.

Das auf diesem Wege ermittelte Gesamtgasvolumen, welches in das System eingebracht wird, wird laufend aufaddiert bis ein einstellbarer Grenzwert erreicht ist. Dann öffnet das automatisch angesteuerte Brüdenventil für einen definierten Zeitraum, um die schädlichen, im Kopfraum des Entgasers angesammelten Gase ins Freie abzulassen.

Durch die entsprechende Parametrierung von Öffnungsintervall und -dauer wird sichergestellt, dass das verbleibende Restvolumen an inerten Gasen nach dem Spülvorgang so gering ist, dass daraus keine Beeinflussung der Qualität des Kesselspeisewassers erfolgt. Das regelbare Abdampfventil wird dem vorhandenen nachgeschaltet. Es handelt sich um ein Ventil, das im stromlosen Zustand geöffnet ist. Bei Störungen geht die Anlage somit automatisch in den ursprünglichen Betrieb zurück [i].

In Tab. 3 wird zur Veranschaulichung die mögliche Einsparung einer Kesselanlage dargestellt.

Tab. 3: Zusammenstellung Kesselspeisewasserentgasung

	Kesselspeisewasserentgaser K1 – K3			
	K1	K2	K3	Gesamt
Kesselleistung in t/h	30	60	30	120
Gemessener Dampfverlust in kg/h	111	229	110	450
Betriebszeit der Entgaser in h/a	8.760			
Dampfverlust in t/a	971	2.006	964	3.941
Mögliche Einsparung in %	98	27	97	38
Dampfpreis in €/MWh	20,35			
Energieinhalt des Dampfes in kWh/t	640			
Einsparung in t/a	955	542	932	2.429
Einsparung in €/a	12.438	7.054	12.138	31.635
Investitionskosten für Oxitherm in €	14.463	23.900	14.463	50.000
Investitionskosten (Eigenaufwand) Auftraggeber in € (Tab. 4)	7.558	7.558	7.558	22.674
Gesamtinvestitionskosten in €	22.021	31.458	22.021	72.674
Statische Amortisationszeit in a	1,77	4,46	1,81	2,30

Die Investitionskosten (Eigenaufwand, der Kesselbetreiber stellt vorhandenes Material und Arbeitskräfte zur Verfügung) für die Speisewasserentgasungsanlagen zur Reduktion des Fededampfes können Tab. 4 entnommen werden.

Die im Vergleich zu den anderen Entgasern geringe Einsparung beim Kesselspeisewasserentgaser K2 erklärt sich durch die hohe Dauerauslastung des Kessels, durch einen hohen Deionatanteil und durch die recht hohe Eindrosselung des Brüdenmassenstroms zur Abführung der freigesetzten Gase.

Tab. 4:
Investitionskosten für
Sauerstoffmessung

Speisewasserentgasung		Anzahl	Einzelpreis [€]	Pos. Preis [€]
Einbringung/Montage	Std.	10	73	730
Regelventil DN65	Stk.	1	1.500	1.500
Prozessleitsystem, Dokumentation	Stk.	1	3.500	3.500
E-Maßnahmen	Std.	10	73	730
Gesamt				6.460
Inbetriebnahme	%	2		129
Diverses	%	5		323
Unvorhersehbares	%	10		646
Kapitelpreis ohne MWSt.				7.558

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Reduzierung des Fededampfes bei den Kesselspeisewasseranlagen eine Wirtschaftlichkeit von 1–5 Jahren aufweist.

Der Einsatz ist in allen Industriebetrieben mit Dampferzeugung möglich. Oben beschriebenes Beispiel wurde in einem papiererzeugenden Betrieb umgesetzt.

In der Praxis liegen die Einsparungsmöglichkeiten durch die Fededampfproduktion bei unter einem Prozent der erzeugten Dampfmenge.

Tab. 5:
Mögliche Einsparungen
bei Fededampfproduktion

	Einheit	Wert
Energieverbrauch vor Maßnahme	MWh/a	2.522
Energieverbrauch nach Maßnahme	MWh/a	968
Energieeinsparung	MWh/a	1.554
Einsparung von CO ₂	t/a	313
Einsparung in €	€/a	31.635
Jahresbetriebsstunden	h/a	8.760
Limitierender Faktor	–	Investition

3.1.3 Isolierung warmer Behälter

Technische Isolierung ist der Überbegriff bei Apparaturen und Rohrleitungen an Heizungs- oder Industrieanlagen, zur Verminderung von Wärmeverlusten sowie zur Vermeidung von Kondensatbildung in Dampfleitungen.

Es wird zwischen folgenden Temperaturbereichen unterschieden:

- Niedertemperatur für Temperaturen kleiner 100 °C
- Mitteltemperatur für Temperaturen zwischen 100 °C und 500 °C
- Hochtemperatur für Temperaturen über 500 °C.

Es kann davon ausgegangen werden, dass Mittel- und Hochtemperaturbehälter und -leitungen auf jeden Fall isoliert sind, allerdings besteht bei Niedertemperaturbehältern und -leitungen ein großes Potenzial. Neben Mineralwolle zur Wärmedämmung kommen auch Keramikfasern und mikroporöse Dämmstoffe zum Einsatz. Ebenso ist die Wahl der Oberflächenmaterialien und deren Verarbeitung ein wichtiger Punkt. Im Industriebereich werden verzinkte Stahlbleche, Alu- oder Edelstahlbleche verwendet, ob als Wetterschutz im Außenbereich, in der Nahrungsmittelbranche oder in aggressiver, korrosiv belasteter Atmosphäre.

Die Maßnahme der Isolierung ist interessant für Flüssigkeitstanks. Eine Wirtschaftlichkeit stellt sich nur bei Behältern ein, welche permanent in Betrieb sind und damit durchgehend mit Wärme versorgt werden müssen. Bei Behältern zur Ausfallreserve ist diese Maßnahme unwirtschaftlich.

Der dargestellte unisolierte Öltank dient zur Lagerung von Heizöl schwer. Um die Förderfähigkeit über Pumpen und Rohrleitungen zu gewährleisten, muss das Öl im Abzugsbereich kontinuierlich auf eine Temperatur von 65 °C erwärmt und permanent gehalten werden. Durch eine Isolierung lassen sich bis zu 90 % der eingesetzten Energie einsparen. Im vorliegenden Fall hat das Isolieren mit Mineralfaserplatten (100 mm Dicke) und einer Verkleidung mit Alublech bei einer Jahresmitteltemperatur von 12 °C zu einer Energieeinsparung mit einer Amortisationszeit von 2,85 Jahren durchgeführt.



Abb. 3:
Lagertank Heizöl schwer

Trotz der ziemlich hohen Investitionskosten für die nachträgliche Isolierung solcher Behälter und Leitungen werden diese Änderungen in Anbetracht steigender Energiekosten durchgeführt.

	Einheit	Wert
Energieverbrauch vor Maßnahme	MWh/a	1.382
Energieverbrauch nach Maßnahme	MWh/a	60
Energieeinsparung	MWh/a	1.322
Einsparung von CO ₂	t/a	368
Einsparung in €	€/a	25.461
Jahresbetriebsstunden	h/a	8.760
Limitierender Faktor	–	Platzbedarf

Tab. 6:
Mögliche Einsparungen
bei Isolierung warmer
Behälter

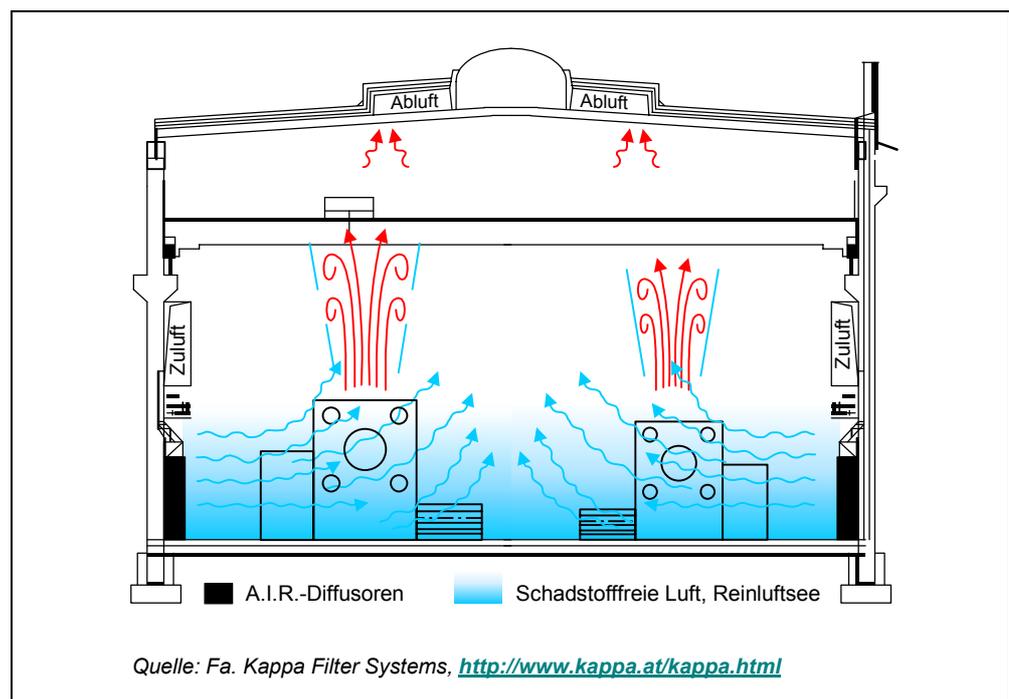
3.1.4 Hallenbelüftung in stark belasteten Hallen

Die baulichen Eigenschaften von Produktionshallen sind, im Gegensatz zu Wohn- und Verwaltungsgebäuden, stark vom jeweiligen Verwendungszweck abhängig. Deswegen können keine allgemein gültigen Aussagen über Luftwechselraten gemacht werden, die Werte variieren zwischen 0,5 und 10 Luftwechseln pro Stunde. Bei Produktionshallen spielt die Minimierung der Transmissionswärmeverluste im Allgemeinen eine untergeordnete Rolle.

Die entscheidende, zu optimierende Größe ist vielmehr die Beschränkung der Luftwechselrate auf das erforderliche Maß, welches sich aus den hygienischen und ergonomischen Anforderungen der dort arbeitenden Menschen ergibt und die Abwärmeverluste bestimmt.

Besonders in der Metallindustrie ist die Luft in den Produktionshallen stark belastet. Beim Luftaustausch ist einerseits darauf zu achten, dass keine unangenehmen Luftströmungen zustande kommen und andererseits die Luftwechselrate den hygienischen Anforderungen entspricht. Weiters sollte mittels Wärmerückgewinnung die warme Abluft genutzt werden, um die energetischen Verluste zu minimieren. In klassischen Belüftungsanlagen wird die Frischluft über Gebläse eingebracht, das führt unweigerlich zu unangenehmer Zugluft.

Abb. 4:
Zugfreie Diffusion



Bei modernen Lüftungssystemen erfolgt die Einbringung von Reinluft gezielt durch zugfreie Diffusion (vergleiche Abb. 4). So wird ein tiefes Eindringen der Reinluft in die Halle sichergestellt und ein Vermischen mit der verunreinigten Hallenluft, bzw. ein Aufwirbeln von Schmutzablagerungen verhindert. Außerdem sorgt sie für ein beschleunigtes Aufsteigen der freigesetzten Emissionen aus dem Aufenthaltsbereich der Beschäftigten und unterstützt die produktionsbedingte Thermik. Direkt unterhalb der Hallendecke werden die aufsteigenden Emissionen nahezu vollständig erfasst und abgesaugt, indem ein Unterdruckfeld im Schadstoffanreicherungsgebiet erzeugt wird. In Hinblick auf Energieeinsparung sollte die Luftwechselrate auf das



notwendige Maß reduziert werden. Als weiterer Nutzen folgt daraus eine Verminderung des Heizenergiebedarfs und die Senkung der Stromkosten für die Ventilatoren. Zusätzlich zur Reinigung der Abluft kann über eine Wärmerückgewinnung, welche die kalte Frischluft erwärmt, weiter Energie eingespart werden [ii].

Das größte Hemmnis dieser Technologie ist neben der schwierigen nachträglichen Integration, die noch geringe Erfahrung aus der Praxis und die damit verbundene Skepsis gegenüber der neuen Technologie.

Die Amortisationszeiten liegen bei 5–10 Jahren, unter Einbeziehung des Aspekts, dass weniger Reinigungsarbeit anfällt und sich infolge der geringeren Verschmutzungen die Wartungsintervalle verlängern, betragen die Amortisationszeiten 3–5 Jahre.

	Einheit	Wert
Energieeinsparung	MWh/a	einige 100
Einsparung von CO ₂	t/a	einige 10
Einsparung in €	€/a	einige 1.000
Jahresbetriebsstunden Heizperiode	h/a	4.500
Limitierender Faktor	–	Nachträgliche Integration

Tab. 7:
Mögliche Einsparungen
bei Hallenbelüftung

Z. B.: Halle mit 4.000 m³, Luftwechselzahl 10; mittlere Jahresheizlast: 1.800 MWh/a; Reduzierung der Luftwechselzahl auf 3.

Dadurch ergeben sich jährliche Einsparungen von 630 MWh/a. Das sind bei einem Gaspreis von 0,17 €/Nm³ 10.700 €/a.

3.1.5 Regenerative Wärmetauscher

Derzeit werden zur Wärmerückgewinnung aus Abluftströmen hauptsächlich rekuperative Wärmetauscher eingesetzt. Rekuperativ bedeutet, dass die Wärme durch eine dünne Trennwand aus Metall, Kunststoff oder Glas direkt übertragen wird. Anhand deren Form wird nach Platten- bzw. Röhrentauschern klassifiziert.

Es wird nur Wärme ausgetauscht, eine Feuchteübergabe ist nicht möglich. Diese üblichen Wärmetauscher sollen hier nicht dargestellt werden, da diese Technologie seit Jahrzehnten eingesetzt wird. Vielmehr sollen hier Möglichkeiten zur Energieeinsparung angeführt werden, welche derzeit noch nicht in allen Betrieben bekannt beziehungsweise nicht in vollem Umfang bekannt sind.

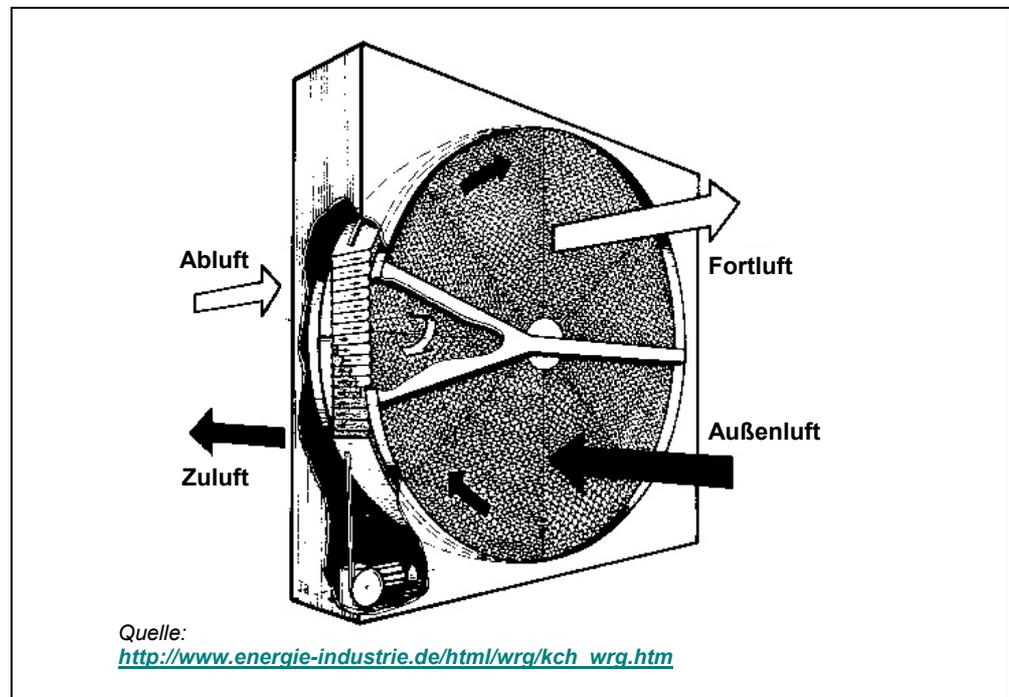
Regenerative Wärmetauscher übertragen die Wärme intermittierend, d. h. je nach Ausführung wird der Wärmeübertragungsmechanismus auf einer Seite mit Wärme beladen und gibt sie zeitverzögert an die kalte Seite ab. Gängig sind nachstehende Methoden, wobei je nach Bauart auch eine Feuchteübertragung möglich ist.

3.1.5.1 Rotationswärmetauscher (Wärmerad)

Ein Rotationswärmetauscher ist ein sich drehendes Rad mit oder ohne hygroskopischer Beschichtung aus lagenweise angeordneten, gewellten Blechen, welche die Speichermasse darstellen. Der Einsatz erfolgt in gasförmigen Medien. Ein Teil des Rotationswärmetauschers wird vom warmen Medium durchströmt und dabei die Wärme (und Feuchte bei hygroskopischer Beschichtung) vom Blech aufgenommen.

Durch die Drehbewegung des Rades wird der warme Teil kontinuierlich in den kalten Luftstrom gedreht und an diesen die gespeicherte Wärme und Feuchte abgegeben. Mit Variierung der Drehzahl des Rades kann die Leistung stufenlos geregelt werden [iii].

Abb. 5:
Luftführung durch
Rotationswärmetauscher



Vorteile:

- bei Wärmerückgewinnung in Lüftungsanlagen kann bei entsprechender Beschichtung der Bleche auch Feuchte übertragen werden
- kein Zwischenmedium und damit keine Umwälzpumpe nötig, Reduzierung des Stromverbrauches
- sehr gute, stufenlose Regelung
- Wirkungsgrad bis 85 %.

Hemmnisse:

- keine vollständige Trennung zwischen warmer und kalter Seite, Leckage bis zu 10 %
- Zu- und Abluftstrom müssen örtlich zusammengeführt werden
- Hoher Platzbedarf, z. B. bei Volumenstrom (Zu- und Abluftstrom): 120.000 m³/h
- Abmessungen: Länge 470 mm, Tiefe 4.900 mm, Höhe 4.900 mm.

Einsatz:

- Generell zur Wärmerückgewinnung aus Abluftströmen bei Gebäudelüftung
- Verbrennungsluftvorwärmung (siehe Kapitel 3.6.2, Abb. 30, Drehluvo)
- z. B. bei Einsatz zur Wärmerückgewinnung einer Fertigungshallenlüftung [iv].

	Einheit	Wert
Energieeinsparung	MWh/a	3.500
Einsparung von CO ₂	t/a	700
Einsparung in €	€/a	71.200
Jahresbetriebsstunden	h/a	4.500

Tab. 8:
Mögliche
Einsparungen bei
Rotationswärme-
tauschern

3.1.5.2 Wärmerohr

Ein Wärmerohr (Heat Pipe) ist ein äußerst effizientes Wärmeübertragungselement, dessen grundlegende Technik bereits in den sechziger Jahren entwickelt wurde. In einem hermetisch abgeschlossenen, unter Unterdruck stehenden Behälter wird in einer Heizzone durch Wärmezufuhr ein Wärmeträger (meist Kältemittel) verdampft. Die damit verbundene geringe Temperatur- und Druckerhöhung bewirkt, dass der Wärmeträgerdampf durch die Transportzone in die Kühlzone strömt. Dort kondensiert dieser Dampf unter Abgabe der zuvor aufgenommenen Verdampfungswärme. Das Kondensat wird danach entweder durch Schwerkrafteinwirkung oder durch eine kapillarische Auskleidung in die Heizzone zurücktransportiert, wodurch sich der Wärmeträgerkreislauf schließt. [v]

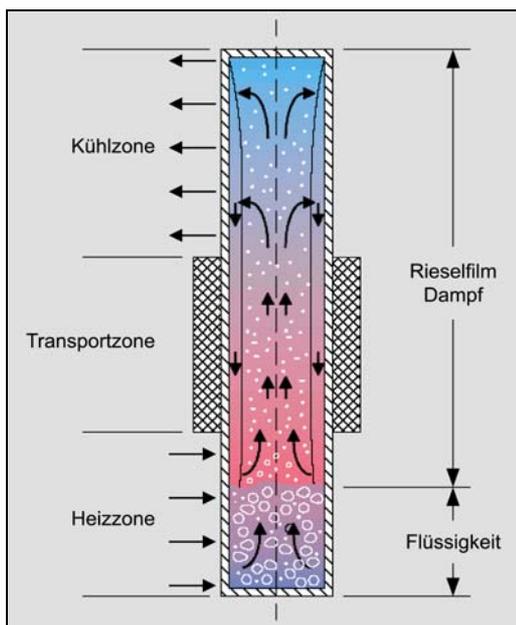


Abb. 6:

Schnitt eines Wärmerohres

Quelle: <http://www.iwo.de/iwo-online/technik/pdf/Kesselkonz.pdf>

Vorteile:

- geringste Temperaturdifferenzen reichen aus, den Wärmetransportprozess zu aktivieren
- wegen der hohen Wärmestromdichte und der kleinen Übertragungsfläche liegt die effektive Wärmeleitfähigkeit eines Wärmerohres um Zehnerpotenzen höher als die gut leitender Metalle wie Aluminium oder Kupfer
- Wärmerohre sind passive Systeme, die keine aktiven, energieverbrauchenden Antriebselemente wie Pumpen erfordern
- Wärmerohre arbeiten geräuschlos und bedürfen keiner Wartung
- Theoretischer Temperaturbereich zwischen minus 270 Grad bis zu über 2000 Grad (je nach Wärmeträger) [v].

Hemmnisse:

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

Einsatz:

- Wärmetauscher bei der Wärmerückgewinnung in Kraftwerken
- Kühlen von elektrischen Bauteilen
- Wärmerückgewinnung bei Gebäudelüftung.

3.1.6 Latentwärmespeicher

Für den Transport von Wärme oder Abwärme (zum Beispiel in Form von Dampf, Heiß- oder Warmwasser) werden Rohrleitungen verwendet, für die Speicherung kommen Behälter zum Einsatz. Nachteil dieser Systeme ist, dass sie in der Regel ortsgebunden sind.

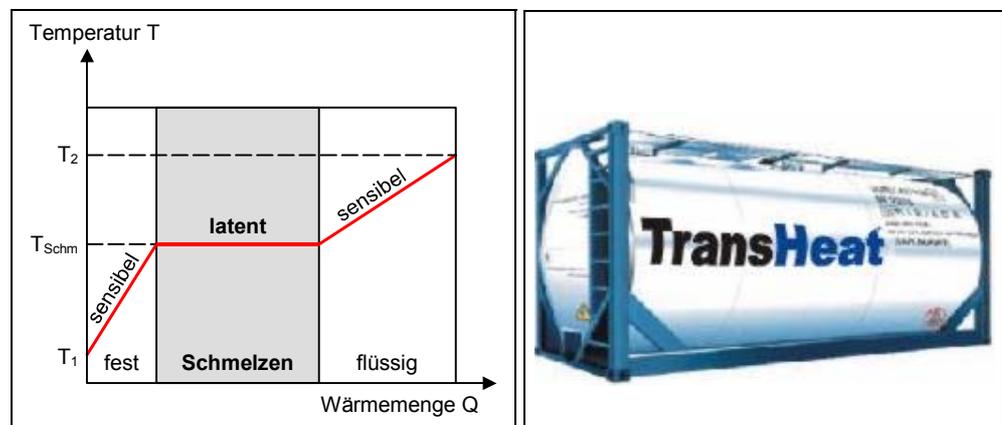
Mittels Latentwärmespeicher kann einerseits – nicht rohrleitungsgebunden – Wärme oder Abwärme (Dampf, Heiß- oder Warmwasser) über kurze Entfernungen transportiert werden (rohrleitungsungebundene Abwärmenutzung). Andererseits können mittels Latentwärmespeicher Wärmespitzen effizient und mit geringem Platzbedarf zwischengespeichert werden.

Dabei wird ein Wärmeträgeröl über ein spezielles Zufuhrsystem (Wärmetauscher) durch einen, meist mit Magnesiumchlorid-Lösung gefüllten, Container geführt. Die Wärmeenergie wird hierbei an das Magnesiumchlorid abgegeben. Der Großteil der Energie wird durch die Nutzung des Enthalpie-Effektes gespeichert (d. h. Energiespeicherung beim Phasenübergang bei ca. 118 °C).

Das Magnesiumchlorid ist bis etwa 118 °C fest und beginnt bei höherer Temperatur zu schmelzen. Solange noch festes Material vorhanden ist, bleibt die Temperatur trotz stetiger Wärmezufuhr konstant (Schmelzwärme). Erst wenn das gesamte Magnesiumchlorid geschmolzen ist, steigt die Temperatur weiter an. Die Betriebstemperatur im geladenen Zustand kann bis zu 180 °C betragen.

Abb. 7 (links):
Temperaturverlauf

Abb. 8 (rechts):
Latentwärmespeicher



Der Speicher ist ein geschlossenes, zyklensfestes System, das über mindestens 20 Jahre wartungsfrei genutzt werden kann. Der Speicher kann auch bei teilweiser Entladung neu geladen werden. Über die Lebensdauer können beliebig viele Be- und Entladungen durchgeführt werden [vi].

In der Regel ist der Einsatz von Latentwärmespeichern in der Industrie allerdings nicht wirtschaftlich, die Amortisationszeiten betragen in der Regel mehr als 10 Jahre. Wirtschaftlich wird dieses System, wenn Wärmeabnehmer wie z. B. Hotels vorhanden sind, die hohe Wärmepreise bezahlen.

3.1.7 Free-cooling

Wenn in Industriebetrieben flüssige Medien auf eine Temperatur im Bereich von ca. 20 °C gekühlt werden müssen, um Abwärme abzutransportieren und kein Kühlwasser in ausreichender Menge zur Verfügung steht, geschieht dies meist über Kältemaschinen. Hier kann der erforderliche Stromverbrauch durch Free-cooling erheblich gesenkt werden.

Free-cooling bedeutet, dass ab einer bestimmten Außentemperatur das Medium nicht mehr über die Kältemaschine, sondern über einen Wärmetauscher durch die Außenluft gekühlt wird. Die Höhe der Temperaturgrenze hängt von wirtschaftlichen Kriterien ab. Je höher die Außentemperatur, desto größer und somit teurer der erforderliche Wärmetauscher.

In der Praxis bedeutet dies eine Temperaturdifferenz von etwa 10 K, das heißt bei einer erforderlichen Medientemperatur von 20 °C eine wirkende Außentemperaturgrenze von etwa 10 °C. In der Übergangszeit kann das Medium nicht alleine über den „Free Cooler“ gekühlt werden. Die Anlage kann jedoch sehr wohl einen Beitrag zur Vorkühlung leisten. Bei einem 3-Schichtbetrieb ergeben sich je nach Standort bis zu 3.200 Jahresbetriebsstunden, in denen mit Hilfe der Außenluft gekühlt werden kann.

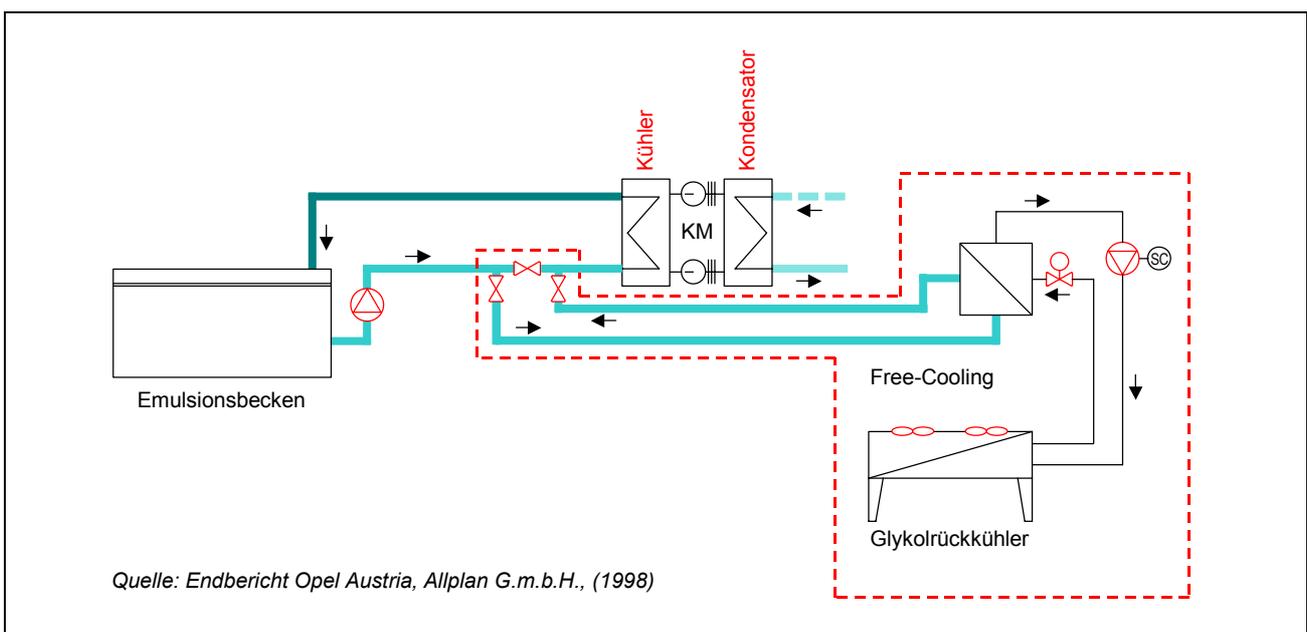


Abb. 9: Free cooling

Abb. 9 zeigt im strichlierten Rahmen die Free-cooling Anlage. Durch Schließen des mittleren Ventils und Öffnen der anderen Ventile wird die Wärmeträgerflüssigkeit über den Wärmetauscher geleitet, die Kältemaschine ist nicht oder nur auf Teillast in Betrieb, die Flüssigkeit wird über den Wärmetauscher im Freien gekühlt.

Vorteile:

- Wartungsintervalle der Kältemaschine werden verlängert
- Ausfallssicherheit wird verbessert.

Hemmnisse:

- bei ausnahmslosem Tagesbetrieb fallen die effektiven kühlen Nachtstunden in der Übergangszeit weg
- bei zu tiefen erforderlichen Fluidtemperaturen unwirtschaftlich.

Einsatz:

- Kühlen von Schmieremulsionen in der Presstechnik
- Lebensmittelindustrie.

Tab. 9:
Mögliche Einsparungen
bei Free-Cooling bei
einer Kälteleistung
von 1.700 kW

	Einheit	Wert
Energieverbrauch vor Maßnahme	MWh/a	3.654
Energieverbrauch nach Maßnahme	MWh/a	1.146
Energieeinsparung	MWh/a	2.508
Einsparung von CO ₂	t/a	0, da sie beim EVU anfällt
Einsparung in €	€/a	127.906
Jahresbetriebsstunden	h/a	5.520

3.1.8 Wärmepumpen

Über eine Wärmepumpe kann Wärmeenergie niedrigen Temperaturniveaus (z. B. Abwärme) durch Zufuhr exergetisch höherwertiger Energie auf ein nutzbares Temperaturniveau gebracht werden.

Die benötigte Antriebsenergie kann in Form von mechanischer Energie (Elektromotor) oder Wärme (Abwärme) eingebracht werden, entsprechend wird zwischen Kompressions- und Absorptionswärmepumpen unterschieden.

3.1.8.1 Kompressionswärmepumpe

Hier findet ein sogenannter linksdrehender Carnot-Prozess (Kaldampfprozess) statt, bestehend aus den Schritten Verdampfung, Verdichtung, Kondensation und Expansion in einem geschlossenen Kreislauf.

Im Verdampfer wird das zirkulierende Arbeitsmittel (Kältemittel) unter niedrigem Druck und niedriger Temperatur verdampft, z. B. durch Abwärme. Nachfolgend wird im Verdichter der Druck und die Temperatur erhöht. Im Kondensator wird das Arbeitsmittel verflüssigt und gibt dabei die nutzbare Wärme ab.

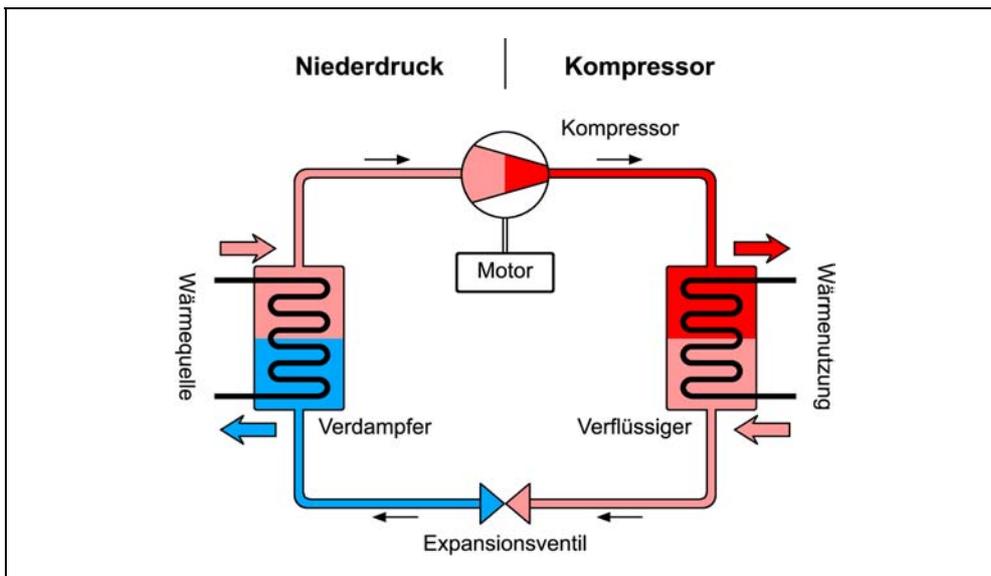


Abb. 10:
Schema einer
Kompressions-
wärmepumpe

Bei Kompressionswärmepumpen wird der Wirkungsgrad als die *Leistungszahl* im englischen Sprachgebrauch COP (Coefficient of Performance) angegeben. Sie ist das Verhältnis von abgegebener Wärmeleistung zu aufgenommener elektrischer Antriebsleistung [vii]. Die hier notwendige Energiezufuhr erfolgt in Form von elektrischer Energie an den Kompressormotor.

Moderne Kompressionswärmepumpen erreichen einen COP von bis zu 6, d. h. mit einer elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters von 1 kW kann eine Wärmeleistung von 6 kW erreicht werden.

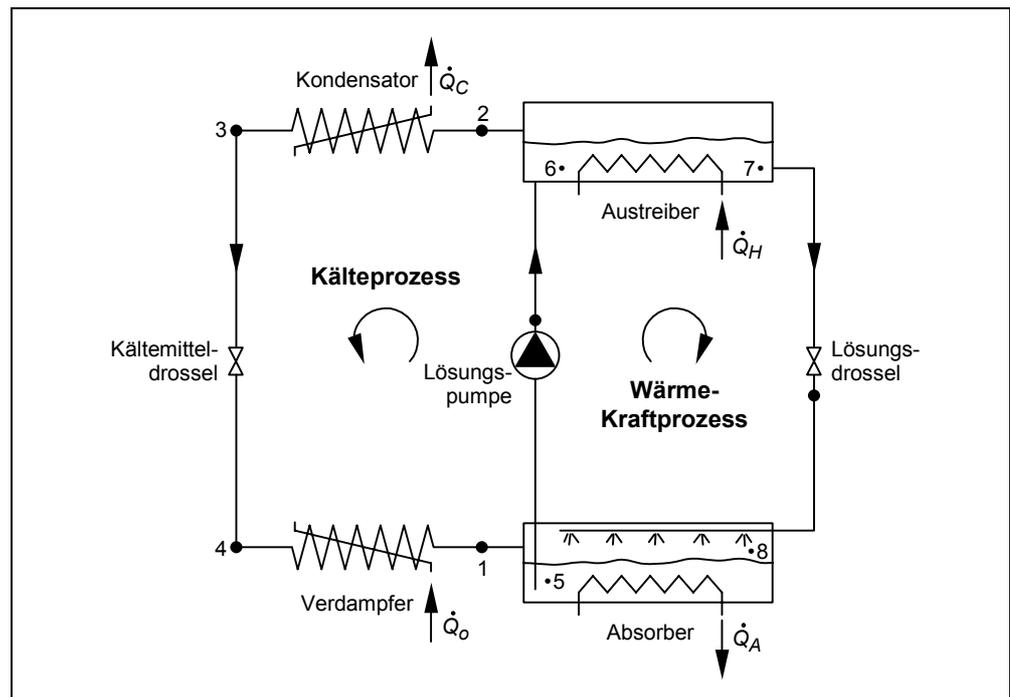
3.1.8.2 Absorptionswärmepumpe

Das vom Verdampfer kommende gasförmige Arbeitsmittel (Kältemittel) wird von einem flüssigen Lösungsmittel unter Wärmeabgabe absorbiert. Diese angereicherte Lösung wird unter Druckerhöhung durch eine Pumpe in den Austreiber gefördert. Dort wird aus dem Zweistoffgemisch der Arbeitsstoff (Kältemittel) durch Wärmezufuhr von außen (z. B. Erdgasbrenner oder Abwärme) ausgetrieben. Die Absorber/Austreiber – Kombination wirkt druckerhöhend (thermischer Verdichter).

Der gasförmige Arbeitsstoff kommt mit erhöhtem Druck aus dem Austreiber zum Kondensator, wird dort verflüssigt und gibt nutzbare Wärme ab. Der Energieeinsatz zum Betrieb der Lösungsmittelpumpe ist vergleichsweise gering gegenüber dem Kompressor einer Kompressionswärmepumpe (der Energieeinsatz zum Pumpen einer Flüssigkeit ist geringer als der eines Kompressors zum Fördern von Gasen) [viii].

Bei Absorptionswärmepumpen wird der Wirkungsgrad als die *Heizzahl* angegeben. Sie ist definiert als das Verhältnis von abgegebener Wärmeleistung zu aufgenommener Brennstoffleistung [vii]. Wird im Austreiber Abwärme als Wärmequelle verwendet dann wird statt der Heizzahl die *Wärmezahl* verwendet, die als das Verhältnis von abgegebener Wärmeleistung zu aufgenommener Abwärmeleistung definiert wird.

Abb. 11:
Schema einer
Absorptionswärmepumpe



Die Brennstoffleistung wird in Form von Wärme z. B. mittels Erdgasbrennern, Dampf oder Abwärme zugeführt.

Moderne Absorptionswärmepumpen erreichen Heizzahlen bis 1,5.

Vorteile von Wärmepumpen allgemein:

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

Hemmnisse:

- Das maximal zu erreichende nutzbare Temperaturniveau ist mit 140 °C nach oben hin begrenzt¹
- Nur bei hohen Energiepreisen wirtschaftlich, d. h. bei Haushalten relevant

Einsatz:

- Der Einsatz von Wärmepumpen erfolgt hauptsächlich zur Gebäudeheizung von gut gedämmten Gebäuden und zur Warmwasserbereitung. In der Industrie kann bei erforderlichen Kühlprozessen die Abwärme bei entsprechender hydraulischer Verschaltung zur Wasseraufwärmung genutzt werden (Kälteprozess ist im Grunde Wärmepumpenprozess).
- Der Einsatz von Wärmepumpen in der Industrie ist selten und wird meist bei Neuplanungen von Anlagen realisiert.

Die Amortisationszeit in der Industrie beträgt im günstigsten Fall rund 5 Jahre. Das kann einerseits mit den niedrigen Energiepreisen, die die Einsparungen bei Einsatz einer Wärmepumpe klein halten, und andererseits mit den hohen Investitionskosten begründet werden.

Nähere Ausführungen sind Kapitel 8.4 zu entnehmen.

¹ Quelle: <http://www.izw-online.de/izw-berichte/ikk2000/heidelck.pdf>, S20, (2000)

3.1.9 Stirlingmotor

Ein Stirlingmotor wandelt Wärme beziehungsweise Abwärme in mechanische Energie um. Durch die Metallwände gelangt Wärme in den Motor (Erhitzer, 2); im Kühler (1) wird Abwärme mit niedriger Temperatur abgegeben. Hierbei wird mechanische Energie frei. Sowohl die Abwärme als auch die mechanische Energie können vielfältig genutzt und eingesetzt werden. Das Funktionsprinzip des Stirlingmotors basiert darauf, dass sich Gase bei Erwärmung ausdehnen und bei Abkühlung zusammenziehen. In einem geschlossenen Behälter befindet sich ein Gas, beispielsweise Helium. Durch Erhitzung wird das Gas im Inneren erwärmt. Da sich Gas im abgeschlossenen Raum nicht ausdehnen kann, steigt der Druck.

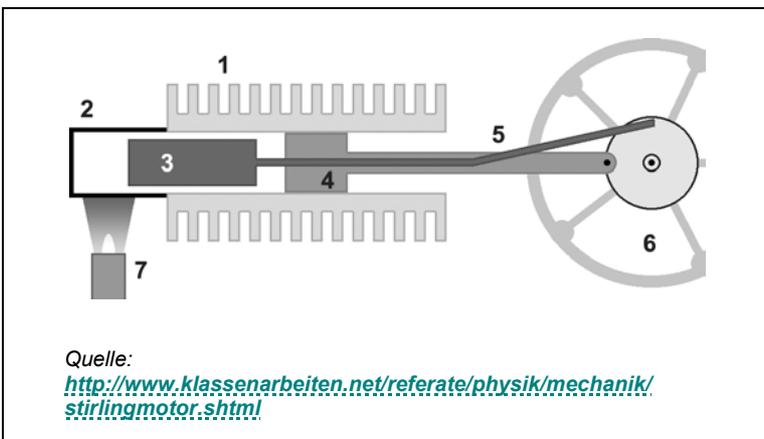


Abb. 12:
Stirlingmotor

Der Verdränger (3) ist ein Kolben, der das Gas zwischen der warmen und kalten Seite hin- und herbewegt. Sein Durchmesser ist ein wenig kleiner als der Zylinderdurchmesser, damit das Gas um den Verdrängerkolben strömen kann. Wird der Verdränger nach links bewegt, strömt das erwärmte Gas durch den Spalt zwischen Verdränger und Zylinderwand zur kalten Seite nach rechts. Es wird dort abgekühlt, und der Druck im Behälter sinkt. Mit dem Arbeitskolben (4) kann die Druckänderung in mechanische Energie umgewandelt werden. Während der Verdränger angetrieben werden muss, gibt der Arbeitskolben Energie ab. Bei Einsatz eines Stirlingmotors in einer KWK beträgt der elektrische Wirkungsgrad in etwa 30 %, der Gesamtwirkungsgrad bis etwa 90 %. Stirlingmotoren werden mit elektrischen Leistungen zwischen 10 kW_{el} und 150 kW_{el} gebaut [ix].

Vorteile:

- Durch die Art der Wärmezufuhr kann jede Wärmequelle zum Antrieb genutzt werden. Daher ist Abwärme sowie Wärmestrahlung aus Sonnenenergie zum Antrieb geeignet, solange die Temperatur ausreichend hoch ist.
- Stirlingmotoren zeichnen sich durch einen geringen Lärmpegel aus.

Hemmnisse:

- Stirlingmotoren werden hauptsächlich in Klein – und Kleinstprojekten eingesetzt
- Anzahl der Hersteller ist begrenzt
- Stirlingmotoren werden industriell zur Zeit selten eingesetzt.

Einsatz:

- Im Ökopark Hartberg/Stmk. wird aus einem Biomassekraftwerk über eine Kraft-Wärme-Kopplung, im vorliegenden Fall ein Stirlingmotor mit einer Nennleistung von 30 kW, elektrische Energie gewonnen. Der elektrische Strom dient der Eigenstrombedarfsabdeckung der KWK, der restliche Strom wird ins öffentliche Netz eingespeist [x].
- BHKW's für dezentrale Energieversorgung für Ein- und Mehrfamilienhäuser.

3.1.10 Speisewasservorwärmung

Der Dampfturbinenprozess ist ein weit verbreiteter Prozess in Wärmekraftwerken und auf Industrieebene. Dies hat zu einem generell hohen Entwicklungsstand geführt.

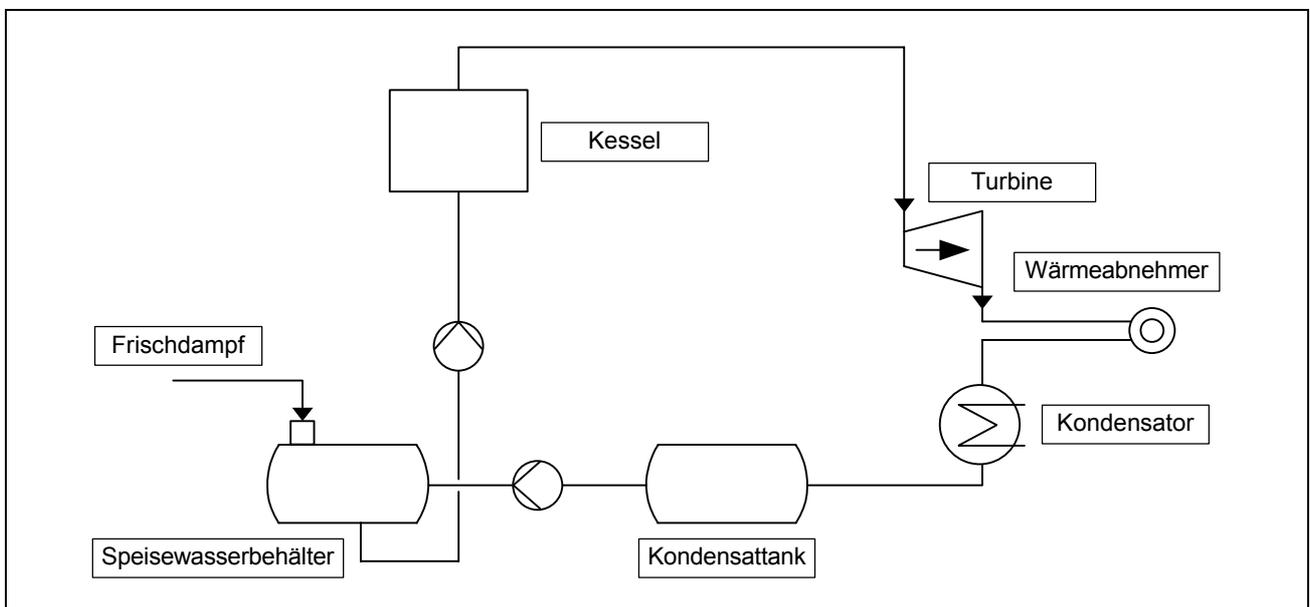


Abb. 13: konventionelle Anlage

In konventionellen Anlagen wird Wasser im Kessel durch Zufuhr von Energie in Dampf umgewandelt. Der Dampf strömt gegebenenfalls über eine Turbine und treibt diese an, strömt zu den Wärmeabnehmern, weiter in den Kondensator und sammelt sich im Kondensattank. Danach wird das Wasser von der Kondensatpumpe in den Speisewasserbehälter befördert. Von dort wird das Kesselspeisewasser mittels Pumpe auf Betriebsdruck gebracht und dem Kessel zugeführt.

Im Wesentlichen gibt es 3 Möglichkeiten, das Speisewasser vorzuwärmen:

- mittels Abwärme z. B. aus einem Prozess
- mittels Economiser
- mittels entgastem Speisewasser.

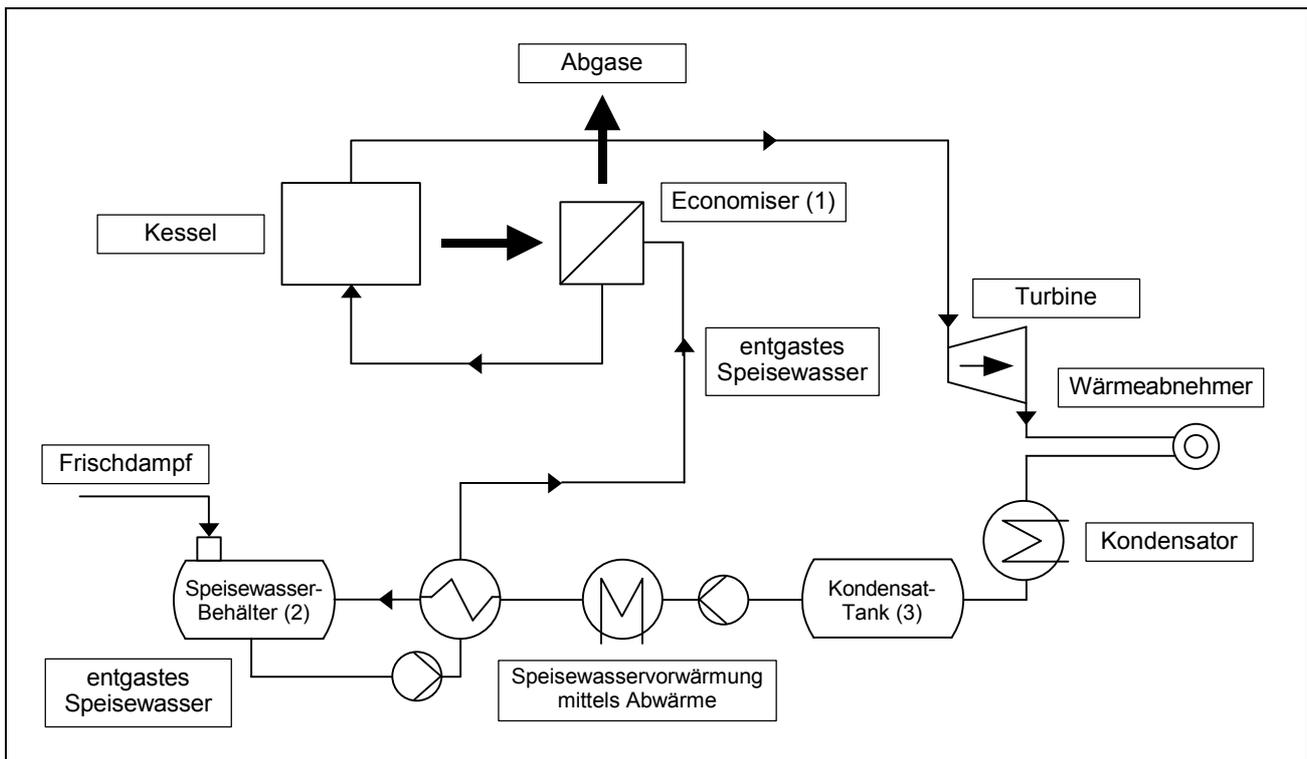


Abb. 14: Speisewasservorwärmung

Die Speisewasservorwärmung kann über eine vorhandene Abwärme zum Beispiel mittels Wasser/Wasser-Wärmetauscher oder durch das heiße Abgas des Dampfkessels, durch den so genannten Economiser (Luft/Wasser-Wärmetauscher) erfolgen. Der Economiser (1) ist ein Wärmetauscher, über den die heißen Abgase des Dampfkessels geleitet werden und ihre Wärme auf das entgaste Speisewasser übertragen.

Weiters kann das dem Speisewasserbehälter (2) zugeführte Kondensat vor dem Speisewasserbehälter (2) mit entgastem Speisewasser vorgewärmt werden. Das Speisewasser aus dem Kondensattank (3) hat eine niedrigere Temperatur als das entgaste Speisewasser aus dem Speisewasserbehälter (2). Durch einen Wärmetauscher wird entgastes Speisewasser weiter abgekühlt (Wärme wird an das Speisewasser aus dem Kondensattank abgegeben). Somit wird das entgaste Speisewasser mittels Speisewasserpumpe (in der Regel elektrisch betrieben, nur in Einzelfällen mit Dampf) kälter in den Economiser (1) gefördert und erhöht so aufgrund der gestiegenen Temperaturdifferenz dessen Wirkungsgrad und senkt damit auch die Abgastemperatur und die Abgasverluste. Insgesamt wird damit Frischdampf eingespart, da das Speisewasser im Speisewasserbehälter wärmer ist, und daher weniger Frischdampf für dessen Entgasung benötigt wird.

Der Gesamtwirkungsgrad lässt sich durch diese Maßnahmen steigern, das heißt, für eine bestimmte Nutzleistung muss weniger Brennstoffenergie zugeführt werden.

Mögliche Hemmnisse dieser 3 Möglichkeiten sind der erhöhte Platzbedarf und, vor allem für Industrieanlagen die Verfügbarkeit, die mit steigender Komplexität abnimmt. In bestehende Anlagen kann die Speisewasservorwärmung teilweise nur mit größerem Aufwand integriert werden. In der Praxis wird die Speisewasservorwärmung mittels entgastem Speisewasser bisher selten eingesetzt.

In Anlagen mit größerer Leistung gehört die Speisewasservorwärmung über den Economiser zum Standard. Hier ist allerdings häufig die Verbesserung des Wirkungsgrades des Economisers um bis zu 1 Prozent der Kesselleistung durch Vergrößerung der Temperaturspreizung möglich. Potenzial besteht auch bei Prozessen mit kleinerer Leistung. Interessant ist auch die Möglichkeit, Abwärme aus einem anderen Prozess zu nutzen.

Tab. 10:
Mögliche
Einsparungen bei
Speisewasser-
vorwärmung

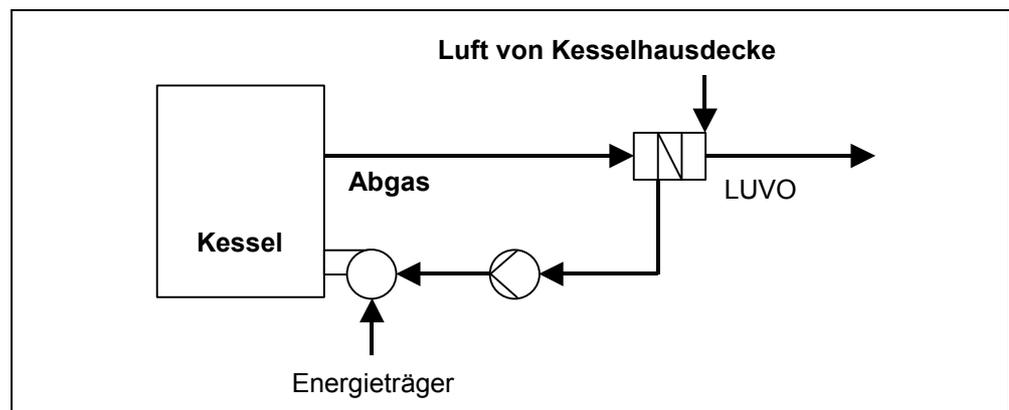
	Einheit	Wert
Energieeinsparung	MWh/a	etliche 1.000
Einsparung von CO ₂	t/a	etliche 100 t
Einsparung in €	€/a	etliche 10.000 €
Jahresbetriebsstunden	h/a	8.700

In der Praxis liegen die Einsparungsmöglichkeiten durch die Speisewasservorwärmung bei einigen % der erzeugten Dampfmenge. Somit betragen auch bei kleinen Kesseln die Energieeinsparungen größenordnungsmäßig einige GWh im Jahr. Z. B. 15 MW Kessel Einsparung von rund 5 GWh/a, ca. 60.000 €/a und rund 1.000 t CO₂/a. Die Einsparungen verhalten sich proportional zur Anlagengröße, d. h. eine größere Anlage hat entsprechend mehr Einsparungen.

3.1.11 Verbrennungsluftvorwärmung

Die bei der Verbrennung zur Oxidation des Brennstoffs notwendige Luft wird in der Regel von der Kesselhausdecke, je nach Isolierung mit 20–30 °C über der Umgebungstemperatur angesaugt. Je niedriger die Lufttemperatur, desto geringer wird auch die Flammentemperatur, da ein Teil der bei der Verbrennung freiwerdenden Energie zur Erwärmung der Luft verbraucht wird. Dadurch sinkt der Kesselwirkungsgrad. Durch Verbrennungsluftvorwärmung mittels Abwärmenutzung des Abgases kann die Flammentemperatur und somit der Kesselwirkungsgrad erhöht werden.

Abb. 15:
Verbrennungsluft-
vorwärmung



Die Luft von der Kesseldecke wird bereits vorher durch die Verluste des Kessels (Abstrahlverluste und Konvektionsverluste) vorgewärmt. Das heiße Abgas wird vor Eintritt in den Rauchfang über einen Wärmetauscher geleitet, dort wird die Wärme an die kühlere Verbrennungsluft abgegeben und somit deren Temperatur vor Eintritt in den Kessel nochmals erhöht.

Hemmnisse für den Einsatz dieser Technologie sind:

- Höhere NO_x Emissionen aufgrund der heißeren Flamme (gestufte Verbrennung kann dieses Problem vermeiden)
- Zu hoher Platzbedarf des Wärmetauschers
- Steigender Druckverlust und damit eventuell größeres Gebläse notwendig
- Brenner und Flammüberwachung müssen die höheren Temperaturen aushalten.

	Einheit	Wert
Energieeinsparung	MWh/a	etliche 1.000
Einsparung von CO ₂	t/a	etliche 100 t
Einsparung in €	€/a	etliche 10.000 €
Jahresbetriebsstunden	h/a	8.700

Tab. 11:
Mögliche Einsparungen
bei Verbrennungsluft-
vorwärmung

In der Praxis liegen die Einsparungsmöglichkeiten durch die Verbrennungsluftvorwärmung bei einigen % der erzeugten Dampfmenge. Somit betragen auch bei kleinen Kesseln die Energieeinsparungen größenordnungsmäßig einige GWh im Jahr. Z. B. 15 MW Kessel Einsparung von rund 2 GWh/a, ca. 30.000 €/a und rund 400 t CO₂/a.

3.2 Ventilatorsysteme

Die folgende Übersicht enthält die wichtigsten Energieeinsparoptionen, die für die Optimierung von Ventilatorsystemen berücksichtigt werden sollten.

3.2.1 Steuerung und Motorantriebssystem

Betriebsplan

Zur Laufzeitminimierung ist es wichtig, die Notwendigkeit der Belüftung während verschiedener Zeiten des Jahres, Monats und Tages zu analysieren. Ein anhand dieser Analyse optimierter Einsatzplan kann den Energiebedarf drastisch reduzieren. Zum Beispiel können in gewerblich genutzten Gebäuden und in der Industrie außerhalb der Arbeitszeiten häufig Lüftungsanlagen abgeschaltet werden.

Bedarfsabhängige Steuerung

Auf dem Markt ist eine Vielzahl an bedarfsabhängigen Steuerungen verfügbar. Durch eine Überwachung des Bedarfs kann der Luftdurchsatz entsprechend angepasst werden.

a) Drehzahlregelung

Eine der am häufigsten verwendeten Systeme zur Luftstromregelung ist der Einsatz drehzahlvariabler Antriebe mit Frequenzumrichter. Wenn die Drehzahl mittels eines Frequenzumrichters variiert wird, ist zu beachten, dass dieser zusätzliche Verluste (typischerweise etwa 5 %) aufweist. Diese können vernachlässigt werden, wenn der Ventilator oft unter Teillast arbeitet. Wenn es jedoch nicht nötig oder möglich ist, den Luftdurchsatz zu variieren, sollte auf den Einsatz eines Frequenzumrichters verzichtet werden.

b) Drallregelung

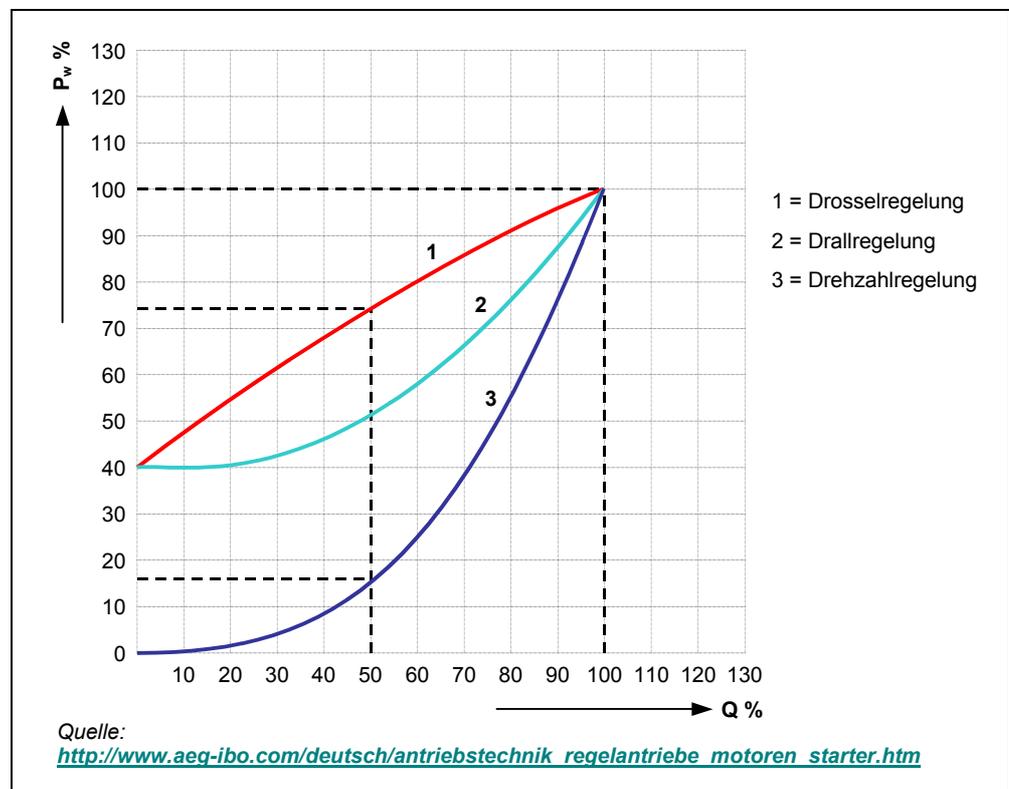
Bei der Drallregelung wird der Einfluss einer drallbehafteten Zuströmung auf das Gebläselaufrad auf die Ventilator Kennlinie ausgenutzt. Ein Gleichdrall im Drehsinn des Laufrades führt gegenüber der drallfreien Zuströmung zu einem Abfall, d. h. Erhöhung des Volumenstroms bei gleicher Motorleistung. Ein Gegendrall entgegen dem Drehsinn des Laufrades zu einer Anhebung der Kennlinie, d. h. Absenkung des Volumenstroms bei gleicher Motorleistung. Der Vordrall wird bei dieser Regelung durch Verstellung des Anstellwinkels eines aus mehreren Vorleitschaukeln bestehenden Schaufelgitters (Umstaffelungsgitter) vor dem Laufrad erzeugt.

c) Drosselregelung

Funktionsprinzip wie in Kapitel 3.4.2.4 beschreiben

Aus Abb. 16 ist deutlich ersichtlich dass die Drehzahlregelung die effizienteste Methode der Volumenstromregelung ist.

Abb. 16:
Motorleistung eines Ventilators über die Fördermenge;



d) Bei größeren Ventilatoren ist die Einstellung der Schaufelstellung ein übliches Verfahren zur Anpassung des Luftstroms.

3.2.2 Motor

a) Auswahl des richtigen Motortyps und der richtigen Motorleistung.

Ein zu großer Sicherheitszuschlag führt zur Überdimensionierung und zusätzlichen Verlusten. Moderne Motoren bieten gute Wirkungsgrade in einem Nennlastbereich von 80 bis etwa 100 %, was die Auswahl erleichtert. Die Auswahl des richtigen Motors ist dennoch sehr wichtig.



- b) Abgesehen von Anwendungen mit sehr geringem Leistungsbedarf, lohnt es sich immer, Eff1- oder Eff2-Motoren einzusetzen, die dazu beitragen, Energieverluste und damit Kosten zu verringern.

3.2.3 Kraftübertragung

Die effizienteste Kopplung von Motor und Ventilator ist die Direktkopplung auf einer Achse. Folglich sollte nach Möglichkeit jedes unnötige Element zwischen Motor und Ventilator vermieden werden. Folgende Maßnahmen können ergriffen werden.

- a) Getriebe vermeiden
- b) Von Keilriemen- zu Direktantrieb wechseln
- c) Von Keilriemen- zu Flachriemenantrieb wechseln
- d) Von Flachriemen- zu Direktantrieb wechseln.

3.2.4 Luftkanäle

- a) Das Leitungssystem in Gebäuden und Industrieanlagen wird typischerweise installiert, nachdem die Hauptkonstruktionen/Hauptanlagen errichtet wurden. Dies erfordert teilweise häufige Krümmungen und Querschnittsänderungen. Hinzu kommt, dass meist rechteckige Lüftungskanäle installiert werden, während kreisförmige energetisch günstiger sind.
- b) Darüber hinaus muss eine Ventilatorenanlage nach der Installation so ausgelegt werden, dass überall die erforderlichen Luftmengen erreicht werden. Diese Auslegung beinhaltet zum Teil den Einsatz von Drosselklappen, was zusätzliche Druck- und Energieverluste mit sich bringt. Um diese zu minimieren, ist eine korrekte Planung der Lüftungsanlage nötig.

3.2.5 Ventilatorenauswahl und -wartung

Zusätzliche Energieeinsparungen sind häufig durch die Wahl des richtigen Ventilators realisierbar. Diese wird heute durch die Ventilatorenauswahlprogramme der Hersteller wesentlich erleichtert. Weitere Einsparungen können durch die regelmäßige Wartung von Ventilatoren und Systemkomponenten erzielt werden.

Tab. 12 zeigt das Einsparpotential für die genannten Maßnahmen und enthält Hinweise zu ihrer Anwendbarkeit bei Neuinvestitionen, bei Generalüberholung und bei Systemnachrüstungen.

In der Regel ergeben sich die größten wirtschaftlichen Einsparpotenziale, wenn die Volumenstromregelung durch Drosselung auf eine Regelung mittels FU oder eine Drall-Regelung umgestellt wird.

Tab. 12:
Mögliche
Einsparpotentiale für
Ventilatorensysteme
und typische
Anwendbarkeit der
vorgeschlagenen
Maßnahmen [11]

Einsparmaßnahmen	Einsparpotential		Anwendbarkeit auf Systeme	
	[%]	neu	größere Überholung	Nachrüstung
(1) Steuerung				
a) Betriebsplan	10 bis 50			☺
b) Bedarfssteuerung	-5 bis 50		☺	☺
(2) Motor				
a) Auswählen des richtigen Motortyps und der richtigen Motorgröße	5 bis 20	☺	☺	
b) Einsatz hoch-effizienter Motoren (EFF1)	2 bis 10	☺	☺	
(3) Transmission				
Von Keilriemen- zu Direktantrieb	5 (größere Ventilatoren) bis 15 (kleinere Ventilatoren)	☺	☺	
Von Keilriemen- zu Flachriemenantrieb wechseln	5–10		☺	☺
(4) Leitung	etwa 15	☺	☺	
(5) Ventilatorenauswahl und -wartung	5 bis 15	☺	☺	

3.3 Hocheffiziente Motoren und Steuerungen

3.3.1 Allgemein

Etwa 20 % des Gesamtprimärenergieverbrauches Österreichs werden für elektrische Antriebe und Beleuchtung aufgewendet. Von der gesamten erzeugten Strommenge werden in der Industrie durchschnittlich ca. 70 % in Antrieben eingesetzt. Elektrische Antriebe sind durch ihre meist hohen Laufzeiten maßgebliche Stromverbraucher. Sie werden für Prozessmaschinen, Fördermaschinen, Gebläse und Pumpenantriebe ebenso verwendet wie zur Druckluftgenerierung.

Bei größeren Antrieben mit hohen Laufzeiten sind die Energiekosten mit Abstand der maßgeblichste Anteil bei der Betrachtung der Lebenszykluskosten. So liegen beispielsweise die Kosten für den Antrieb, die Installation und die Wartung bei einem 110 kW-Antrieb in der Industrie bei ca. 1 %. 99 % der Lebenszykluskosten fallen dabei auf den Bereich der Energiekosten.

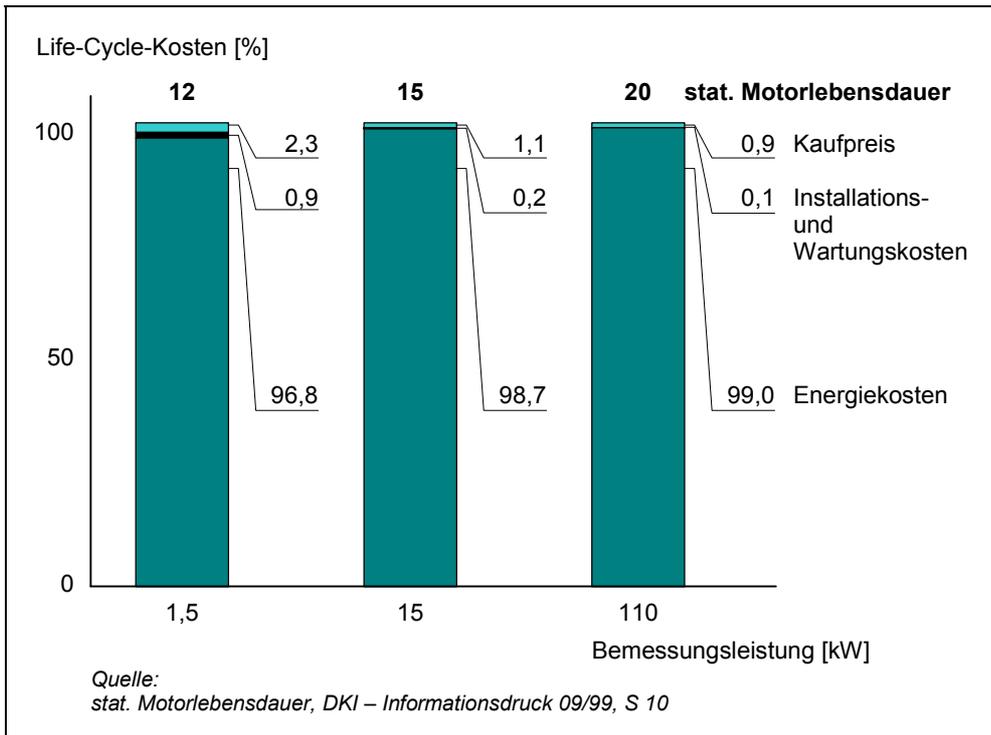


Abb. 17:
Lebenszykluskosten bei
einer Nutzungsdauer
von 3000 h/a

Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, der Energieeffizienz von Antrieben große Bedeutung beizumessen. Dabei sollte einerseits der Antrieb selbst möglichst effizient arbeiten, andererseits ist es ausgesprochen wichtig, dass der Antrieb an die Antriebsaufgabe möglichst gut angepasst wird (siehe Kapitel 3.4).

Tab. 13 zeigt die wichtigsten Energieeinsparmaßnahmen für Antriebssysteme. Dabei handelt es sich um Erfahrungswerte, d. h. die Anwendbarkeit der Maßnahmen und das realisierbare Einsparpotential hängen von den spezifischen Kenndaten der jeweiligen Anlage ab.

Maßnahme	Einsparpotential
Systeminstallation oder Erneuerung	
Energieeffiziente Motoren (EEM)	2–8 %
Korrekte Dimensionierung	1–3 %
Energieeffiziente Motorreparatur	0,5–2 %
Antriebe mit veränderlicher Drehzahl (ASD)	10–50 %
Getriebe/Untersetzungsgetriebe mit hoher Effizienz	2–10 %
Qualität der Stromversorgung	0,5–3 %
Systembetrieb und Wartung	
Schmierung, Einstellung und Feinabstimmung	1–5 %

Tab. 13:
Mögliche
Energieeinsparpotenziale
für Antriebssysteme [xiv]

3.3.2 Regelung

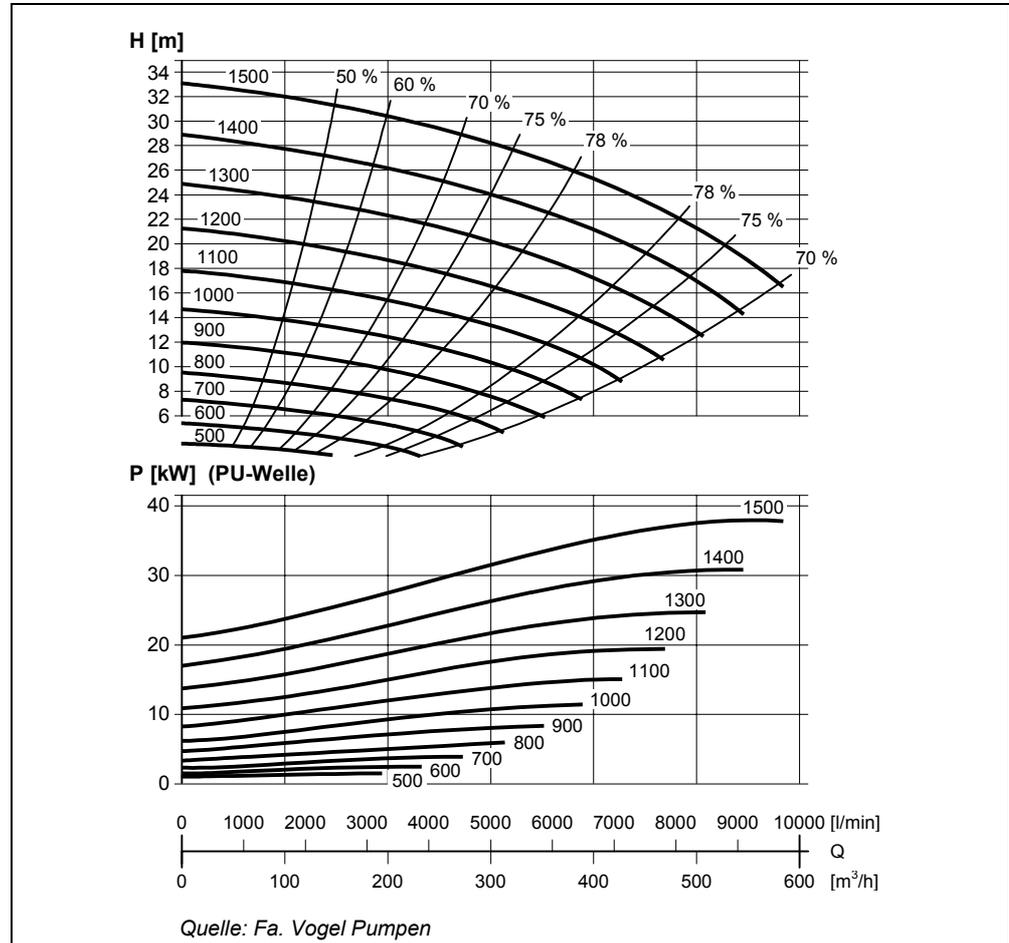
3.3.2.1 Drehzahlregelung mit Frequenzumrichter (FU), Adjustable Speed Drive (ASD)

Mit einem Frequenzumrichter wird die Statorspannung und Frequenz eines Asynchronmotors (dieser stellt im Prinzip einen 3 Phasen Induktionsmotor dar) stufenlos verändert. Dadurch wird aus dem Standardmotor ein drehzahlveränderliches Antriebssystem (ASD – Adjustable Speed Drive). Bei Antrieb einer Pumpe kann damit der Förderstrom mittels Drehzahlvariiierung in weiten Bereichen geregelt werden. FU's sind bei geeigneten Motoren (Drehstrom-Asynchronmotoren) nachrüstbar. Damit kann aus einer starren Pumpe eine drehzahlregelbare Pumpe gemacht werden.

Pumpenkennlinien liegen grundlegende hydrokinetische und -dynamische Gesetze zugrunde. Daher ist jeder Punkt im Kennfeld der jeweiligen Pumpe anfahrbar. Aufgrund sich nicht verändernder Geometrien sind die kinematische und auch die dynamische Ähnlichkeit der Strömungsverhältnisse garantiert. Die Drehzahl wird entsprechend der zu erreichenden Fördergrößen Höhe und Volumenstrom geregelt. Somit kann jeder sich durch entsprechende Anlagenabnahmeparameter ergebende Punkt im Kennfeld durch Variation der Drehzahl erreicht werden.

Abb. 18 zeigt ein typisches Kennlinienblatt einer Pumpe. Die Prozentangaben betreffen den Wirkungsgrad, H [m] ist der Pumpendruck in m Wassersäule (1 m Wassersäule entspricht 0,1 bar), die Drehzahl kann von 500 U/min–1.500 U/min geregelt werden, PU-Welle bezeichnet die erforderliche Leistung an der Pumpenwelle.

Abb. 18:
Kennlinien einer Pumpe
für verschiedene
Drehzahlen



Eine Abhängigkeit 3. Ordnung vom Volumenstrom ergibt sich, wenn die notwendige Motorleistung entlang der Anlagenkennlinie (H-Q Diagramm, Linien mit Prozentangaben) bestimmt wird, d. h. entlang der Anlagenkennlinie (quadratische Parabel) nach oben gefahren (der Volumenstrom erhöht wird), und bei den entsprechenden Drehzahlen die Leistungen bestimmt und diese über dem Volumenstrom aufgetragen werden.

Diese Regelungsart erzielt die höchsten Energieeinsparungen, erfordert aber auch höhere Investitionskosten. Weiters reduzieren sich auch die Wartungskosten der Motoren.

Gründe, die teilweise gegen eine Umrüstung auf eine Drehzahlregelung sprechen, sind die größere Störanfälligkeit durch Einbau der Leistungselektronik, der erforderliche Platz im Schaltschrank und vor allem die Netzverunreinigung durch Oberwellen. Weitere Hemmnisse ergeben sich bei alten Motoren, die aufgrund ihres Motoraufbaus nicht mit FUs betrieben werden können.

Drehzahlregelung mittels FU wird bei Antrieben >100 kW bei 80–90 % aller zu regelnden Pumpen eingesetzt. Bei Leistungen bis 50 kW ist der Einsatz eher selten und nur dann wenn sich daraus verfahrenstechnische Vorteile ergeben. Frequenzumrichter werden bis zu Leistungen von ca. 500 kW eingesetzt. Motoren mit größeren Leistungen werden meist so dimensioniert, dass sie im optimalen Betriebsbereich betrieben werden, bzw. nur geringfügig gedrosselt werden müssen.

Als Einsatzbeispiel kann die Drehzahlregelung von Brunnenpumpen zur Frischwasserversorgung genannt werden. Da die Förderleistung im Volllastbetrieb zu groß ist, wird eine der Pumpen (= Regelpumpe) drehzahl geregelt.

3.3.2.2 Sanftanlauf

Eine weitere Möglichkeit der Anpassung des Betriebszustandes an die Antriebsaufgabe als auch das sanfte Anlaufen von Drehstrom-Asynchronmotoren bietet die Verwendung von speziellen Sanftanlaufsteuerungen. Induktionsmotoren (Asynchronmotoren) sind in gewissen Bereichen (Teillastbereich) deutlich ineffektiv, weil sie nicht die Fähigkeit besitzen, die aufgenommene elektrische Leistung der abgegebenen mechanischen Leistung effektiv anzupassen.

Wenn Asynchronmotoren nicht unter Volllast arbeiten, wird ein beträchtlicher Teil der aufgenommenen Energie verschwendet.

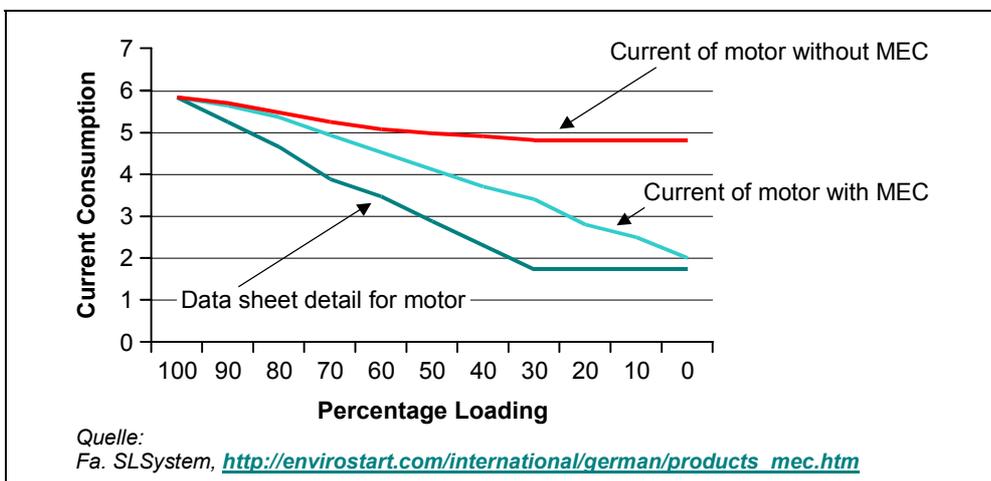


Abb. 19:
Leistungsaufnahme
bei verschiedenen
Lastbereichen

Das Motor-Kontroll-System MKS (= MEC, Motor Energy Control) nutzt die leistungsstarke Mikroprozessortechnologie in Verbindung mit integrierter Software, um den Motor ständig zu überwachen und sicher zu stellen, dass die Energiezufuhr exakt der wechselnden mechanischen Belastung des Motors angepasst wird. Jeder Lastwechsel, positiv oder negativ, wird durch das System erkannt und die elektrische Energiezufuhr am Motor wird entsprechend korrigiert und zwar in weniger als 12 Millisekunden.

Die angepasste, reduzierte, elektrische Energiezufuhr an den mechanischen Bedarf reduziert nicht nur die Kosten für Strom, sondern reduziert entsprechend die Abnutzung an den elektrischen Einrichtungen und bietet erhöhten Schutz für den Motor sowie die damit verbundenen Anlagen.

Die sanfte Beschleunigung und der sanfte Auslauf der kompletten Anlage reduzieren den mechanischen Stress und verlängern die Lebenszeit des Motors bei gleichzeitig reduzierten Wartungskosten für Motor und angetriebene Anlage.

Das System arbeitet über bidirektional geschaltete Thyristoren mittels Phasenanschnittsteuerung.

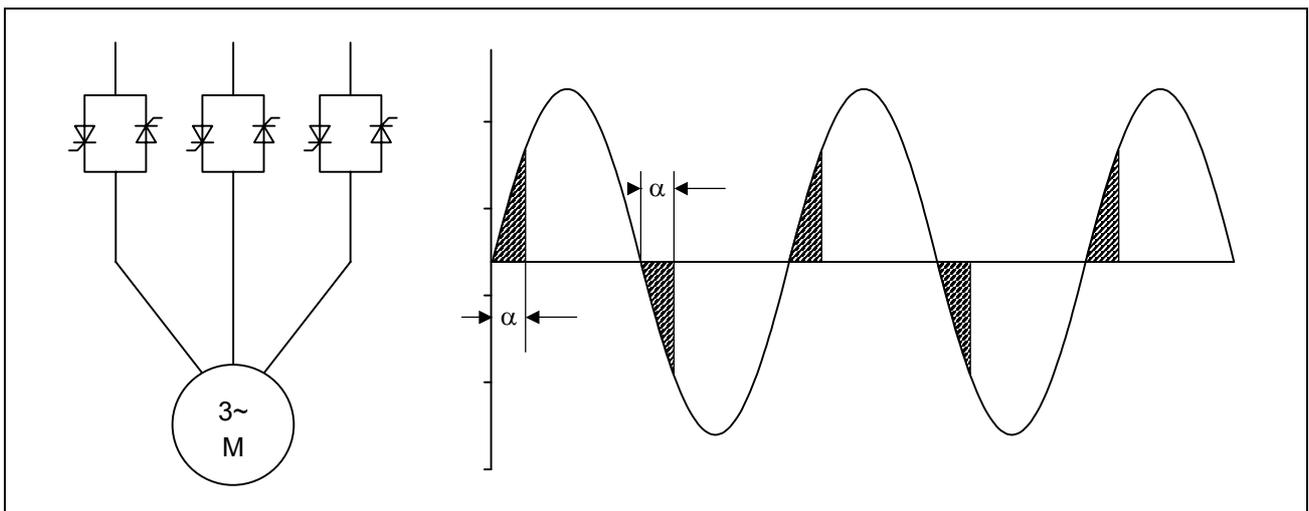


Abb. 20: Phasenverlauf bei Phasenanschnittsteuerung mittels Thyristoren

Dadurch wird im Teillastbereich des Motors der aufgenommene Gesamtstrom reduziert, womit auch die Kupfer- und Eisenverluste sinken und daher die Wirkleistung steigt. Der $\cos \varphi$ ist definiert als das Verhältnis von Wirk- zu Scheinleistung. Wird die Wirkleistung größer steigt der $\cos \varphi$ des Motors, was zu einer Erhöhung der Effizienz des Antriebs führt.

Anwendung finden derartige Systeme in den verschiedensten Bereichen wie z. B. Kühlanlagen, Metallformpressen, Druckluftanlagen, Rolltreppen usw. Die mögliche energetische Einsparung ist umso größer, je größer das Verhältnis zwischen Nennlast des Motors und tatsächlich betriebener Leistung des Antriebs ist. Bei stark überdimensionierten Antriebsmotoren mit großer Laufzeit können diese Systeme oftmals wirtschaftlich eingesetzt werden [xi], [xii].

Die Amortisationszeit bei stark im Teillastbereich arbeitenden Antrieben beträgt < 3 Jahre.



Die möglichen Einsparungen betragen je nach Belastung des Motors zwischen 5 und 10 % der Motornennleistung. Je geringer der Motor belastet wird, desto mehr kann eingespart werden.

Bei dieser Regelung werden nach dem Hochfahren die Drehzahl und das Moment an der Welle konstant gehalten, d. h. der Betrieb wird nicht verändert. Bei der Drehzahlregelung mit FU wird die Drehzahl des Motors verändert, was daher auch den Betrieb der Anlage ändert.

3.3.3 Effizienzverbesserung

Eine Verbesserung der Effizienz der elektrischen Antriebe ist durch verschiedenste bauliche Maßnahmen der Antriebsmaschine wie z. B. durch Verwendung besserer Blechqualitäten oder Vergrößerung der Blechpakete ebenso möglich, wie durch eine verminderte magnetische Beanspruchung des Antriebs (Verminderung der Wärmeentwicklung). Außerdem kann durch größere Läufernuten (Schnittgeometrie) der Wicklungswiderstand reduziert werden oder durch Verwendung optimierter Lager und Lüfter der Motorwirkungsgrad weiter gesteigert werden.

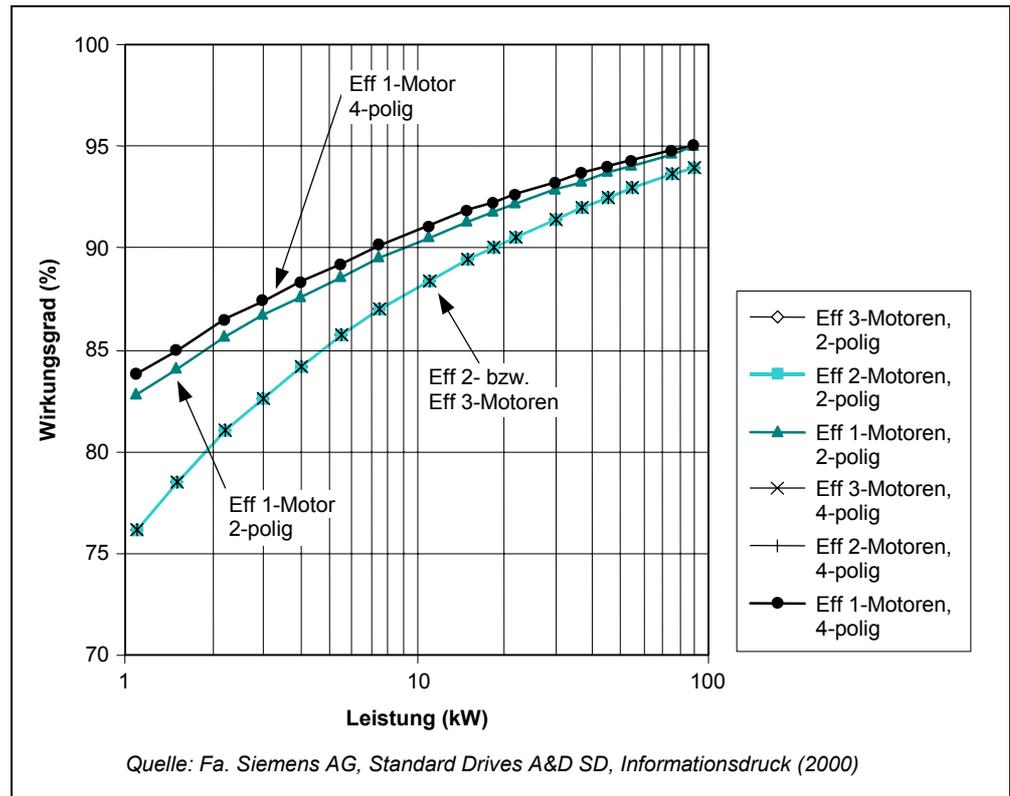
Zur einfacheren Handhabung der Anwender sind die verschiedensten Antriebe aufgrund ihrer erreichbaren Wirkungsgrade in sogenannte Effizienzklassen eingeteilt, wobei folgendes gilt:

- Effizienzkategorie 1 = hocheffiziente Motoren
- Effizienzkategorie 2 = wirkungsgradverbesserte Motoren
- Effizienzkategorie 3 = Standardmotoren.

Leistung (kW)	2-pol-Motoren			4-pol-Motoren		
	Eff 3- Motoren	Eff 2- Motoren	Eff 1- Motoren	Eff 3- Motoren	Eff 2- Motoren	Eff 1- Motoren
1,1	< 76,2	≥ 76,2	≥ 82,8	< 76,2	≥ 76,2	≥ 83,8
1,5	< 78,5	≥ 78,5	≥ 84,1	< 78,5	≥ 78,5	≥ 85,0
2,2	< 81,0	≥ 81,0	≥ 85,6	< 81,0	≥ 81,0	≥ 86,4
3	< 82,6	≥ 82,6	≥ 86,7	< 82,6	≥ 82,6	≥ 87,4
4	< 84,2	≥ 84,2	≥ 87,6	< 84,2	≥ 84,2	≥ 88,3
5,5	< 85,7	≥ 85,7	≥ 88,6	< 85,7	≥ 85,7	≥ 89,2
7,5	< 87,0	≥ 87,0	≥ 89,5	< 87,0	≥ 87,0	≥ 90,1
11	< 88,4	≥ 88,4	≥ 90,5	< 88,4	≥ 88,4	≥ 91,0
15	< 89,4	≥ 89,4	≥ 91,3	< 89,4	≥ 89,4	≥ 91,8
18,5	< 90,0	≥ 90,0	≥ 91,8	< 90,0	≥ 90,0	≥ 92,2
22	< 90,5	≥ 90,5	≥ 92,2	< 90,5	≥ 90,5	≥ 92,6
30	< 91,4	≥ 91,4	≥ 92,9	< 91,4	≥ 91,4	≥ 93,2
37	< 92,0	≥ 92,0	≥ 93,3	< 92,0	≥ 92,0	≥ 93,6
45	< 92,5	≥ 92,5	≥ 93,7	< 92,5	≥ 92,5	≥ 93,9
55	< 93,0	≥ 93,0	≥ 94,0	< 93,0	≥ 93,0	≥ 94,2
75	< 93,6	≥ 93,6	≥ 94,6	< 93,6	≥ 93,6	≥ 94,7
90	< 93,9	≥ 93,9	≥ 95,0	< 93,9	≥ 93,9	≥ 95,0

Tab. 14:
Wirkungsgradklassen
für 2- und 4-pol-Motoren
(Quelle:
www.zvei.de/antriebe)

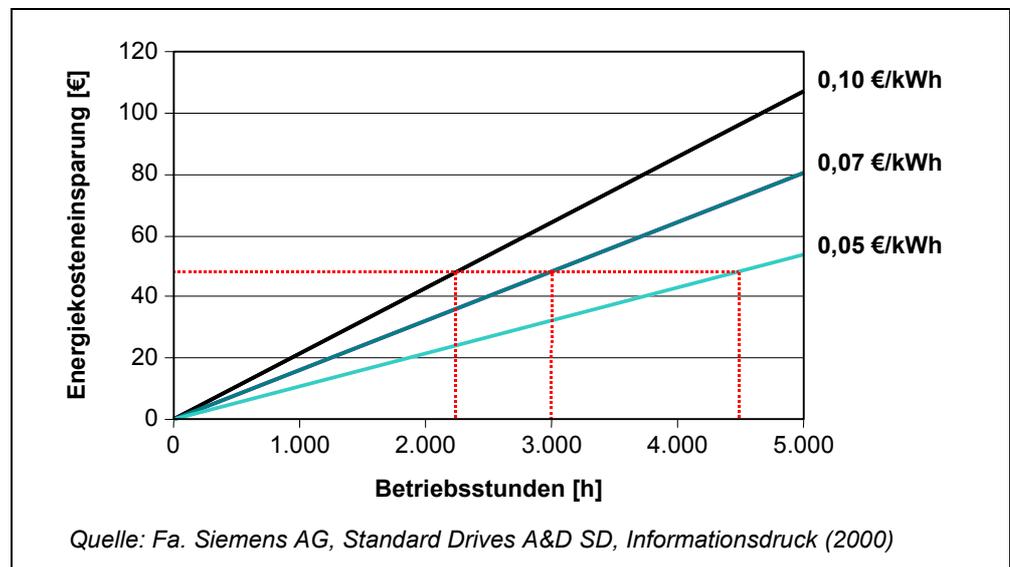
Abb. 21:
Europäische
Wirkungsgrad-
klassifizierung für
2- und 4-polige
Induktionsmotoren



Mit Antrieben der Effizienzklasse 1 können die Energieverluste um durchschnittlich 40 % reduziert werden, mit Antrieben der Effizienzklasse 2 um durchschnittlich 20 %. Bei Motorlaufzeiten von 4.000 Stunden pro Jahr oder mehr können die Mehrkosten für die Anschaffung eines Hocheffizienzmotors durch die verringerte Energieaufnahme innerhalb eines Jahres amortisiert werden. Außerdem kann die Lebensdauer des Motors durch die höhere Qualität und den höheren Anteil an Aktivmaterial erhöht werden [xiii].

Ein Tausch eines alten Motors auf einen Motor höherer Effizienzklasse ist im Normalfall nicht wirtschaftlich.

Abb. 22:
Energiekosteneinsparung
eines Eff1-Energiespar-
motors 5,5 kW, 4-polig
bei verschiedenen
Strompreisen





Bei Neuanschaffung wird in der Regel auf die Energieeffizienzklasse Rücksicht genommen, es sei denn es werden bereits auf Lager liegende vor längerer Zeit angeschaffte Motoren verwendet.

Hemmnisse für Umrüstung auf effizientere Motoren ist zumeist die lange Lebensdauer des in Betrieb befindlichen Motors.

3.3.4 Rückeinspeisung

Viele elektrische Antriebe arbeiten abwechselnd im Anfahr- und Bremsbetrieb. Die beim Anfahren aufgenommene elektrische Energie wird in kinetische (z. B. bei Zentrifugen) bzw. potentielle Energie (z. B. bei Aufzügen) umgewandelt, die dann beim Abbremsen wieder in elektrische Energie umgewandelt wird. Damit der Antrieb abgebremst werden kann, muss gewährleistet sein, dass diese überschüssige Energie abgeführt wird. Es ist daher notwendig, sie zu speichern oder in andere Energieformen umzuwandeln. Häufig werden dafür Bremswiderstände oder mechanische Bremsen eingesetzt. Die beim Bremsen produzierte elektrische Energie wird dabei in Wärme umgewandelt und geht verloren.

Bei Antrieben mit Netzurückspeisung arbeitet der Motor im Bremsbetrieb als Generator und liefert die beim Bremsen entstehende elektrische Energie wieder ins Netz zurück. Die Motoren müssen dazu mit Frequenzumrichtern ausgestattet sein. Diese passen die vom Motor (Generator) gelieferte elektrische Energie an die 50 Hz Frequenz des Netzes an.

Vorteile der Netzurückspeisung:

- Energieeinsparung
- Hohe Antriebsdynamik (sowohl Antrieb als auch Bremse)
- Weniger Wärmeproduktion im Schaltschrank, da kein Bremswiderstand vorhanden; dadurch kann Kühlung entfallen.

Hemmnisse für den Einsatz der Netzurückspeisung:

- Rückwirkungen auf das Einspeisenetz durch Oberwellenverunreinigung
- Bei Netzausfall ist Bremsen nur mittels mechanischer Bremsvorrichtung möglich.

Elektrische Antriebe mit Rückeinspeisung werden dort verwendet, wo oft zwischen Anfahren und Abbremsen gewechselt werden muss. Das sind z. B. Zentrifugen, Aufzüge und Kräne.

Tab. 15 zeigt die Kosten und den Schaltungsaufwand für rückspeisefähige Antriebe. Weiters wird angeführt wie aufwendig eine Netzurückspeisung ist.

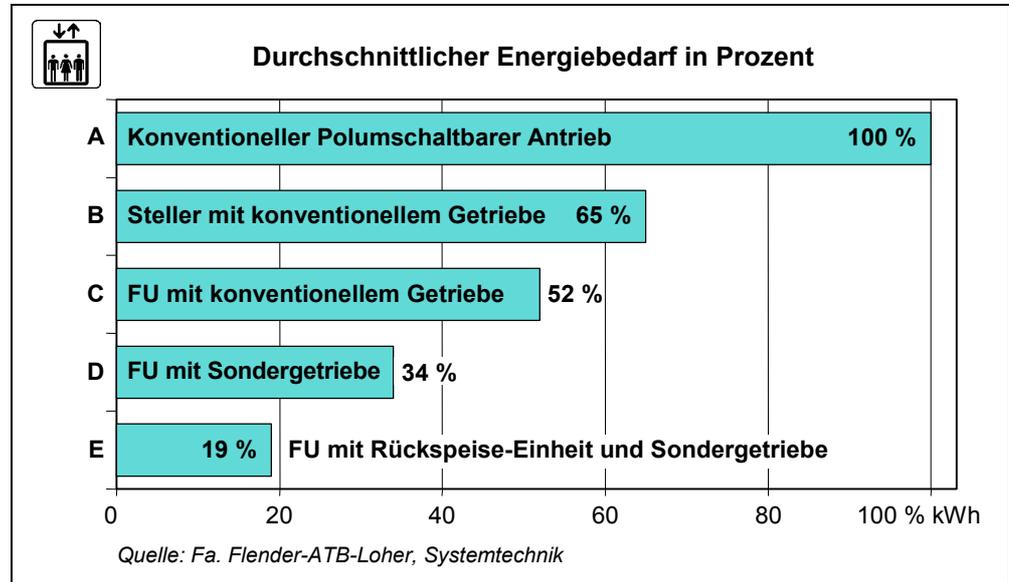
Motortyp	Kosten	Schaltungsaufwand	Rückspeisung
Reihenschlussmotor	mittel	sehr gering	aufwendig
Fremderregter Gleichstrommotor	hoch	gering	mittel
Asynchronmotor	niedrig	hoch	kein zusätzlicher Aufwand
Permanent erregter Synchronmotor	mittel	hoch	kein zusätzlicher Aufwand
Synchronmotor	mittel	hoch	kein zusätzlicher Aufwand
Reluktanzmotor	niedrig	mittel	kein zusätzlicher Aufwand

Tab. 15:
Rückspeisefähige
Antriebe

Quelle:
www.kvg-gesamtschule-nordwalde.de/Antriebe/elektroauto.html

Durch Verwendung derartiger Systeme können, wie in Abb. 23 ersichtlich, bedeutende Energieeinsparungen erzielt werden. Vor allem bei der Neuerrichtung von Anlagen erzielen Antriebe mit Rückeinspeisung, unter der Voraussetzung von zahlreichen Betriebsstunden, eine Amortisationszeit von unter 3 Jahren.

Abb. 23:
Energiebilanz von
Aufzügen



Industrielle Anwendung findet diese Technologie z. B. als Bremseinrichtung eines Umrollers, bei dem Karton oder Papier von einer Rolle abgerollt, geschnitten und auf eine andere wieder aufgerollt wird. Um die Karton- oder Papierbahn immer straff zu halten, muss die Rolle von der abgerollt wird gebremst werden. Dies wird anstatt mit mechanischer Bremse mittels Generatorbremse verwirklicht.

Unter der Annahme dass 80 % der Antriebsleistung von 55 kW zurückgewonnen werden können, ergibt sich für 6.000 Betriebsstunden/a eine erzeugbare Energie von:

$$E = 55 \text{ KW} * 0,8 * 6.000 \text{ h/a} = 264.000 \text{ kWh/a}$$

Das sind bei einem Strompreis von 40 €/MWh 10.558 €/a.

3.4 Pumpenregelung

3.4.1 Erforderliche Pumpenleistung

Zunächst sollen einige theoretische Ausführungen über mögliche Energieeinsparungen bei Pumpen zu Beginn dieses Kapitels angegeben werden.

Die elektrische Leistung P einer Pumpe errechnet sich aus folgender Formel:

$$P = \frac{\dot{V} \Delta p_{ges}}{\eta}$$

\dot{V} [m³/s] Fördermenge der Pumpe

Δp_{ges} [Pa] die von der Pumpe zu überwindende Druckdifferenz

η [1] Wirkungsgrad (hydraulischer Nutzen/elektrisch zugeführte Leistung)



Der Auslegungspunkt der Pumpe ergibt sich als der Schnittpunkt der Anlagenkennlinie und der Pumpenkennlinie. Die Anlagenkennlinie ist mit sehr guter Näherung eine quadratische Parabel. Das heißt die Netzverluste ergeben sich aus:

$$\Delta p_{\text{Netz}} = R \dot{V}^2$$

Dabei ist die Konstante R die Netzwidestandszahl.

Demnach gilt, dass die Antriebsleistung einer Pumpe proportional der dritten Potenz des geförderten Volumenstromes ist.

$$P = \frac{\dot{V} \times R \dot{V}^2}{\eta} \Rightarrow P = \frac{\dot{V}^3 R}{\eta}$$

Dies bedeutet, dass bei einer Reduktion des Volumenstroms durch eine Pumpe um beispielsweise 20 %, die notwendige Antriebsleistung der Pumpe von zunächst 100 % auf $(1 - 0,2)^3 \times 100 = 51,2$ % reduziert wird. Bei einer Reduktion des Volumenstroms um 50 % ergibt sich eine Verringerung der Pumpenantriebsleistung auf nur noch 12,5 %.

3.4.2 Regelung von Pumpen

Generell sollten Pumpen bei starrer Betriebsweise, d. h. ohne wechselnde Betriebszustände, genau auf die erforderliche Leistung dimensioniert werden, jede Überdimensionierung wirkt sich negativ auf den Energieverbrauch aus. Werden jedoch nachträglich Änderungen an der hydraulischen Anlage vorgenommen oder wird die Auslastung des Betriebes verringert etc., ist es notwendig, Volumenströme den neuen Zuständen anzupassen. Nachstehende Regelungen werden hauptsächlich eingesetzt.

3.4.2.1 Mehrfachpumpen verwenden

Mehrfachpumpen bieten eine Alternative zur variablen Drehzahl-, Bypass- oder Drosselregelung. Die Einsparungen ergeben sich, weil bei geringerem Volumenstrom eine oder mehrere Pumpen abgeschaltet werden können, während die anderen Pumpen mit hoher Effizienz arbeiten. Kleine Drosselklappen sind in Erwägung zu ziehen, wenn die Pumpenleistung häufig unter der Hälfte der maximalen Leistung liegt [xiv].

3.4.2.2 Unnötige Pumpen stilllegen

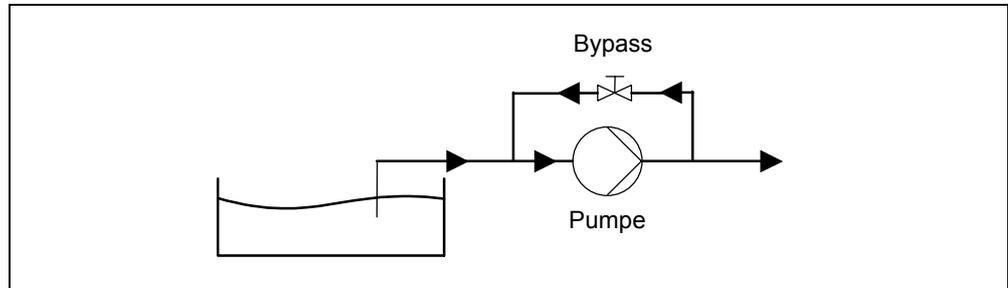
Wenn mit Überkapazität d. h. Mehrfachpumpen gearbeitet wird, weil die Förderströme schwanken, kann die Anzahl der in Betrieb befindlichen, parallel geschalteten Pumpen automatisch durch den Einbau von Druckschaltern an einer oder mehreren Pumpen geregelt werden [xiv].

3.4.2.3 Regelung durch Rezirkulation (Bypassregelung)

Bei der Bypassregelung wird ein Teilvervolumenstrom, welcher unnötig gefördert wird, von der Druckseite der Pumpe wieder zur Saugseite rückgeführt. Mittels verstellbaren Regelorgans ist die Rückfördermenge regulierbar.

Die Pumpe fördert einen konstanten Volumenstrom bei konstanter Leistung und konstantem Wirkungsgrad. Diese Regelung ist die energetisch schlechteste Möglichkeit zur Regelung einer Pumpe, da die aufgenommene Motorleistung unabhängig von der Fördermenge immer 100 % beträgt.

Abb. 24:
Schema
Bypassregelung

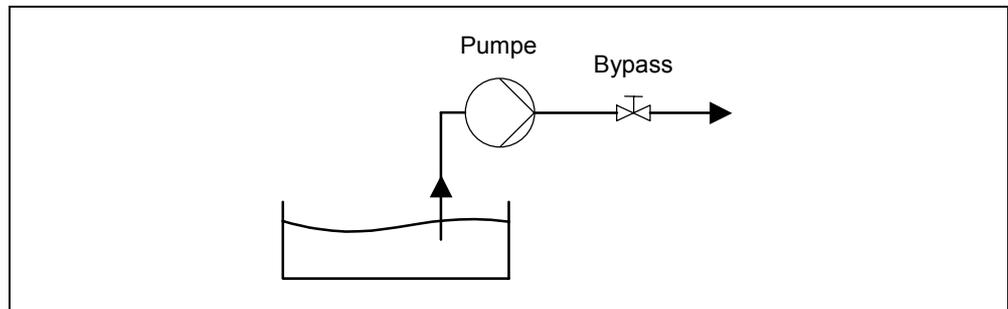


Diese Art der Regelung wird nur bei ca. 5 % der zu regelnden Pumpen eingesetzt, beispielsweise bei kleinen Dosierpumpen.

3.4.2.4 Drosselregelung

Durch druckseitiges Anordnen einer Drosselvorrichtung wird der Netzwidestand der Anlage erhöht und somit das Fördervolumen verringert. Die überschüssig eingebrachte Energie wird in Wärme umgewandelt und in den Förderstrom eingebracht. Eine Drosselregelung bedingt immer eine Erhöhung des Leistungsbedarfes und daher eine Minderung des Wirkungsgrades. Ein Einsatz ist nur bei Benötigung eines kurzzeitig verringerten Volumenstroms sinnvoll.

Abb. 25:
Schema
Drosselregelung



Die Drosselregelung ist im Allgemeinen weniger energieverschwendend als keine Regelung und Bybassregelung. Vorhandene Drosseln können daher ein kostengünstiges Mittel zum Einsparen von (wenig) Pumpenenergie darstellen.

Im Allgemeinen wird eine Drosselregelung dann eingesetzt, wenn nach der Pumpe ein bestimmter Druck erforderlich ist, der mit Hilfe einer Drossel auf einfache Weise einstellbar ist.

Weiters ist eine Anpassung des Betriebszustandes an die Antriebsaufgabe einer Pumpe mittels Frequenzumrichter bzw. mittels Sanftanlauf möglich (siehe Kapitel 3.2.2.1 und 3.2.2.2).



3.4.3 Pumpenwahl

3.4.3.1 Überdimensionierte Pumpen ersetzen

Zu große Pumpen sind die wichtigste Ursache für vergeudete Pumpenenergie. Ihr Ersatz muss in Relation zu anderen Methoden der Kapazitätsverringering, wie Abgleichen oder Ändern der Laufräder und Einsatz von Drehzahlregelung, betrachtet werden.

3.4.3.2 Eine kleine Zusatzpumpe verwenden

Wird nur ein geringer Förderstrom bei erhöhtem Druck benötigt, so kann der Energiebedarf des Gesamtsystems durch die Verwendung einer Zusatzpumpe zur Lieferung des Hochdruck-Förderstroms zu einem bestimmten Nutzer verringert werden, wobei das übrige System bei niedrigerem Druck und reduziertem Strom arbeiten kann.

3.4.3.3 Laufräder austauschen oder abdrehen

Das Abdrehen von Kreiselpumpenrädern ist die kostengünstigste Methode zur Korrektur von überdimensionierten Pumpen. Die Förderhöhe kann durch Ändern des Pumpenraddurchmessers (Austausch oder Abdrehen) innerhalb der vom Hersteller für das Pumpengehäuse empfohlenen Abmessungsgrenzen um 10 bis 15 % verringert werden. [xiv]

3.4.4 Wartung

3.4.4.1 Internes Spiel wiederherstellen

Diese Maßnahme sollte ergriffen werden, wenn die Leistung der Pumpe stark abnimmt. Pumpenleistung und Wirkungsgrad sinken, wenn die interne Leckage durch übermäßiges Rückplatten- und Laufradspiel und abgenutzte Saugstutzen, Laufradringe, Gleitlager und Laufräder zunimmt.

3.4.4.2 Die Pumpe beschichten

Das Aufbringen von Beschichtungen auf die Pumpe, insbesondere auf das Spiralgehäuse, verringert die Reibungsverluste. [xiv]

3.4.5 Theoretisches Einsparpotential

Von den möglichen 3 Reglungsarten Drehzahlregelung über FU, Drosselung und Rezirkulation (Bypass-Regelung) ist die Drehzahlregelung die effizienteste, da hier nur so viel Energie in das zu transportierende Fluid eingebracht wird, wie für den Transport erforderlich ist. Bei der Drosselung und der Rezirkulation wird zu viel Energie über die Pumpe eingebracht und anschließend mittels Drosselung oder Rezirkulation in Wärme umgewandelt.

Die prinzipielle Energieeinsparung zufolge Drehzahlregelung statt Rezirkulation und Drosselung ist Abb. 26 zu entnehmen.

Abb. 26:
erforderliche
Pumpenleistung bei
verschiedenen
Regelarten

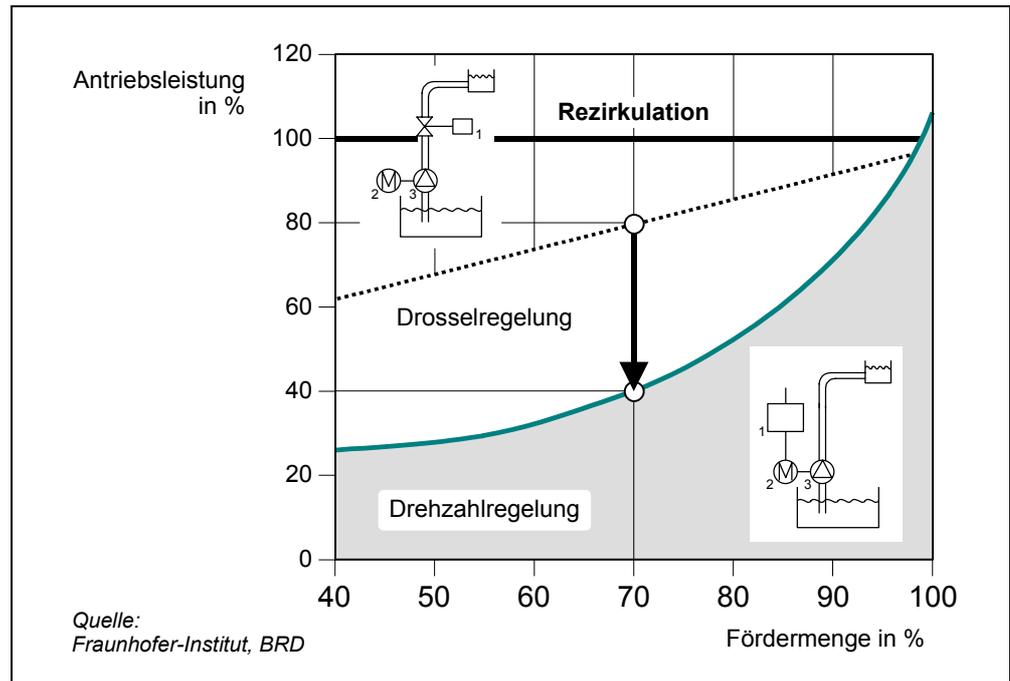


Abb. 26 zeigt, dass bei Regelung mittels Rezirkulation keine Abhängigkeit zwischen Fördermenge und Leistungsaufnahme der Pumpe besteht. Bei Drosselung existiert ein proportionaler, bei Drehzahlregelung sogar ein überproportionaler Zusammenhang zwischen Fördermenge und Leistungsaufnahme der Pumpe.

3.4.6 Praktisches Einsparungsbeispiel

Nachstehendes Beispiel beschreibt die Energieeinsparung bei Austausch einer Drosselregelung durch eine Drehzahlregelung. Die Umsetzung erfolgte in einem österreichischen Industriebetrieb der Papierindustrie.

3.4.6.1 Technische Angaben:

Hersteller Pumpe:Vogel
 Type:80LS 250EN
 Volumenstrom:80 m³/h (50 l/s)
 Leistung Antrieb:75 kW
 Förderhöhe:77 m

3.4.6.2 Leistungsbestimmung Auslegung

$$P_{hydraulisch} = \frac{\dot{V} \times \rho \times g \times H}{\eta_{Pumpe}} = \frac{50 \text{ l/s} \times 1 \text{ kg/l} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 77 \text{ m}}{0,8 \times 1000 \text{ l/m}^3} = 47,2 \text{ kW}$$

$$P_{Motor_notwendig} = \frac{P_{hydraulisch}}{\eta_{Antrieb}} = \frac{47,2 \text{ kW}}{0,9} = 52,4 \text{ kW}$$



Die durchschnittliche Fördermenge beträgt jedoch nicht 80 m³/h, sondern ist auf 50 m³/h (13,9 l/s) eingedrosselt. Auf Basis einer durchgeführten Strommessung (90 A) kann die Leistung im Betriebszustand ermittelt werden.

3.4.6.3 Leistung IST

$$P_{Motor} = U \times I \times \sqrt{3} \times \cos \varphi = \frac{400V \times 90A \times \sqrt{3} \times 0,85}{1000} = 53 \text{ kW}$$

3.4.6.4 Leistung notwendig bei Einsatz eines FU

$$P_{hydraulisch} = \frac{\dot{V} \times \rho \times g \times H}{\eta_{Pumpe}} = \frac{13,9l/s \times 1kg/l \times 9,81m/s^2 \times 77m}{0,8 \times 1000} = 13,1 \text{ kW}$$

$$P_{Motor_notwendig} = \frac{P_{hydraulisch}}{\eta_{Antrieb}} = \frac{13,1kW}{0,9} = 14,6 \text{ kW}$$

3.4.6.5 Einsparung

$$P_{motorIST} - (P_{motor_notwendig} \times (1 + FU_{Verluste})) = 53 \text{ kW} - (14,6 \text{ kW} \times 1,05) = 37,7 \text{ kW}$$

Durch drehzahlgesteuerten Betrieb der Pumpe kann der Leistungsbedarf um 37,7 kW gesenkt werden. Bei 7.650 h/a sind das 288,4 MWh oder bei einem Strompreis von 40 €/MWh eine monetäre Einsparung von 11.536 €/a an Betriebskosten.

3.4.6.6 Investitionskosten

Für die Berechnung der Investitionskosten werden die Kosten für einen Frequenzumrichter mit 100 €/kW, jene für einen neuen FU-tauglichen Motor mit 75 €/kW, die Kosten für die Anbindung mit einem Pauschalbetrag von 3.000 € je Pumpenregelung sowie 10 % für Unvorhersehbares berücksichtigt. Diese Werte werden von den Herstellern als konservative Richtwerte angegeben und von durchgeführten Umrüstungen bestätigt.

Frequenzumformer	7.500 €
Motor	5.625 €
Installation	3.000 €
Unvorhersehbares 10 %	1.612 €
Summe	17.737 €

3.4.6.7 Wirtschaftlichkeit

$$\text{Amortisationszeit}_{\text{statisch}} = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Energieeinsparung}} = \frac{17.737\text{€}}{11.536\text{€/a}} = 1,5 \text{ a}$$

Ein Umrüsten der Pumpe ist mit 1,5 Jahren Amortisationszeit wirtschaftlich.

3.5 Druckluft

Tab. 16 zeigt die potentiell bedeutendsten Energiesparmaßnahmen in einem Druckluftsystem. Die Anwendbarkeit der einzelnen Maßnahmen ist gesondert zu überprüfen.

Tab. 16:
Mögliche Energieeinsparmaßnahmen bei Druckluft [xiv]

Maßnahme
Druckluftherzeugung
Systemnutzung optimieren: Einstellen von Reglern und Druckregelung
Systemdruck optimieren
Ansauglufttemperatur durch geeignete Wahl der Ansaugstelle senken
Kompressorsteuerung anpassen und optimieren
Optimierung der Filterwechselintervalle (in Abhängigkeit vom Druckabfall, ...)
Filterung und Trocknung nur entsprechend der Mindestanforderungen (evtl. Installation lokaler Filter/Trockner für spezielle Bedürfnisse)
Abwärme rückgewinnen und nutzen
Druckluftbehälter vergrößern
Einsatz drehzahl geregelter Kompressoren
Prüfen, ob Netze mit verschiedenem Druck sinnvoll sind
Motoren durch solche mit hohem Wirkungsgrad ersetzen (Eff1)
Kompressor(en) durch neuere oder besser angepasste Maschine(n) ersetzen, die einen geringeren spezifischen Energieverbrauch haben
Druckluftverteilung
Ein regelmäßiges Leckprüfprogramm einführen. Leckagen reduzieren: leckagearme Armaturen, Schnellkupplungen hoher Qualität, ...
System in Zonen mit geeigneter Druckregelung oder Absperrventilen einteilen. Nicht benutzte Leitungen absperren.
Einsatz elektrischer Kondensatableiter
Einsatz zusätzlicher Druckluftspeicher in der Nähe von Verbrauchern mit stark schwankendem Bedarf
Netz verbessern: Auslegung, Rohrdimensionierung
Endgeräte
Missbräuchliche Nutzung von Druckluft unterbinden
Geräte mit Leckagen reparieren oder ersetzen
Notwendigkeit gerätespezifischer Druckregler, Filter und Trockner überprüfen und optimieren

3.5.1 Regelung

Der Druckluftbedarf in Industriebetrieben unterliegt aus vielerlei Gründen Schwankungen, z. B. durch diskontinuierliche Reinigungsprozesse oder chargenweise Produktion bei der nur zu Beginn oder am Ende Druckluft benötigt wird. Diese Schwankungen im Druckluftbedarf werden einerseits durch Druckluftspeicherbehälter und andererseits durch das Wechseln einzelner Kompressoren zwischen Vollbetrieb (Last), Leerlauf und Stillstand ausgeglichen. Moderne Kompressoren werden über die Motordrehzahl geregelt.

3.5.1.1 Vollast Leerlauf-Aussetzregelung

Derzeit sind für die Drucklufterzeugung oft Kompressoren mit sogenannter *Vollast Leerlauf-Aussetzregelung* bei nicht drehzahlgeregelten Antrieben im Einsatz.

Nachteile solcher Kompressorregelungen sind, dass die Kompressoren bei falscher Dimensionierung aufgrund von hohen Leerlaufzeiten der Kompressoren sowie großen erforderlichen Druckbändern einen schlechten Anlagenwirkungsgrad (= die in Druckluft enthaltene Energie/Stromverbrauch) aufweisen. Unter Druckband versteht man den Bereich zwischen oberer und unterer Schaltgrenze und damit zwischen Ausschalt- und Einschaltdruck.

Der Kompressor wird bei Erreichen einer einstellbaren unteren Druckgrenze gestartet und erzeugt Druckluft. Bei Erreichen des maximalen eingestellten Druckes geht der Kompressor in Leerlauf durch Druckentlastung über. Wird während der Leerlaufzeit die untere Druckgrenze erreicht, so geht der Kompressor wieder in Vollast. Bei einem geringen Luftverbrauch wird nach Ablauf einer einstellbaren Leerlaufzeit die untere Druckgrenze nicht erreicht und der Kompressor wird abgeschaltet.

Diese Regelung wird bei 70–80 % aller Druckluftanlagen eingesetzt. Die Energiekosten für Leerlauf sind dabei bis zu 10 %, können in Ausnahmefällen aber auch größer sein.

3.5.1.2 Drehzahlregelung

Bei modernen Kompressoren wird die geförderte Luftmenge über die Drehzahl geregelt. Bei den am häufigsten eingesetzten Asynchronmotoren erfolgt die Regelung über Frequenzumrichter (FU) während die sehr selten eingesetzten Gleichstrommotoren die Drehzahl mittels Gleichstrommodulation d. h. Veränderung der am Motor anliegenden Spannung regeln. Dabei wird durch die Drehzahlanpassung der Druck im Druckluftnetz konstant gehalten.

Ein weiterer Vorteil eines drehzahlgeregelten Kompressors ist, dass die Druckbänder (Ein- und Ausschaltdrücke der Kompressoren) zusammengefahren werden können, was zur Folge hat, dass die Druckluft nicht mehr mit stark schwankendem, sondern mit nahezu konstantem Druck erzeugt wird.

3.5.1.3 Kaskadierung

Meist werden mehrere Kompressoren kaskadiert, das heißt, ein oder mehrere Kompressoren übernehmen die Abdeckung des Grundlastluftbedarfes (Führungskompressor) und ein oder mehrere Kompressoren decken den Spitzenlastluftbedarf (Spitzenlastkompressor).

Hier ist oft Optimierungsbedarf gegeben. Durch Messen der Stromaufnahme der Kompressoren kann das Zusammenspiel überprüft werden und unnötige Leerläufe und Schaltspiele beseitigt werden. Strommesszangen werden auf die Stromversorgungsleitungen der Kompressoren geklemmt, Datenlogger speichern die Schaltvorgänge und können am PC ausgelesen werden.

Der Nutzungsgrad von Führungskompressoren sollte 100 % betragen (kein Leerlauf), der Nutzungsgrad von Spitzenlastkompressoren sollte im Bereich von mindestens 70 % liegen.

Abb. 27 zeigt das Beispiel einer Strommessung einer Kompressorenkaskade.

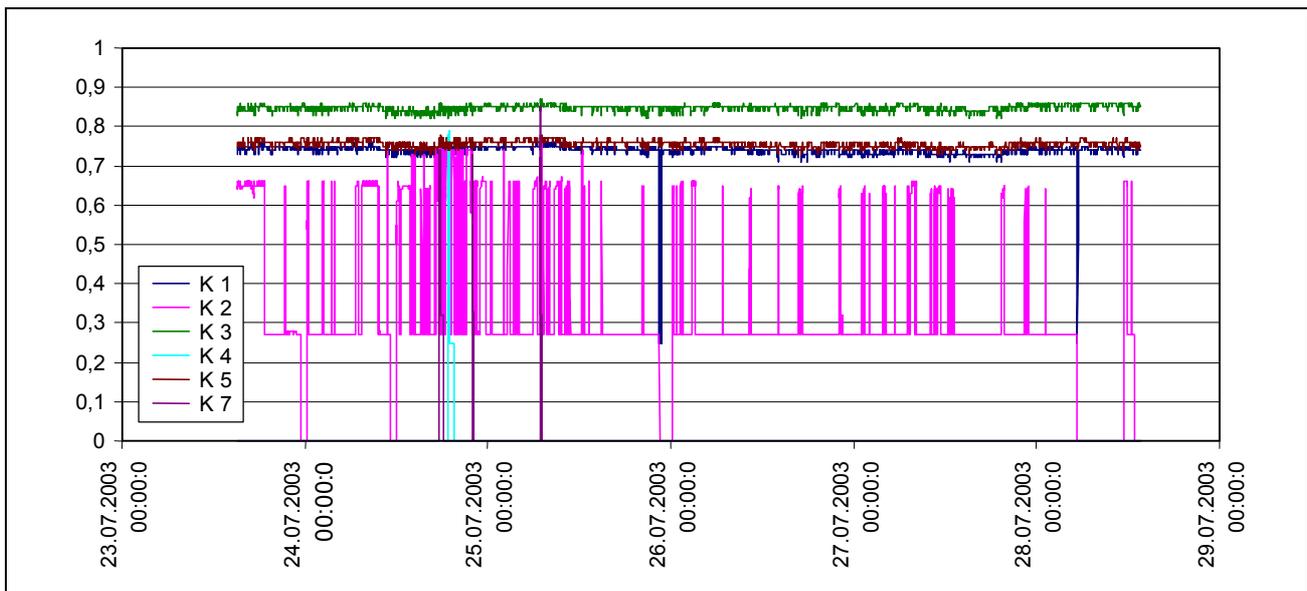


Abb. 27: Stromaufnahme der Kompressoren

Es ist zu erkennen, dass von den 6 Kompressoren in der Regel 4 Stück im Einsatz sind. Es sind dies die Kompressoren K1, K2, K3 und K5, wobei Kompressor 2 als Spitzenlastkompressor betrieben wird. Selten, und dann auch nur kurzzeitig, gehen die anderen beiden Kompressoren K4 und K7 in Betrieb und decken damit hohen Druckluftbedarf ab. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass die Kompressoren K1, K3 und K5 als Grundlastkompressoren einen Nutzungsgrad von rund 100 % aufweisen.

Kompressor K2 hingegen weist aufgrund der teilweise langen Leerlaufzeiten (bis zu 6 Stunden) einen sehr schlechten Nutzungsgrad auf. Eine Analyse der Messergebnisse zeigt, dass der K2 von den 7.109 Minuten der Messung 6.512 Minuten in Betrieb war und die restlichen 597 Minuten im Stillstand war, dies entspricht einem Betriebsstundenanteil von 91,6 %. Die 6.512 Betriebsminuten teilen sich in 5.098 Minuten Leerlauf und 1.414 Minuten Lastzustand auf. Somit ergibt sich ein Nutzungsgrad von 21,7 % ($1.414/6.512=0,217$). Übliche Nutzungsgrade von Spitzenlastkompressoren liegen bei 70–80 %.

Auf ein Jahr hochgerechnet ergibt sich eine Leerlaufstundenanzahl von

$$\text{Leerlaufstunden} = 8.760 \frac{\text{Jahresstd.}}{\text{Jahr}} * (1 - 0,217) \frac{\text{Leerlaufstd.}}{\text{Betriebsstd.}} * 0,916 \frac{\text{Betriebsstd.}}{\text{Jahresstd.}} = 6.283 \frac{\text{h}}{\text{a}}$$

Mittels eines drehzahlgeregelten Kompressors könnte die Druckluftherzeugung genau dem Bedarf angepasst werden und damit werden die Aufwendungen für Leerlauf größtenteils ganz verhindert.

3.5.1.4 Druckniveau

Je geringer das Druckniveau der erzeugten Druckluft, desto wirtschaftlicher kann sie erzeugt werden. Die Praxis hat gezeigt, dass durch die Reduktion des Druckes um 1 bar eine Energieeinsparung von 6 %–8 % erzielt wird. Es muss jedoch auf alle Fälle sichergestellt werden, dass zu jeder Zeit alle aktiven Verbraucher ausreichend mit Druckluft versorgt werden. Durch verbesserte Steuerungen ergibt sich die Möglichkeit, den Spitzendruck zu reduzieren. Prinzipiell gibt es mehrere Möglichkeiten, die

Druckbänder „zusammen zu fahren“ und damit den Druck der erzeugten Druckluft zu reduzieren. Diese werden hier angegeben und sind in Abb. 28 graphisch erläutert.

- *neue Einstellungen direkt an den mechanischen Druckschaltern der Kompressoren*
Die billigste Möglichkeit das Druckband eines Kompressors einzustellen ist die Verwendung von mechanischen Druckschaltern. Da sich die Einstellung oft selbstständig verändert, müssen diese Schalter in gewissen Zeitabständen immer wieder neu eingestellt werden.
- *intelligente Steuerung mit FU-Kompressor oder optimaler Kompressorgröße*
Dabei wird das Druckband durch Einsatz eines FU-Kompressors als Spitzenlastkompressor, der die Drehzahl an den jeweiligen Druckluftbedarf anpasst, oder mittels übergeordneter Steuerung, die den jeweils größenoptimalen Kompressor einsetzt, verändert.
- *Reduktion des Druckbandes bis an die „Grenze“ (optimierte intelligente Steuerung)*
Intelligente Steuerung bei der das Druckband soweit gesenkt wird, dass gerade keine Unterversorgung des Druckluftnetzes erfolgt.

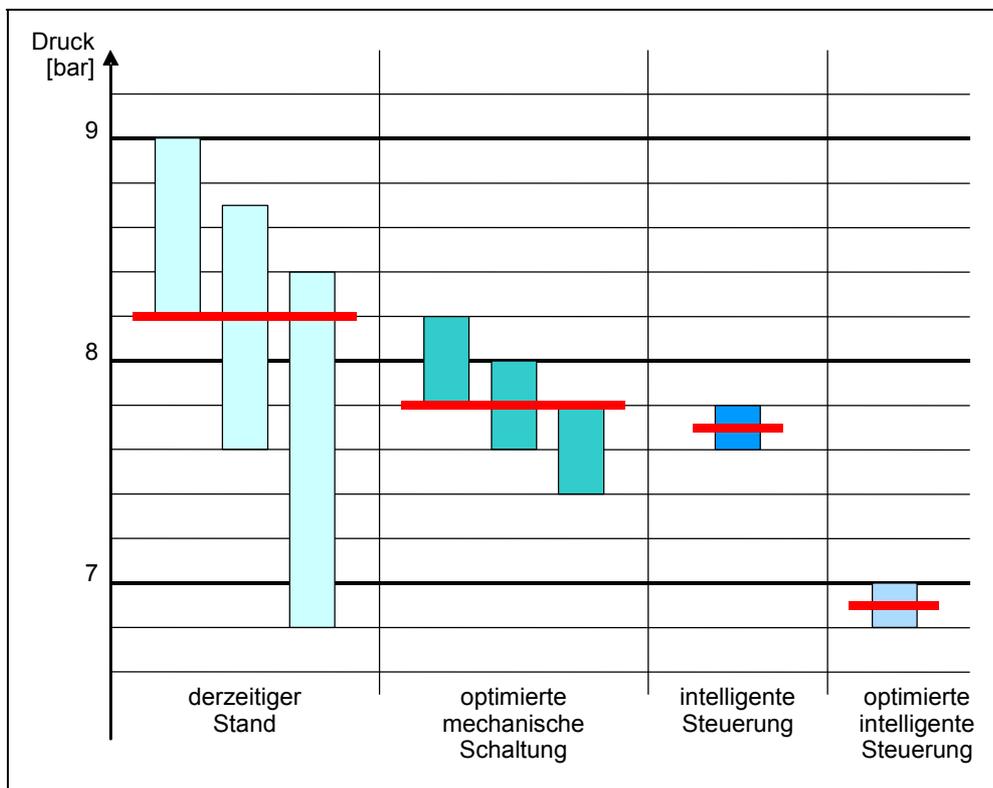


Abb. 28:
Unterschiedliche
Arten der
Kompressorsteuerung

Die in Abb. 28 gelegten horizontalen Balken bei den unterschiedlichen Steuerungsarten geben jeweils den mittleren Druck der erzeugten Druckluft an. Es ist zu erkennen, dass beim derzeitigen Stand (links) im Mittel 8,2 bar Druckluft erzeugt wird.

Mechanische Druckschalter können wegen auftretender Toleranzen nur auf bis zu 0,4 bar (Differenz zwischen unterer und oberer Druckgrenze) zusammen gefahren werden (optimierte mechanische Schaltung), wodurch sich eine 7,8 bar Druckluft ergeben würde. Dabei liegt die Annahme zu Grunde, dass der Einschaltpunkt des ersten Spitzenlastkompressors mit 7,6 bar unverändert bleibt.

Eine intelligente Steuerung (mitte/rechts) kann das Druckband der gesamten Kompressorstation auf 0,2 bar zusammen fahren. Diese Steuerung reagiert auf die Ge-

schwindigkeit der Druckänderungen. Unter der Voraussetzung, dass die Einschaltgrenze des ersten Spitzenlastkompressors auch für die Zukunft die Druckuntergrenze darstellt, ergibt sich ein mittlerer Druck von 7,7 bar.

Ein Druck von 7,7 bar ist, gegenüber anderen vergleichbaren Kompressorstationen immer noch sehr hoch. Nachdem der Einschaltdruck des zweiten Spitzenlastkompressors (= Folgekompressor) bei 6,8 bar liegt, wird dies als Untergrenze der Druckluft angesehen. Dieser Druck entspricht auch jenen bei vergleichbaren Anlagen. Der mittlere Druck entspricht in diesem Fall 6,9 bar.

Für den Fall der optimierten intelligenten Steuerung (rechts) kann demnach der Druck der Druckluft von im Mittel 8,2 bar auf 6,9 bar reduziert werden, was einer Energieeinsparung von 9,1 % entspricht. Eine Optimierung der Steuerung verursacht nur geringe Kosten und kann Einsparungen in der Größenordnung von etlichen 100 MWh/a und damit einigen 10.000 € erzielen (Beispiel: Installierte Kompressorleistung 500 kW, Einsparung ca. 400 MWh/a und ca. 20.000 €/a bei 8.700 h/a).

Eine Drehzahlregelung eines Kompressors, die bei der intelligenten und optimierten intelligenten Steuerung eingesetzt werden kann, ist in der Regel nur im Zuge einer Neuanschaffung wirtschaftlich, da ein Nachrüsten eines FUs auf einen bestehenden Kompressor von den Kompressorenherstellern nicht empfohlen wird.

3.5.2 Leckagen

Leckagen im Druckluftnetz sind überall vorhanden und tragen oft erheblich zu den Betriebskosten bei. Um exakte Aussagen über die Effizienz der Druckluftverteilung treffen zu können, kann eine Leckagenprobe des Netzes durchgeführt werden.

Um eine vollständige Leckagenprüfung durchführen zu können, ist das komplette Druckluftnetz abzusperren. Dies bedeutet, dass keine Druckluft über Verbraucher abgeführt werden darf. Dann wird das Netz, inklusive dem Druckbehälter, auf einen bestimmten Druck (zum Beispiel 7 bar) gebracht. Danach wird das Netz, inklusive Druckluftbehälter, auch kompressorseitig verschlossen. Dadurch kann auch keine Druckluft über die Kompressoren dem Netz zugeführt werden.

Die Zeit, innerhalb welcher der Druck im Behälter aufgrund von Leckagen im Netz von einem definierten Wert (zum Beispiel 7 bar) auf einen geringeren definierten Wert (zum Beispiel 6 bar) absinkt, wird gemessen. Die Dauer der Druckabnahme zufolge Leckagen gibt Auskunft über die Größe der Leckagenverluste. Die Berechnung der Leckagenverluste mit Hilfe der Ergebnisse der Leckagenprüfung ist im Folgenden angegeben.

$$\dot{V}_L = \frac{V_{B+N} (p_1 - p_2)}{t p_0} \text{ mit } p_0=1$$

\dot{V}_L ... Leckvolumenstrom [m³/min]

V_{B+N} Volumen des Druckluftbehälters und des Netzes [m³]

p_1 Druck zu Beginn der Leckagenprüfung im Druckluftbehälter [bar] (z. B. 7 bar)

p_2 Druck am Ende der Leckagenprüfung im Druckluftbehälter [bar] (z. B. 6 bar)

p_0 U.. Umgebungsdruck, kann mit 1 bar angenommen werden

t gemessene Zeit der Leckagemessung



Tab. 17 zeigt die jährlichen Mehrkosten bei Vorhandensein von Druckluftlecks mit verschiedenen Durchmessern auf. Die erhöhten Energiekosten infolge von Lecks sind mit einem Strompreis von 0,04 €/kWh errechnet. D. h. ein Leck mit z. B. 2 mm Durchmesser bei einem Druckniveau von 7 bar verursacht jährliche Mehrkosten von 592 €. In der Praxis treten eine Vielzahl von Lecks verschiedenen Durchmesser auf. Die Mehrkosten ergeben sich dann aus der Summe der Kosten jedes Lecks.

Leckdurchmesser [mm]	Luftverbrauch bei 7 bar (ü) [m ³ /min]	Mehrstrombezug [kW]	Mehrkosten (8.760 Stunden) [€/a]
1	0,075	0,48	168
2	0,299	1,93	677
4	1,198	7,74	2.712
6	2,695	17,41	6.100

Tab. 17:
Leckagekosten

Übliche Werte für Leckverluste sind 15 % bis 20 % der Druckluftherzeugungskosten, Werte in der Größe von 5 %–10 % sind anzustreben. Werte von unter 5 % können bei regelmäßigen Überprüfungen und Instandsetzungsarbeiten erreicht werden.

Durch regelmäßige Netzbegehungen können Leckagen aufgefunden und abgedichtet werden. Der Aufwand für Kleinmaterial und Personalkosten ist verhältnismäßig gering. Die Amortisationszeit liegt unter einem Jahr [xv].

3.6 Dampferzeugung

3.6.1 Allgemeines

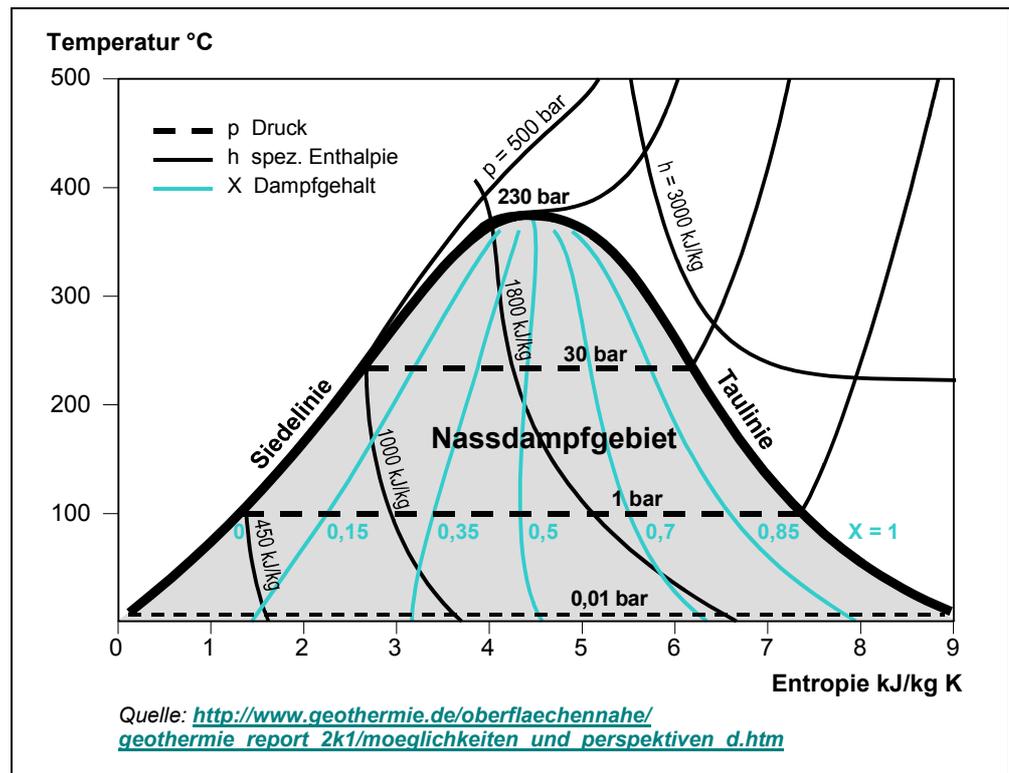
Dampf ist als Energieträger für viele technische Anwendungen von Bedeutung, da er ohne großen technischen Aufwand erzeugt und transportiert werden kann.

Dampf wird verwendet:

- zur Erzeugung von elektrischer Energie Hochdruckheißdampf wird dabei in Turbinen entspannt und in mechanische bzw. elektrische Energie umgewandelt,
- als Industrie- und Prozessdampf
- für Heizzwecke, oft in Kombination mit einer Kraft Wärme Kopplung.

Je nach Verwendungszweck des Dampfes unterscheiden sich auch die Parameter wie Druck und Temperatur. Hochdruckheißdampf (50–55 bar, 400–500 °C) wie er zur Energieerzeugung in Turbinen verwendet wird, liegt im Temperatur-Entropie (T-s) Diagramm rechts von der Taulinie in Richtung von hohen Drücken, d. h. es handelt sich um hoch überhitzten Sattdampf. Industrie- und Prozessdampf ist meist Mittel- (13–15 bar, 190–200 °C) und Niederdruckdampf (3–4 bar, 130–140 °C) und kann im Sattdampf- bzw. Nassdampfgebiet liegen. Als Dampf wird für Heizzwecke meist Niederdrucknassdampf verwendet.

Abb. 29:
T-s Diagramm für
Wasser



3.6.2 Dampferzeuger

Die Erzeugung von Dampf erfolgt in Dampferzeugern. Hier wird die im Brennstoff gespeicherte chemische Energie durch Verbrennung in Wärme umgewandelt, und als solche einem Arbeitsmedium, meist Wasser, zugeführt.

Es kann unterschieden werden zwischen:

- **Großwasserraumdampferzeuger:** Wasser wird in einem Kessel erhitzt und der entstehende Dampf abgezogen. Er wird bei niedrigen Drücken (bis 25 bar), niedrigen Heißdampftemperaturen (bis 250 °C), sowie kleinen Dampfmassenströmen (30–40 t/h) für Heizzwecke und zum Anfahren von Kraftwerken eingesetzt.
- **Wasserrohrdampferzeuger:** mit Wasser beaufschlagte Rohre werden zu Flossenwänden verschweißt, die den Brennraum bilden. Die Wärmeübertragung im Brennraum erfolgt hauptsächlich durch Strahlung. Überhitzer, Economizer (Speisewasservorwärmer) und LUVU (Luftvorwärmer) sind Konvektionsheizflächen. Das System kann im Natur- oder im Zwangsumlauf betrieben werden. Wasserrohrdampferzeuger werden heute am meisten eingesetzt und erreichen Dampfmassenströme bis 2.500 t/h.

Der energetische Wirkungsgrad des Dampferzeugers kann durch Maßnahmen wie Luft- und Speisewasservorwärmung erhöht werden. Dazu wird dem Rauchgas Wärme entnommen und über Wärmetauscher dem Economizer (Speisewasservorwärmer) und dem LUVU (Luftvorwärmer) zugeführt. Siehe Kapitel 3.1.10, 3.1.11 und 4.

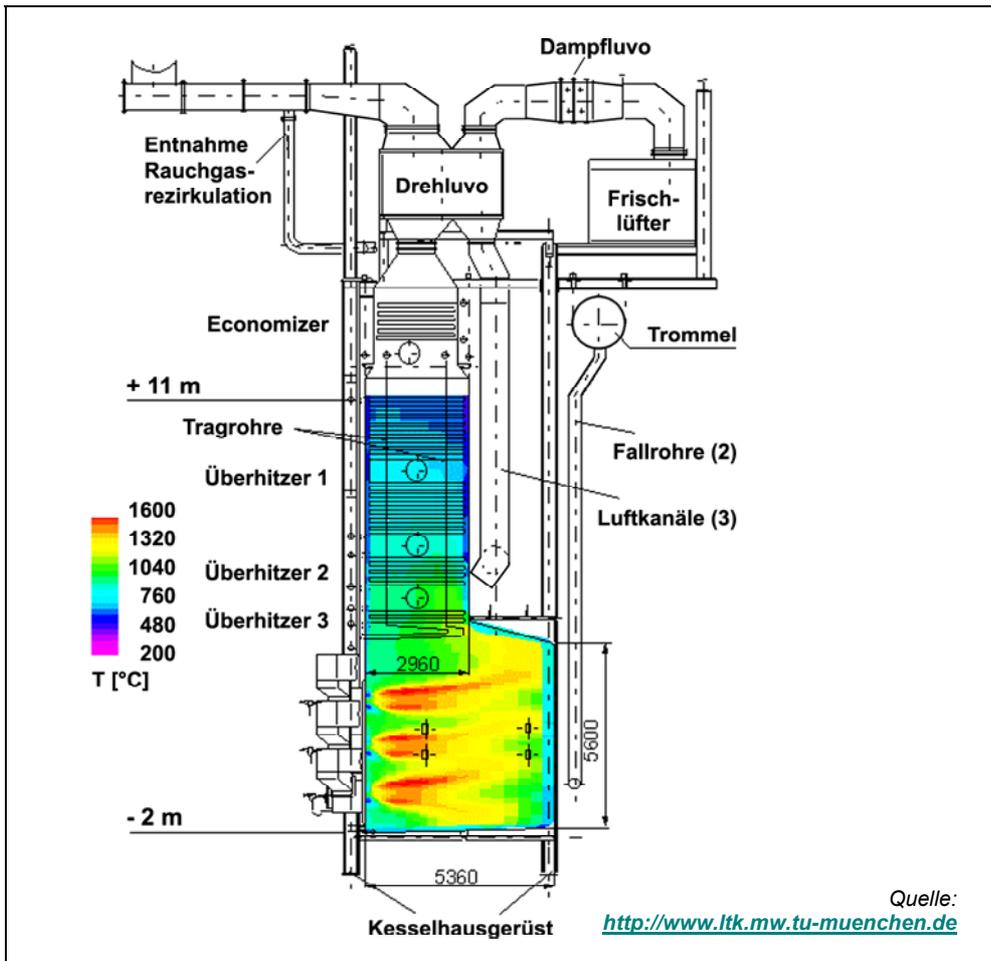


Abb. 30:
Schema eines Wasser-
rohrdampferzeugers

3.6.3 Feuerungen

Feuerungen umfassen sowohl Aufbereitung und Einbringung der Brennstoffe in den Feuerraum als auch deren Verbrennung. Industriell eingesetzt werden:

Öl- und Gasfeuerungen

Der Brennstoff wird mit Hilfe von Brennern (Öl-, Gas- bzw. kombiniert) zerstäubt, mit Luft vermischt und verbrannt. Heizöl Schwer muss vorgewärmt werden, da es sonst aufgrund seiner hohen Viskosität im Brenner nicht optimal zerstäubt werden kann. Da die hohe Flammentemperatur bei Gasfeuerungen (hauptsächlich Erdgas) die Bildung von thermischen NO_x begünstigt, kommen oft Low NO_x Brenner zum Einsatz. Durch gezielte Brennstoff- und Luftzufuhr wird die Bildung von NO_x reduziert.

Rostfeuerungen

Diese sind in ihrer Leistung beschränkt, weil die Schichtdicken der aufgetragenen Brennstoffe am Rost nicht zu groß werden dürfen. Die Leistungsgrenze liegt bei ungefähr 150–200 t Dampf/h. Als Brennstoff dienen Kohle oder Sonderbrennstoffe wie Holz und Abfälle aus landwirtschaftlicher Produktion. Rostfeuerungsanlagen benötigen üblicherweise keine Einrichtungen zur Aufbereitung oder Zerkleinerung der Brennstoffe. So ist zum Beispiel bei Abfallverbrennungsanlagen außer einer Sperrmüllschere zum Zerkleinern keine Aufbereitungstechnologie im Einsatz. Bei üblichen

Rostfeuerungen beträgt der Kesselwirkungsgrad (definiert als Verhältnis von im Wasser-Dampf-Kreis aufgenommener Energie zu dem Feuerraum zugeführter Energie) ungefähr 80 %. Bei der Förderung des Brennstoffs zum Rost kann das Steckenbleiben von z. B. Biomasse in den verschiedenen Schnecken Probleme verursachen (vgl. Biomasserost im Kraftwerk St. Andrä).

Die Zusammensetzung der bei der Verbrennung entstehenden Asche ist für das Verschmutzungsverhalten im Feuerraum und in den nachgeschalteten Heizflächen von großer Bedeutung. Die Asche wird dann zum Problem, wenn sie erosiv ist, große Tendenz zum Sintern hat oder unbeabsichtigt schmilzt.

In Österreich werden Rostfeuerungen hauptsächlich zur Verbrennung von unbehandeltem Hausmüll eingesetzt. Verfahrenstechnisch relevant ist der Umstand, dass aufgrund der Abgaszusammensetzung die Dampfparameter reduziert werden müssen und daher der Wirkungsgrad wesentlich geringer als bei konventionellen Feuerungen liegt (ca. 80 % Kesselwirkungsgrad, rund 20 % elektrisch). Bei reiner Verstromung kann ein Großteil der Energie nicht genutzt werden.

Wirbelschichtfeuerungen

Diese Feuerung ist hinsichtlich Brennstoffauswahl sehr flexibel. Hauptsächlich werden aber Kohle, Biomasse und Müll verbrannt. Bei Wirbelschichtfeuerungen ist für eine homogene Fluidisierung eine Aufbereitung des Brennstoffes unumgänglich. Dafür können Brennstoffe mit sehr breitem Heizwertband eingesetzt werden.

In Wirbelschichtfeuerungen kann nur zerkleinert vorliegender Abfall eingebracht werden. Die maximale Stückgröße von Abfällen bei Wirbelschichtfeuerungen ist begrenzt wodurch üblicherweise Aufbereitungsanlagen installiert werden müssen.

Der mit Quarzsand und Asche vermischte, aufbereitete Brennstoff wird durch Einblasen von Primär- und Sekundärluft in Abhängigkeit der Einblasgeschwindigkeit verschieden stark fluidisiert und verbrannt.

Der Vorteil der Wirbelschichtfeuerungen liegt darin, dass NO_x und SO_2 durch primäre Maßnahmen vergleichsweise gering gehalten werden kann. Durch die relativ niedrige Verbrennungstemperatur von 800–900 °C ist die Bildung von thermischen NO_x vergleichsweise niedrig. Brennstoff NO_x wird durch gestufte Luftzuführung eingedämmt. SO_2 kann durch Einbringen von Kalk zu Gips gebunden und entnommen werden. Der kritische Punkt der Wirbelschicht liegt im Allgemeinen in der Erosionsgefahr.

Bei Leistungen bis zu 50 MW werden meist stationäre, bei höheren Leistungen zirkulierende Wirbelschichtfeuerungen eingesetzt. Bei stationären Systemen wird ein Sandbett durch die über Düsen eingebrachte Primärluft in Schwebelage gehalten. Bei zirkulierenden Systemen wird Sand mit den Rauchgasen aus dem Feuerraum über einen Zyklon geführt. Im Tauchrohr des Zyklons strömen Rauchgase mit feiner Asche ab. Sand und grobe Asche werden im Zyklon abgeschieden und in den unteren Bereich des Feuerraumes zurückgeführt.

Eine Wirbelschichtanlage hat gegenüber einer konventionellen Rostfeuerungen den Vorteil der kleineren Baugröße bei gleicher Feuerungswärmeleistung, der größeren Leistung einzelner Linien und des größeren Heizwertbandes. Da der Brennstoff üblicherweise nur einen Bruchteil der Masse des zirkulierenden Sandes ausmacht, wirkt der Sand als Wärmepuffer. Bei üblichen Wirbelschichtfeuerungen beträgt der Kesselwirkungsgrad ungefähr 90 %.

Der Kesselwirkungsgrad hängt wesentlich von der Abgasmenge und damit vom Luftüberschuss und von der Temperatur der aus dem Kessel austretenden Abgase ab. Die minimale Abgastemperatur ist durch den Säuretaupunkt der Abgase begrenzt.

Kesselwirkungsgrade (Definition siehe Kapitel 4.4) bei Öl- und Kohlefeuerungen liegen bei rund 90 %, bei Gasfeuerungen bei rund 95 %. Bei Rost- und Wirbelschichtfeuerungen liegen die Wirkungsgrade aufgrund der heterogenen Brennstoffzusammensetzung in der Regel unter 90 %. Allgemein werden die relativen Verluste je MW geringer da die relative Oberfläche (bezogen auf die Kesselleistung) sinkt.

3.6.4 Dampfverteilsysteme

3.6.4.1 Allgemeines

Verteilung

Die Verteilung des Dampfes erfolgt über Rohrleitungen, die entweder als Ring oder Stichleitungen ausgeführt sein können. In der Industrie werden hauptsächlich Stichleitungen eingesetzt, bei denen der Verbraucher vom Versorgungsnetz über eine einzelne Leitung versorgt wird. Bei Ausfall dieser Leitung ist die Verbindung unterbrochen. Bei Ringleitungen sind die Verbraucher zu einem Ring zusammengeschlossen, der an einer oder mehreren Stellen mit Dampf gespeist wird. Die Versorgungssicherheit ist dadurch höher, da der Verbraucher redundant (d. h. von zwei Seiten) gespeist wird. Dampfzweigleitungen werden nur bei sehr großen Industriebetrieben mit vielen Abnehmern und schwankendem Verbrauch (z. B. Voest Alpine, Linz) eingesetzt. Je größer das Verteilsystem ist und je mehr Abnehmer mit schwankender Abnahme am Verteilnetz hängen, desto sinnvoller werden Ringleitungen.

Dimensionierung

Die Dimensionierung von Dampfnetzen erfolgt anhand mehrerer Parameter. Auf der Basis von Druck und Temperatur können die Rohre festigkeitstechnisch dimensioniert werden. Weiters muss der sich aus den Abmessungen den Volumenströmen den Armaturen und den Rohrkrümmungen ergebende Druckverlust in Grenzen gehalten werden. Die Auslegung erfolgt meist mit Hilfe von Computertools zur Berechnung von Rohrnetzen, wobei die Dampfströmungsgeschwindigkeit in einer Größenordnung von ca. 20 m/s liegt.

Peripherie

Dampfnetze müssen aus sicherheitstechnischen Gründen mit Überdruckventilen ausgerüstet sein, die bei Überschreiten eines bestimmten Druckes Dampf abblasen, um so ein weiteres Ansteigen des Druckes zu vermeiden.

Dampfleitungen sind – durch Wärmedehnungen hervorgerufenen – mechanischen Belastungen ausgesetzt. Damit es zu keinem Bruch der Rohrleitung kommt, ist diese in regelmäßigen Abständen mit Kompensationsbögen versehen, welche sich bei Längenänderung verformen und so den Bruch der Rohrleitung verhindern.

3.6.4.2 Energieeffizienz

Isolierung

Die Energieverluste in Dampfleitungen sind hauptsächlich Strahlungs- und Konvektionsverluste. Nach Stefan-Boltzmann gilt für die Strahlungsleistung:

$$\dot{q}_{\text{Strahlung}} = A * \sigma * \varepsilon * (T_{\text{Oberfläche}}^4 - T_{\text{Umgebung}}^4) \quad [\text{W}]$$

$$\sigma = 5,67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \quad \text{Strahlungskonstante eines schwarzen Körpers}$$

$$\varepsilon = 0,95 \quad \text{Emissionsgrad}$$

Bei Temperaturen um 50 °C entsprechen die Konvektionsverluste ungefähr den Strahlungsverlusten.

Die Abstrahlungsleistung steigt mit der 4. Potenz der Temperatur, womit es bei höheren Temperaturen immer wichtiger ist diese Verluste zu minimieren. Technisch erfolgt das mit Hilfe von Rohrleitungsisolierungen, die eine wesentlich geringere Oberflächentemperatur als die Rohre aufweisen und damit die Strahlungsverluste senken. Die Auslegung von Isolierungen wird mit Hilfe von Berechnungsprogrammen durchgeführt. Erfahrungsgemäß ist eine Rohrleitungsisolierung ab einer Temperatur von ca. 100 °C wirtschaftlich.

Kondensat

Sich in der Rohrleitung ansammelndes Kondensat vermindert deren Durchflusskapazität und den Wärmeübergangskoeffizienten bei Wärmeübertragungen. Es muss daher mittels Kondensatabscheidern entfernt werden.

3.7 Betrieb und Wartung von Filtern und anderen Technologien zur Emissionsminderung

Nachstehende Filtertechnologien kommen bei staubbeladenen, gasförmigen Medien zum Einsatz. Es muss zwischen Staubfiltern (Entfernen von festen Partikeln aus gasförmigen Medien zum Schutz von Einbauteilen und Personen) und Filtern zur Partikel-Emissionsminderung (z. B. Abscheiden von Verbrennungsprodukten wie Aschepartikel zum Schutz der Umwelt) unterschieden werden.

3.7.1 Staubfilter

Bei Staubfiltern werden gasdurchlässige Filtergeflechte wie z. B. Kunststoff-, Glas- und Naturfasern (Zellulose), entweder trocken oder flüssigkeitsbenetzt, verwendet. Zur Feinstaubabscheidung werden hauptsächlich Vliese und Filze (Nadelfilze) eingesetzt. Der Filtereffekt ergibt sich dadurch, dass Partikel, die größer als die Poren des Filtergeflechts sind, zurückgehalten werden und sich auf dem Geflecht anlagern. Bei Tiefenfiltern werden auch Partikel, die kleiner als die Porenweite sind, durch Anlagern in der Tiefe der Filter zurückgehalten.

Diese Anlagerungen führen zu einer Verringerung des freien Querschnittes und damit zu einem erhöhten Druckverlust (bis zu einigen zehntel bar), welcher sich in einer steigenden Stromaufnahme des Ventilatormotors auswirkt.



Staubfilter werden in gewissen Intervallen gereinigt oder ausgetauscht. Diese Intervalle werden Standzeit genannt und variieren je nach Verschmutzungsgrad des zu reinigenden Mediums.

Standzeiten werden aus Erfahrungswerten abgeleitet oder vom Filterhersteller vorgegeben und reichen je nach Staubbeladung von einer Woche bis zu einem Jahr. Meist werden Grob- und Feinfilter kombiniert, d. h. ein grobporiger Filter wird einem feinporigen Filter vorgeschaltet. Der Vorteil ergibt sich dadurch, dass eine zweistufige Reinigung des gasförmigen Mediums erfolgt und in der ersten Stufe (Grobfilter) die größeren Partikel zurückgehalten werden und damit die Standzeit der Filter gegenüber der eines Einzelfilters erhöht wird.

Das Wechseln (Reinigen) der Filter nach fixen Standzeiten hat den Nachteil, dass nicht der tatsächliche Verschmutzungsgrad erkannt wird und somit entweder zu früh (erhöhte Wartungskosten) oder zu spät (erhöhte Betriebskosten) gewechselt (gereinigt) wird. Das Reinigen der Filter erfolgt zum Beispiel durch Druckluftstöße von der Gegenseite oder Rütteln.

Es gibt zwei gängige Methoden zur Überwachung des Filterzustandes:

- Differenzdruckmessung: Hier wird der Druck vor und hinter dem Filter gemessen und bei Überschreitung eines festgelegten Differenzdruckes der Filter gereinigt oder gewechselt. Dies stellt die wirksamste Methode dar, um die Energieeffizienz bei Filteranlagen zu erhöhen, da durch einen zu hohen Druckverlust über den Filter die Stromaufnahme des Ventilatormotors überproportional steigt und damit erhöhte Energiekosten verursacht.
- Messung der Ventilatorstromaufnahme: Die Stromaufnahme erhöht sich mit steigendem Verschmutzungsgrad. Durch Messung kann der Zeitpunkt des notwendigen Filtertausches bzw. der notwendigen Reinigung genau eruiert werden.

Vorteile:

- Wechsel oder Reinigung der Filter nur bei Bedarf
- Verringerung der Betriebskosten

Hemmnis:

- Zusätzliche Sensoren und Anzeigen notwendig

Einsatz:

- Lüftungsanlagen, Verbrennungsluftfilter für Gasturbinen, Saugzugfilter

3.7.2 Emissionsfilter

Um den Partikeleintrag in die Umwelt durch Industrierauchfänge oder Abluftauslässe zu reduzieren, werden hauptsächlich folgende Techniken angewandt.

3.7.2.1 Elektrofilter

Elektrofilter scheiden Feinstaub, Sprüh, Rauch und Nebel in einem elektrischen Feld ab. Eine negative Sprühdrahtelektrode ionisiert durch hohe Feldstärken (bedingt durch die hohe Spannung von 20.000 V–100.000 V) die umgebenden Gasmoleküle. Die gebildeten negativen Ionen stoßen auf ihrem Weg mit den Schwebeteilchen zusammen, laden diese negativ auf und führen sie zur geerdeten, positiven Niederschlagselektrode, von wo die Schwebeteilchen in den Staubbunker fallen [xvi].

Um die zur Abscheidung notwendige Gleichspannung zu erzeugen, werden meist Thyristoren in Antiparallelschaltung eingesetzt. Diese erzeugen eine wellige Gleichspannung, was bei großen Staubbeladungen am Filtereingang zu Spannungsüberschlägen führen kann. Der am Filtereingang nicht abgeschiedene Staub muss in den hinteren Bereichen mit höherem Energieaufwand entfernt werden.

Eine Neuentwicklung stellt der Einsatz von Transistoren statt Thyristoren dar. Diese liefern eine glattere Gleichspannung und ermöglichen höhere Schaltfrequenzen wodurch mehr Energie eingebracht werden kann. Dadurch kann insbesondere am Filtereingang, wo die Staubbeladung am größten ist, eine höhere Abscheideleistung erzielt werden, womit der Energieaufwand am Filterausgang sinkt. Weiters ermöglichen Transistoren eine stabilere Fahrweise, womit prozessbedingte Variationen der Staubbeladung gepuffert werden können. Vorteilhaft sind auch der bessere $\cos\varphi$ (der Einsatz von Transistoren erhöht den $\cos\varphi$ gegenüber Thyristoren) der Anlage und die geringeren Einflüsse auf das Netz.

Vorteile von Elektrofiltern:

- Kein Filterwechsel
- Abscheidegrad 99,5 %–99,9 %

Hemmnisse:

- Bei einer Partikelgröße von $0.1\mu\text{m}$ – $1\mu\text{m}$ abfallender Abscheidegrad
- Reagiert empfindlich auf schwankende Betriebsbedingungen
- Zusätzlicher Platzbedarf für Hochspannungserzeugung
- Hoher Energiebedarf

Einsatz:

- Elektrofilter werden generell eingesetzt wenn Staub aus dem Abgas abgeschieden werden soll.

3.7.2.2 Zyklon (Zentrifugalabscheider)

Zyklone werden zum Abscheiden von festen Partikeln aus einem Gasstrom (z. B. Rauchgasstrom oder Abluftstrom) eingesetzt.

Der Abgasstrom tritt tangential in das zylindrische Zyklongehäuse ein und setzt auf einer Spiralbahn seine Kreisbewegung nach unten fort. Durch die Zentrifugalkraft werden die Partikel an die Gehäusewand geschleudert und setzen sich nach unten ab, wo sie durch eine Schleuse in den Bunker gelangen. Der gereinigte Abgasstrom tritt durch das oben eingesetzte Tauchrohr aus dem Zyklon aus [xvii].

Zyklone können mit Elektrofiltern kombiniert werden (Vorschaltung eines Zyklons vor Elektrofilter), um den Abscheidegrad zu erhöhen.

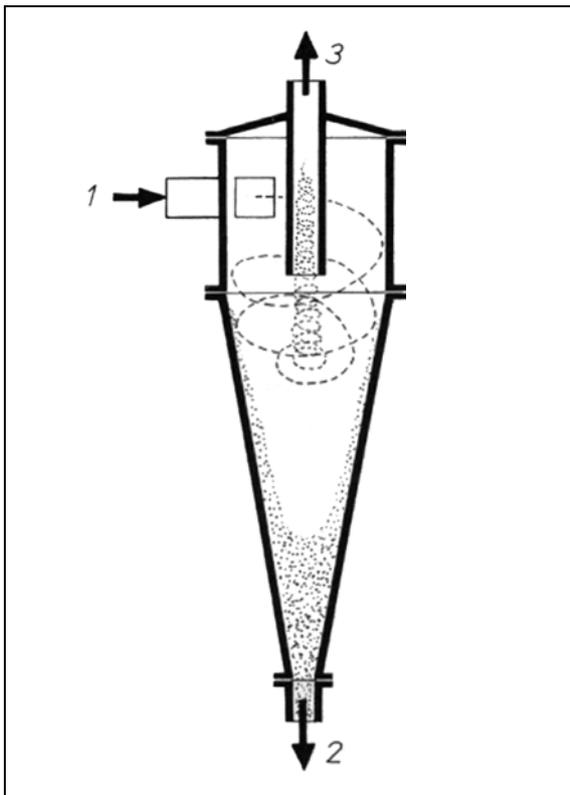


Abb. 31: Zyklon

Quelle: Vauck/Müller

Vorteile:

- Lange Standzeit durch kontinuierlichen Abtransport des abgeschiedenen Staubes
- Geringe Energiekosten (nur zufolge des Druckverlustes).

Nachteile:

- Gesamtabscheidegrad nur 60 %-80 % in Abhängigkeit der Partikelgröße
- Abscheidegrad nimmt mit zunehmender Undichtigkeit des Zyklons über die Lebensdauer ab.

Einsatz:

- Grobabscheidung von Staub in Feuerungsanlagen
- Abluftreinigung von staubbelasteter Luft vor Austritt ins Freie.

Ein wesentliches Auslegungskriterium von Zyklonen ist der Druckverlust. Durch Erhöhung des Abscheidegrades eines Zyklons (Emissionsminderung) steigt der Druckverlust und damit der Energieverbrauch. Es muss daher ein Optimum zwischen Abscheidegrad und Druckverlust gefunden werden. Der Druckverlust liegt abhängig von Abscheidegrad und Volumenstrom zwischen 800–2.500 Pa.

Durch bauliche Maßnahmen (z. B. verändern der Feststoffaustragsgeometrie, spezielle Einbauten, Maßnahmen am Tauchrohr) kann der Druckverlust bei gleicher Abscheideleistung allerdings gesenkt werden.

Der Umbau eines Zyklons zur Senkung der Energiekosten ist in der Regel aber nicht wirtschaftlich. Muss dieser aber aus anderen Gründen erneuert werden, so ist die Minimierung des Druckverlustes unbedingt zu beachten. Dies ist in der Regel auch ein wirtschaftliches Einsparprojekt.

3.8 Kühlraumoptimierung

Die Erzeugung von Kälte ist sehr energieintensiv. Bei veralteten Kühlräumen bieten sich einige Optimierungsmaßnahmen an, die mit geringem finanziellen Aufwand gute Einsparungen bringen. Es ist jedoch anzumerken, dass untenstehende Maßnahmen in der Industrie (vor allem Lebensmittelindustrie) fast überall umgesetzt wurden. Lediglich im Einzelhandel und Gewerbe finden sich vereinzelt Kühlräume, die diese Schwachstellen aufweisen. Hier sind jedoch teilweise Einsparungen bis zu 20 % bei Amortisationszeiten von 2–3 Jahren möglich.

- *Außenlufteintrag verringern:* Eingebrachte warme Außenluft muss von der Kältemaschine zusätzlich weggekühlt werden. Tore und Türen sollten innen einen Vorhang aus PVC-Streifen erhalten, wodurch beim Öffnen der Luftaustausch vermindert wird. Beim häufigen Öffnen des Tores (z. B. Be- bzw. Entladen eines LKW) kann die Montage eines automatischen Schnelllauftores (Öffnen ca. 1,5–2,5 m/s, Schließen ca. 0,5 m/s) den Eintrag von warmer Luft auf ein Minimum reduzieren.
- *Beleuchtung:* Es sollten nur energiesparende Leuchten verwendet werden (besserer Wirkungsgrad bedeutet weniger Wärmeerzeugung). Vorschaltgeräte für Leuchtstofflampen sollten außerhalb platziert werden, da diese sich bei Betrieb erwärmen. Weiters ist die Beleuchtungsstärke zu überprüfen und anzupassen. Durch den Einsatz von Reflektoren kann die Lichtausbeute verbessert, und dadurch eventuell die Anzahl an Leuchten verringert werden. Der Einsatz von Bewegungsmeldern unterbindet unnötigen Betrieb.
- *Dämmung:* Die Wärmedämmung von Wänden, Türen und Toren sollte überprüft und gegebenenfalls durch Nachisolieren verbessert werden. Ungedämmte Saug- und Druckleitungen vom Verdampfer zum Kondensator sollten unbedingt gedämmt werden, da eine Erwärmung des Sauggases um 1 K bis zu 3 % mehr Leistungsbedarf ergibt.
- *Abwärmenutzung:* Die Abwärme von Kälteanlagen liegt auf nutzbarem Niveau (ca. 40 °C–50 °C) und kann zur Warmwasserbereitung oder für die Nachheizregister einer Klimaanlage genutzt werden. Es müssen jedoch Gleichzeitigkeit, Temperaturen und Wärmebedarf für jeden Einzelfall abgeklärt werden. Bei Machbarkeit ergeben sich Amortisationszeiten im Bereich um 5 Jahre.

Vorteile:

- Rasche Amortisation der verschiedenen Maßnahmen.

Hemmnisse:

- Ergibt kein nennenswertes Einsparpotential, in der Industrie (Lebensmittel) zum Großteil umgesetzt, bei Neuplanung Stand der Technik.

Einsatz:

- Bei veralteten Kühlräumen.

3.9 Prozessleittechnik

Seit Beginn der 80er Jahre ergab sich aufgrund der Verfügbarkeit von Mikroprozessoren ein verstärkter Einsatz von Rechnerkomponenten in Maschinen. Mittlerweile ist das EDV-mäßige Führen und Überwachen von Prozessabläufen in der Industrie als Stand der Technik zu betrachten. Die Prozessleittechnik ermöglicht das Zusammenführen sämtlicher Daten von Aktoren und Sensoren zu einem zentralen Steuerstand, wo über ein graphisches, abstrahiertes Abbild des technischen Prozesses Einflussnahme durch das Betriebspersonal auf Materialfluss, Energiefluss und Informationsfluss erfolgt. Prozessleitsysteme werden auf ihr jeweiliges Aufgabengebiet mittels vorheriger Modellbildung hinentwickelt. Dabei wird das gewünschte Verhalten der automatisierten Anlage spezifiziert und die Wirkungsweisen im technischen Prozess analysiert. Auf dieser Basis werden die Prozesssteuerungsfunktionen entworfen und unter Berücksichtigung der Betriebssicherheit die Betriebs- und Ablaufphasen festgelegt [xviii].

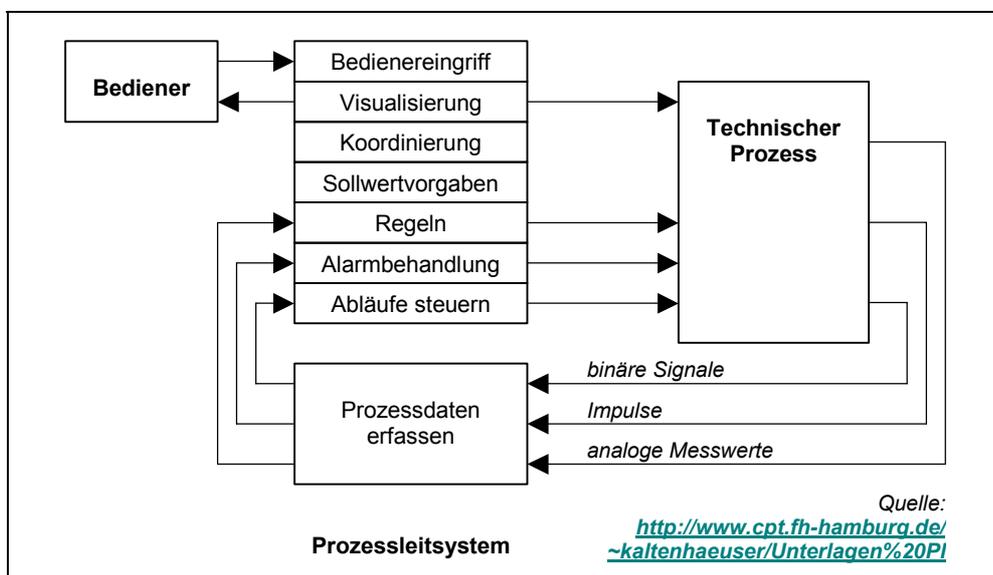


Abb. 32:
Schematisches
Prozessleitsystem

Vorteile:

- Rasche Reaktion auf Störungen
- Überwachung des Prozesses in seiner Gesamtheit
- Lückenlose Dokumentation
- Verbesserung der Betriebssicherheit
- Energieeinsparung von einigen Prozent möglich, da der Prozess kontrolliert an sein energetisches Optimum herangeführt werden kann.

Hemmnisse:

- Die Prozessleittechnik wird vorrangig zur Optimierung der Produktqualität und der Betriebssicherheit eingesetzt. Der Energieverbrauch ist häufig zweitrangig und wird daher mit diesem Tool nicht optimiert, obwohl dies leicht möglich wäre.
- Die komplette Anbindung und Abbildung aller Prozessschritte ist sehr aufwendig.

Einsatz:

- In der prozessorientierten Industrie mit mehreren Mio. € Energiekosten (z. B. Erdöl-, Papier-, Metall-, chemische Industrie)

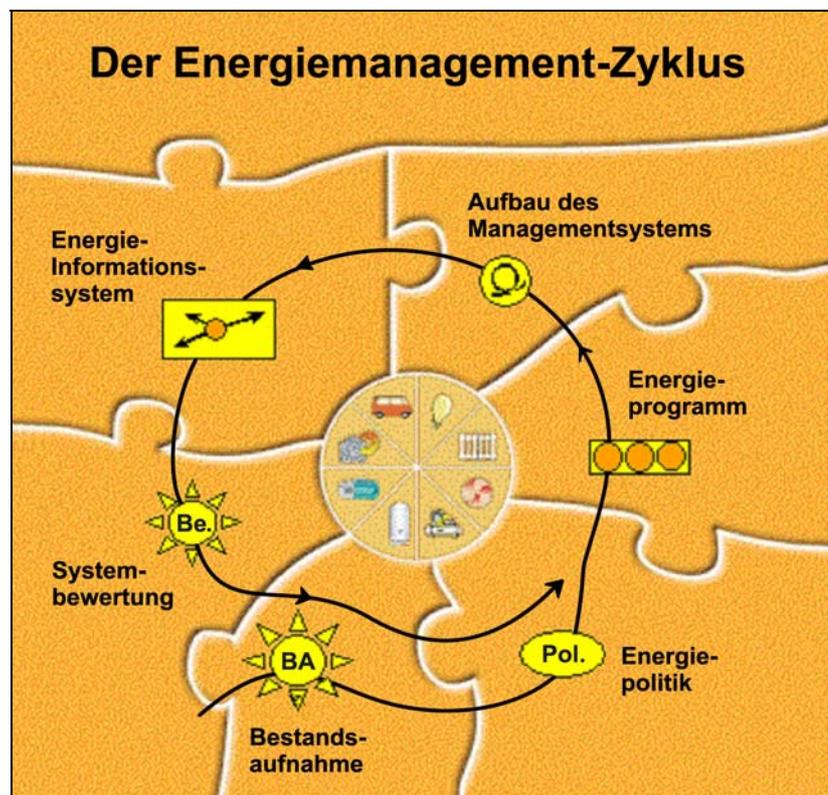
3.10 Energiemanagement

Energiemanagement ist der Weg, die Schwächen im Energiesystem aufzudecken, den Energieverbrauch zu senken und langfristig auf einem niedrigen Niveau zu halten. Der Ansatz berücksichtigt dabei nicht nur technische Möglichkeiten, sondern die Organisation, die Motivation der Mitarbeiter und eine konsequente Zusammenarbeit der unterschiedlichen Unternehmensbereiche.

Ein Energiemanagementsystem unterscheidet sich im Prinzip nicht von anderen Managementsystemen und wird in das bestehende Managementsystem eingearbeitet. Die untenstehende Abbildung beschreibt die Kernbereiche.

Der erste Schritt ist die Überprüfung des derzeitigen Verbrauchs. Es gibt meist eine Übersicht über Großverbraucher. Klarheit soll aber auch über die tatsächlichen Energieströme, die Verbraucher und über die derzeitige Energiebuchhaltung herrschen. Dabei wird den jeweiligen Großverbrauchern die jährlich verbrauchte Energie zugeordnet und damit der spezifische Energieverbrauch errechnet.

Abb. 33:
Energiemanagement-
Zyklus
Quelle:
Fa. Energon



Aus diesen Arbeiten entsteht das Energieprogramm mit Zeitrahmen, Budget und Personalaufwand. Die Einbindung aller Mitarbeiter ist besonders notwendig, denn hier liegen Kenntnisse über Schwachstellen und Verbesserungsmöglichkeiten. Im Energieteam werden technische Maßnahmen, Mitarbeiterschulungen und Verbesserungen der internen Abläufe festgelegt.

Im Bereich Managementsystem wird das System dokumentiert und ein Managementhandbuch erstellt. Es muss klar sein, wer in Zukunft für Verbesserungsmaßnahmen zuständig ist, welche Aufgaben und Verantwortungen festgelegt werden und wie die Systematik für kontinuierliche Verbesserungen aussieht.

Im Informationssystem werden Daten erhoben, dokumentiert, aufbereitet und kommuniziert. Kommunikation ist ein Kernbereich und unternehmensspezifisch werden Kennzahlen, Monatsberichte, Graphiken und eine elektronische Energiebuchhaltung festgelegt.

Die abschließende Kontrolle vergleicht den Soll- mit dem Ist- Zustand und stellt fest, ob alle Ziele erreicht wurden und welcher Weg in den kommenden Monaten eingeschlagen werden muss.

Die einzelnen Bereiche werden in monatlich festgesetzten Workshops erarbeitet und in den zwischenliegenden Phasen umgesetzt.

Die Implementierung eines Energiemanagementsystems ist in allen Industriebetrieben möglich. Die Einsparungen können bis zu einigen Prozent des Gesamtenergieverbrauches als einmaliger Effekt betragen. Das Energiemanagement wird in Österreich bei Industriebetrieben aller Branchen häufig angewendet, beispielsweise in der Metallverarbeitenden-, und Papierindustrie.

3.11 Optimierung der Vakuumpumpen

Bei der Generierung von Vakuum in der Industrie kommen sehr oft Flüssigkeitsringvakuumpumpen zum Einsatz. Der Flüssigkeitsring dient dabei einerseits der Kühlung der Maschine und andererseits der Abdichtung zwischen rotierendem Zellrad und Gehäuse. Dieses Prinzip ist für den Einsatz bei feuchten Industrieprozessen optimal. Die Maschinen sind unempfindlich gegenüber thermischen Belastungen, Wasserschlägen, Kondensat, Staub und Schmutz.

Das Saugvermögen wird durch die interne Kondensation des dem Saugstrom anhängenden Dampfes erhöht. Aus diesem Grund sollte die Temperatur des Flüssigkeitsringes minimiert werden, um die Kondensation zu maximieren und so den Wirkungsgrad der Vakuumpumpe zu erhöhen. Sperrwasserzulauftemperaturen von maximal 15 °C sind für die Betriebsweise optimal. Praxis ist allerdings, dass durch Schließung von Wasserkreisläufen die Sperrwassertemperatur in einigen Betrieben deutlich höher liegt.

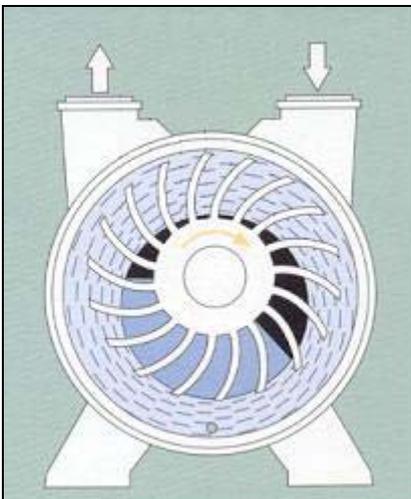


Abb. 34:

Schema Vakuumpumpe

Quelle: Fa. Nash-elmo vacuum technology GmbH,
<http://www.nash-elmo.de>

Durch den Einbau eines Kühlturms oder eines Wärmetauschers in den Sperrwasserkreislauf kann diese Temperatur wesentlich gesenkt werden, wodurch die Pumpe bei geringerer Drehzahl und somit mit geringerer Stromaufnahme betrieben werden kann.

Gegen die Erzielung der Einsparung sprechen sich im Allgemeinen die Prozessverantwortlichen aus, da sie im größeren Vakuum einen stärkeren Vorteil als in der zu erzielenden Energieeinsparung sehen.

Umgesetzte Einsparungen zeigen allerdings ein mitunter großes Energieeinsparpotenzial. So wurde z. B. bei einer Anlage durch Implementierung eines Kühlturms in den Sperrwasserkreis die Wassertemperatur von 40 °C auf 30 °C reduziert, was zu einer Einsparung von 15 % der Vakuumpumpenantriebsleistung führte.

Hemmnisse ergeben sich eventuell bei Platzmangel für die Aufstellung von Wärmetauschern und, sollte keine Nutzung für die Abwärme wie z. B. Prozesswasservorwärmung vorhanden sein, für den Kühlturm.

3.12 Beleuchtung

Der Sektor der Beleuchtung befindet sich in starkem Wandel, da Licht nicht mehr als allgemein einsetzbare Technologie anzusehen ist, sondern je nach Einsatzgebiet unterschiedlichen Anforderungen gerecht werden muss. Diese Funktionsansprüche stellen einen starken Impuls für neue Technologien und Innovationen dar.

Beleuchtung ist nicht nur Licht sondern auch Informationsmedium: Lichtwellenleiter als Informationsübertragungsmedium, Leuchtdioden in Verkehrslichtsignalanlagen und Multimediaanwendungen, Kleinstleuchten mit hoher Leuchtkraft für Kraftfahrzeuge und Instrumente, Licht in der Medizin (z. B. Tageslichttherapie), Lichtsteuerungen zur Optimierung der tatsächlich notwendigen Beleuchtung in Abhängigkeit des Tageslichteinfalls oder als Konstantbeleuchtungsstärke.

Auszug aus Beleuchtungstechnologien, Schwachstellen und neuen Technologien (siehe Tab. 18):

Eine Optimierung der Beleuchtung ist vor allem bei Neuerrichtungen wirtschaftlich.

Tab. 18: Leuchtenvergleich

Art	derzeitige Technologie	Schwachstellen	neue Technologie	Vorteile	Hemmnisse
Leuchtstofflampe	magnetisches Vorschaltgerät	hoher Eigenenergiebedarf	elektronisches Vorschaltgerät	niedriger Eigenbedarf, Regelbarkeit	Höhere Anschaffungskosten
Reflektoren	Stahlblech/Kunststoff	geringer Reflexionsanteil	Hochglanzspiegelreflektor	bessere Lichtausbeute	mechanische Belastbarkeit
Entladungslampen	Zündegerät und verschiedene Leuchtmittel	Starteigenschaften, Farbwiedergabe	Beschichtungen der Brennkolben	bessere Lichtausbeute	Umrüstkosten
Leuchtdioden			LED-Gruppen	Hohe Effizienz, lange Lebensdauer	Wenig Erfahrungen
Lichtleiter			Tageslichtleitungen, Lichtverteilung	natürliches Lichtspektrum, keine zusätzliche Lichtquelle	hoher Installationsaufwand, räumliche Beschränkung
Regelung			Lichtmanagementsysteme	Bedarfsanpassung	Installationsaufwand, Anschaffungskosten, Schnittstellen
			"Active Light"	Anpassung an Lichtverhältnisse	Installationsaufwand, Anschaffungskosten, Schnittstellen
			Lernfähige Regelungen	z.B.: Automatische Anpassung nach Jahreszeit	Langzeiterfahrungen
Reflektoren, Glaskolben und -röhren			geschliffene Gläser	Optimierung durch Anpassen der Absorption, Reflexion, Transmission sowie Lichtbrechung	Erfahrungen
Quarzlampen	Keramikkörper, Optimieren der Form zur Verbesserung der Effizienz	Höhere Lebensdauer	Aufwand bei Umrüstung		



3.13 LED (Light – Emitting – Diode) Strahler

Das Prinzip, mit Halbleitern Licht zu erzeugen, ist seit 50 Jahren bekannt. Fließt in einer LED Strom von der Anode zur Kathode, so wird von einem Halbleiterkristall Licht erzeugt. Je nach Art und Zusammensetzung des Halbleiterkristalls kann die Farbe des Lichts beeinflusst werden. Derzeit können die Farben weiß, blau, grün, gelb, orange, rot und Nuancen dieser Farben mit LED's generiert werden. Zurzeit liegt der Wirkungsgrad von weißen LED's ungefähr im selben Bereich wie von hochwertigen Halogenlampen. Zu Beleuchtungszwecken mit weißem Licht sind LED's nicht die richtige Wahl.

Bei der Erzeugung von farbigem Licht hat die LED einen besseren Wirkungsgrad als konventionelle Leuchtmittel. Farbige Licht wird durch Filtern einer weißen oder gelben Lichtquelle erzeugt. Bei der Erzeugung der Farben (rot, grün, blau) gehen dabei ungefähr 70 % des Lichts verloren. Eine T5 Neonröhre mit einem roten Farbfilter hat somit einen Wirkungsgrad von 30 lm/W und ist einer roten LED mit bis zu 45 lm/W unterlegen. Auch eine Halogenlampe mit blauem Filter hat mit 5–8 lm/W einen schlechteren Wirkungsgrad als eine blaue LED mit 10 lm/W [xix].

Tab. 19:
Wirkungsgradvergleich
Leuchtmittel – LED

Leuchtmittel	Helligkeit [lm/W]	LED	Helligkeit [lm/W]
Glühbirne	10–15	rot-orange	45–55
Halogenlampe	15–25	rot	35–45
HQL-Lampe	40–65	gelb	35–45
Kaltlichtkathodenröhre	40–65	weiß	20–25
Energiesparlampe	50–65	Nichia blau	8–10
HQL-Lampe	55–85		
T8-Leuchtstofflampe	65–95		
T5-Leuchtstofflampe	85–105		

Quelle: http://www.dotlight.de/site/technik/led_sind_heller.php

Bei Umgebungstemperaturen um 25 °C und 20 mA Stromaufnahme ergeben sich bis zu 100.000 Betriebsstunden Standzeit.

Vorteile:

- Hoher Wirkungsgrad bei farbigem Licht
- Sehr lange Lebensdauer (bis 100.000 h)
- Geringe Wartungskosten
- Geringe Entsorgungskosten.

Nachteile:

- Hohe Stückkosten
- Große Zahl von LED nötig, um Leuchtstärke konventioneller Leuchtmittel zu erreichen.
- Mit steigender Stromstärke und Umgebungstemperatur sinkt aufgrund der dadurch höheren Betriebstemperatur die Lebenserwartung stark.

Einsatz:

- Kfz – Beleuchtung
- Dunkelkammer
- Signalleuchten
- Leuchtreklame
- Verkehrsampeln
- Derzeit noch kein Einsatz in der Industrie.

3.14 Ansaugluftkühlung bei Gasturbinen

Die in der Gasturbine zur Verbrennung verwendete Luft wird in der Regel ungekühlt angesaugt. Die elektrische Leistung von Gasturbinen reduziert sich jedoch mit steigender Ansauglufttemperatur.

Mit Hilfe eines Pre-Coolers (Ansaugluftkühlung) wird eine Erhöhung der Dichte der angesaugten Luft erzielt und somit der Luftmassenstrom erhöht. Es wird daher mehr Sauerstoff für die Verbrennung innerhalb der Gasturbine bereitgestellt. Dies bedeutet, dass innerhalb der Brennkammer (Kompression der angesaugten Luft) ein höherer Systemdruck erzielt werden kann, wodurch der Wirkungsgrad erhöht wird.

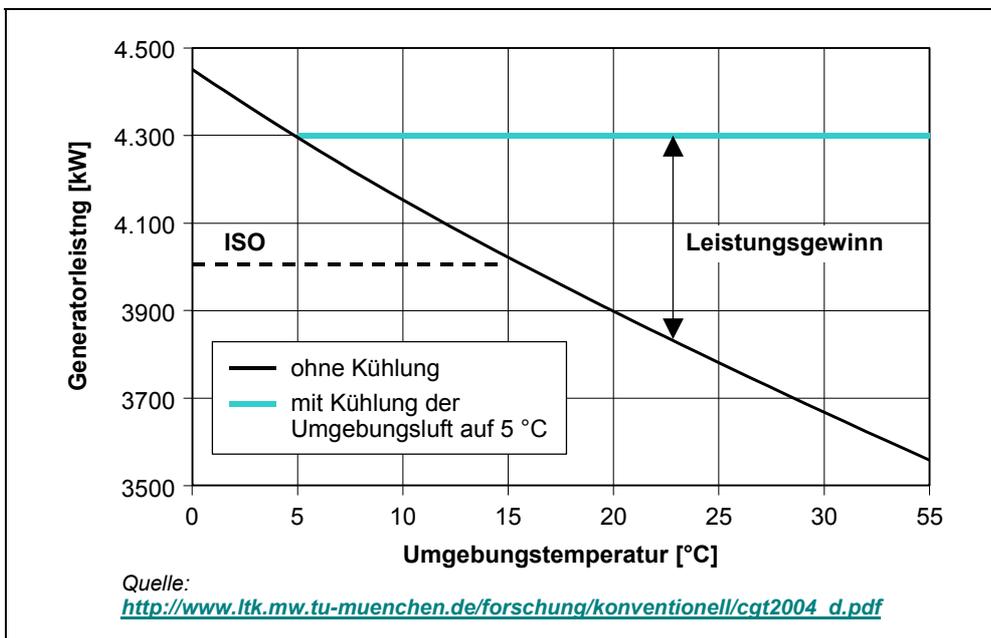


Abb. 35:
Leistungsgewinn bei
Gasturbinenkühlung

Diese Technologie ist vor allem bei höheren Außentemperaturen (Sommer) sinnvoll. Üblich ist die Kühlung der angesaugten Umgebungsluft durch Verdunstungskühlung, bei der feinste Tropfen in die Luftströmung einedüst werden und unter Wärmeentzug verdampfen. Der Kühleffekt ist jedoch durch die Feuchteaufnahmefähigkeit der Luft beschränkt, so dass die Luft üblicherweise kaum unter 15 °C gekühlt werden kann. Diese Kühlmethode ist daher hauptsächlich auf Regionen mit hohen Temperaturen und niedriger relativer Feuchte beschränkt [xx].

Mögliche Hemmnisse beim Einsatz der Ansaugluftkühlung:

- Zu hohe Investitionskosten (50.000–70.000 €)
- Zu geringer Stromvergütungspreis
- Zu hohe Luftfeuchtigkeit in der Umgebungsluft.

Diese Technologie ist bereits in zahlreichen Kesselhäusern in Österreich und im Ausland im Einsatz. Der Wirkungsgrad der Gasturbine steigt um etwa 1 %, die Amortisationszeit liegt bei weniger als 3 Jahren.

Bei einer holländischen Papierfabrik ergaben sich bei einer Betriebszeit von 8.600 h/a Einsparungen von 336 MWh/a das sind 13.440 €/a.

Ansaugluftkühlung ist generell bei allen Gasturbinen möglich und umso wirtschaftlicher, je höher die Gasturbinenleistung und Temperatur der angesaugten Luft sind.

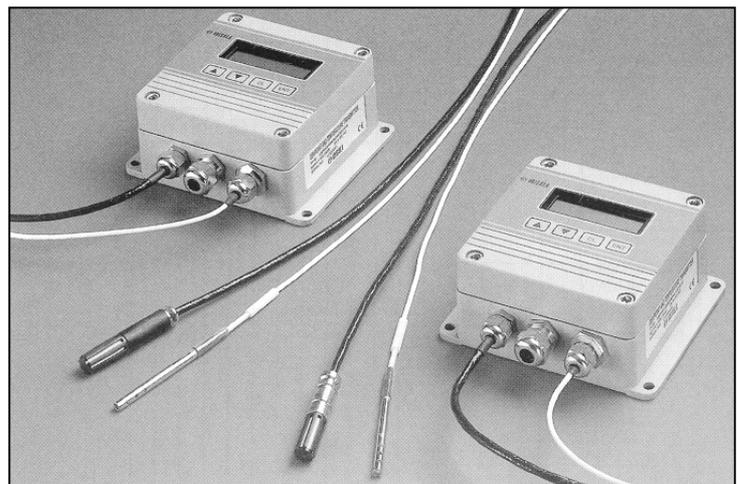
3.15 Taupunktregelung

Trocknungsprozesse sind oft mit sehr hohen Energieverbräuchen verbunden. Hier liegt teilweise Potenzial vor, den Prozess energetisch zu optimieren. Eine funktionierende Taupunktregelung (TPR) ist für eine konstant hohe Wärmenutzung und eine rentable Betriebsweise unumgänglich. Dabei werden die Ab- und Zuluftventilatoren zu Trockenanlagen so geregelt, dass nur soviel Luft die Anlage durchströmt, wie für den Abtransport der entstandenen Feuchtigkeit notwendig ist. Je mehr Wasser pro kg Luft abführbar ist, desto weniger Luftmenge wird benötigt [xxi].

Daraus resultieren:

- Geringere Investitionskosten beim Neubau der Lufttechnik
- Geringere Betriebskosten bei bestehenden Anlagen (geringere Ventilatorantriebsleistungen)
- Höhere mögliche Wärmerückgewinnungsraten durch besseren Wärmeübergang und größeren Wärmeinhalt der Abluft.

Abb. 36:
Taupunkttransmitter
Quelle:
<http://www.vaisala.de/>





Die für die Messung des Abluftfeuchtegehaltes und die Ansteuerung der Ventilatoren notwendigen Taupunkttransmitter der neuen Generation arbeiten sehr langzeitstabil und müssen deshalb nur äußerst selten nachkalibriert werden.

Problematisch sind die große Verschmutzungsgefahr der Transmitter und der damit verbundene Ausfall dieser Technologie. Durch Staub- und Faserrückstände in der Abluft kann der Transmitter ausfallen. Diese Probleme müssen fallweise geklärt werden. Die Konsequenzen können bis hin zu einem Produktionsstillstand reichen (z. B. Papierabriss bei einer Papiermaschine).

Aufgrund der Komplexität der Abluftsysteme besteht bei nicht optimaler Einstellung und Platzierung der Transmitter die Gefahr der lokalen Kondensation bzw. Tropfenbildung, was den Produktionsprozess wesentlich beeinflussen kann.

Diese Technologie kann außer bei Trocknungsanlagen (z. B. Trocknungsprozesse in der Papierindustrie) auch bei sämtlichen anderen Anlagen eingesetzt werden, bei denen feuchte Abluftströme an die Umgebung abgegeben werden, wo aber keine Kondensation auftreten darf (z. B. in der Lebensmittelindustrie, bei Kühlanlagen).

Bei Eignung beträgt die Energieeinsparung bis zu 5 % Prozent und ist in der Regel wirtschaftlich.

3.16 Pileheizung

Holz, der Rohstoff für die Zellstoffproduktion, wird normalerweise in Form von großen Piles im Freien gelagert. Von dort werden die Holzstücke in der Regel von unten abgezogen und gelangen mittels Fördereinrichtungen zur Vorwärmung, die teilweise durch Wärmerückgewinnung und teilweise durch Dampf erfolgt. Im Kocher werden die Holzstücke auf Betriebstemperatur (>100 °C) erwärmt. Es muss dabei auch das in den Holzstücken gespeicherte Wasser im Winter geschmolzen und erwärmt, bzw. im Sommer nur erwärmt werden.

Der Vorteil einer Pileheizung besteht nun in der Reduzierung dieses Heizenergieaufwandes. Als Energiequelle zur Beheizung kann dazu im Betrieb anfallende Abwärme genutzt werden. Bei Papierfabriken ist dafür teilweise Abwärme auf niedrigem Temperaturniveau vorhanden.

Wird ein Pile mittels „Fußbodenheizung“ nun soweit erwärmt, dass die darin vorhandenen Mikroorganismen aktiv werden, so kann auch die dadurch hervorgerufene eigenständige Erwärmung ausgenutzt werden.

Die Hemmnisse einer Pileheizung sind:

- Hohe Investitionskosten
- Großer logistischer Aufwand bei der Nachrüstung.

Zufolge der aktiven Mikroorganismen ergeben sich weiters:

- Festigkeitseinbrüche
- Weißeverluste
- Geringe Materialverluste.

Der Einsatz dieser Technologie ist dann sinnvoll, wenn Abwärme und auch die nötige Infrastruktur in ausreichendem Ausmaß vorhanden ist, da sonst die Investitionskosten zu hoch sind und somit die Nutzung unwirtschaftlich wäre.

Bei geeigneten Rahmenbedingungen (Birkenpiles) ist die Pileheizung bereits teilweise im Einsatz.

In einem steirischen Zellstoffwerk wären bei einem Pile Bedarf von 2.500 t Holz/Tag und den klimatischen Voraussetzungen, dass an 56 Tagen des Jahres die Temperaturen unter 0 °C liegen, das Wasser also gefroren vorliegt und daher geschmolzen und ausgehend von 0 °C erwärmt werden muss (statt wie im Jahresmittel von 10 °C), 7.328 MWh/a erforderlich. Das entspricht bei einem Energieinhalt von 0,65 MWh pro Tonne Dampf und einem Dampfpreis von 10 €/t einer Einsparung von:

$$\text{Einsparung} = 7.328 \text{ MWh/a} \cdot (1 \text{ t Dampf} / 0,65 \text{ MWh}) \cdot 10 \text{ €/t} = 112.738 \text{ €/a}$$

3.17 Kläranlagen – Belüftung

Bei Anwendung des Belebtschlammverfahrens zur Abwasserreinigung ist es erforderlich, das Schlamm-Wasser Gemisch nicht nur mit Sauerstoff zu versorgen, sondern auch eine homogene Durchmischung zu erzielen. Dazu werden teilweise Oberflächenbelüfter (z. B.: Mammutrotoren, Ejektoren..) eingesetzt.

Der Lufteintrag erfolgt über rotierende, senkrecht zur Beckenoberfläche angeordnete Kreisel (Rotation um eine vertikale Achse) oder horizontal angeordnete, mit Schaufrädern bestückte Walzen (Rotation um eine horizontale Achse).

Der Nachteil dieser Verfahren ist der geringe Wirkungsgrad des Sauerstoffeintrags und die damit verbundenen höheren Energiekosten. Weitere Nachteile sind die hohe Aerosolbildung und die aufgrund der Oberflächenbelüftung beschränkte Beckentiefe des Belebungsbeckens.

Bei der Druckbelüftung wird Luft durch Rohre, Filterkerzen, Membranbelüfter o. ä. in das Belebungsbecken mit Druck eingeblasen.

Die Sauerstoffübertragung erfolgt durch die aufsteigenden Luftblasen. Man unterscheidet je nach Blasengröße fein-, mittel- und grobbläsige Belüftung.

Aufgrund des besseren Gas-Flüssig Stoffübergangs muss nicht soviel Sauerstoff eingebracht werden, woraus niedrigere Energiekosten resultieren. Die geringere Aerosolbildung und die ungeschränkte Beckentiefe sind ebenfalls von Vorteil.

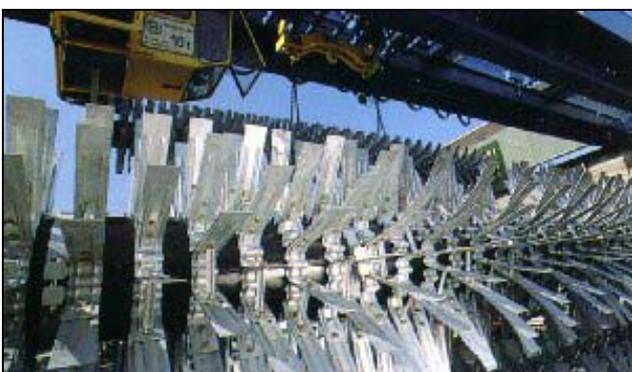


Abb. 36: Mammutrotor (Oberflächenlüfter)



Abb. 37: Druckbelüfter

Quelle: <http://www.acopassavant.be/index.htm>



Hemmnisse für den Einsatz der Druckbelüftung sind:

- Verstopfungsgefahr der Belüfter
- Kürzere Lebensdauer
- Teilweise zusätzliche Umwälzeinrichtung erforderlich.

Die Druckbelüftung wird bereits in zahlreichen Kläranlagen eingesetzt.

3.18 Lastmanagement

Hat ein Industriebetrieb einen unregelmäßigen Stromverbrauch mit hohen Lastspitzen, ist es für das EVU mit zusätzlichem Aufwand verbunden, diese Spitzen abzudecken (Hochfahren eines zusätzlichen Kraftwerkes, etc.). Dieser Aufwand muss vom Kunden in Form eines erhöhten Stromtarifes an das EVU finanziell abgegolten werden.

Der Netzbetreiber muss seine Kapazität auf die Höhe der Stromspitzen auslegen und Leitungskapazität freihalten, auch wenn diese Spitzen nur temporär anfallen. Dies äußert sich in einer erhöhten Netzdurchleitungsgebühr. Durch Implementierung eines Lastmanagementsystems können diese Spitzen abgeflacht oder gänzlich vermieden werden. Kann der Strombezugsverlauf an eine Bandlast angenähert werden, sinkt der Aufwand für Strom und Netz. Dazu ist eine permanente Messung des Stromverbrauches erforderlich.

Ein Lastmanagementsystem überwacht die Entwicklung des Stromverbrauches. Überschreitet der prognostizierte Wert den eingestellten Höchstwert, so werden eingebundene elektrische Geräte, welche zuzeit einer Lastspitze im Betrieb sind und nicht gerade für die Produktion notwendig sind, ausgeschaltet, ohne dass der Prozess in irgend einer Weise gestört oder beeinträchtigt wird.

Wichtig dabei ist, dass zunächst die entbehrlichsten elektrischen Geräte weggeschaltet werden. Dies ist durch mehrstufigen Aufbau des Lastmanagementsystems gewährleistet. Das bedeutet, dass in den verschiedenen Stufen die Geräte entsprechend ihrer Wichtigkeit gereiht sind.

Weiters stellen sogenannte KO-Kriterien sicher, dass die Geräte lediglich dann ausgeschaltet werden, wenn dies keine Beeinflussung der Produktion nach sich zieht. So kann zum Beispiel ein Kompressor lediglich dann vom Vollbetrieb in den Leerlauf geschaltet werden, wenn der derzeitige Druck im Druckluftbehälter über einer zu definierenden Grenze liegt und damit die Druckluftversorgung sichergestellt ist. Bei Erreichen dieses Grenzwertes muss der Kompressor wieder in den Vollbetrieb gehen.

Vorteile:

- der Verlauf des Stromverbrauches kann einigermaßen konstant gehalten werden, womit vom Kunden keine Spitzenlasttarife bezahlt werden müssen.
- die CO₂-Emission des EVU wird verringert
- Stromkosten werden gesenkt.

Hemmnisse:

- zu große örtliche Trennung der Verbraucher
- es müssen genügend Verbraucher entsprechend der Lastspitzen abschaltbar sein

Einsatz:

- in den meisten größeren Industriebetrieben wird das Lastmanagement bereits genutzt.

Für den Betrieb ergeben sich keine Einsparungen, da der Energiebedarf nur zeitversetzt erfolgt. Die Einsparungen beim EVU liegen bei <1 % des Gesamtenergiebedarfs.

Die Kosten betragen für eine Anlage mit Steuereinheit und den Anschluss an die Aggregate ab 10.000 €. In der Regel ist das Lastmanagement wirtschaftlich.

3.19 Ersatz von fossiler Energie

3.19.1 Biomassefeuerung

In der Industrie werden zur Erzeugung von Strom und Wärme zu einem großen Anteil fossile Energieträger verwendet (Ausnahme: Papier- und Zellstoffindustrie, Holzverarbeitende Industrie). Aufgrund von steigenden Brennstoffpreisen, der Förderungsproblematik und der Treibhausgasproblematik werden biogene Brennstoffe in zunehmendem Ausmaß interessant.

In Österreich gibt es eine klare Definition des Begriffes „BIOMASSE“. Die ÖNORM M7101 definiert Biomasse folgendermaßen: „Unter dem Begriff Biomasse versteht man alle organischen Stoffe biogener, nicht fossiler Art und umfasst also in der Natur lebende und wachsende Materie und daraus resultierende Abfallstoffe, sowohl von der lebenden als auch schon abgestorbener organischer Masse“. Diese Definition ist von elementarer Bedeutung, denn von ihr muss abgeleitet werden, ob Förderungen lukriert werden können. Alle Brennstoffe die unter diese Definition fallen, gelten als CO₂ neutral. Bei der Nutzung der Biomasse muss zwischen der klassischen Verfeuerung und der biogenen Vergasung und anschließender Verbrennung unterschieden werden (siehe Abb. 37).

Bei der Vergasung wird das geeignete organische Material unter Luft- und Lichtabschluss in einem Fermenter zur Vergärung gebracht. In dem entsprechend beheizten und gedämmten Behälter muss die richtige Temperatur (28–37 °C) für Mikroorganismen herrschen. Das durch die Bakterien erzeugte Gas (ca. 60 % Methan, 38 % CO₂, 2 % Restgase) wird abgeführt und zur Strom- und Wärmegegewinnung verbrannt.

Die Wahl der optimalen Feuerungstechnologie für feste Biomasse wird von der Art, Form und Korngröße des Biomassebrennstoffes wesentlich beeinflusst [xxii].

Für alle Feuerungen ist die Umsetzung einer gestuften Verbrennung wichtig. Die Luft wird in Verbrennungszonen eingeblasen. Diese Aufteilung in Primär-, Sekundär-, und manchmal auch noch in eine Tertiärluftzone ist für eine emissionsarme Verbrennung in Bezug auf Stickoxide (unterstöchiometrische Verbrennung in der Primärluftzone) sowie einem guten Ausbrand verantwortlich.

Die Eigenschaften biogener Brennstoffe differieren sehr stark. Das Abbrandverhalten von Biomasse wird insbesondere von der Stückigkeit, dem Verhältnis von Oberfläche zu Volumen, dem Wassergehalt und der chemischen Zusammensetzung beeinflusst. Daher stellt die Verfeuerung von Brennstoffgemischen eine besonders hohe Anforderung dar und ist oft mit Problemen verbunden. Bei Brennstoffen mit einem niedrigen Ascheerweichungspunkt, z. B. Stroh und Ganzpflanzen muss zur Vermeidung von Verschlackung die Feuerraumtemperatur begrenzt werden [xxii].

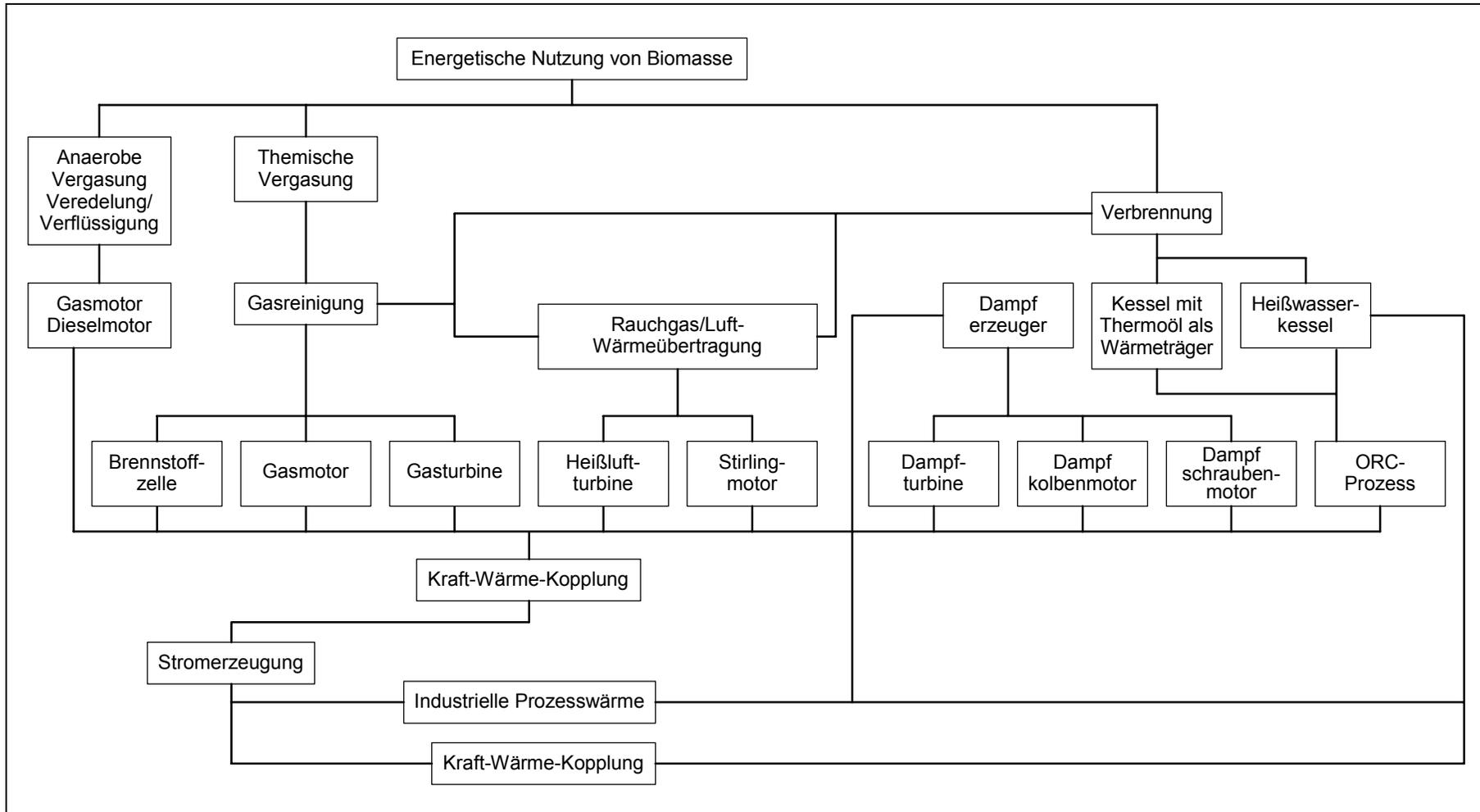


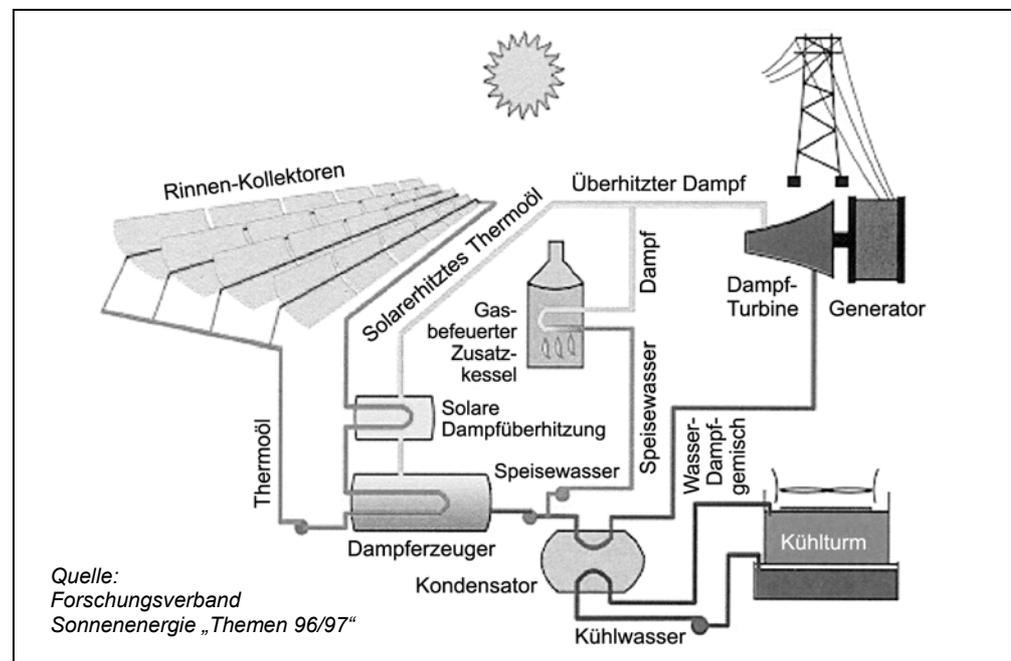
Abb. 37: Energetische Nutzung von Biomasse

Ökonomische Nachteile der Biomasseverbrennung sind die im Vergleich mit konventionellen Anlagen höheren Investitionskosten und die in einigen Bereichen noch nicht ganz ausgereifte Technologie.

3.19.2 Dampferzeugung mittels Parabolrinnenkollektor

Gegenüber den im BREF-Dokument „Großfeuerungsanlagen“ aufgelisteten üblichen Methoden und Technologien hat die Dampferzeugung mittels Parabolrinnenkollektoren den Vorteil, fast vollständig emissionsfrei zu arbeiten. Lediglich bei Einsatz eines gasbefeuerten Zusatzkessels fallen Emissionen an. Im solaren Teil dieser Anlagen wird in Absorberrohren eine Temperatur von etwa 400 °C durch Parabolspiegel erreicht. Diese Wärme wird über einen Wärmetauscher in den Wasser – Dampf – Kreislauf eines konventionellen Dampfkraftwerkes eingekoppelt. Untenstehende Abbildung zeigt den schematischen Aufbau.

Abb. 38:
Dampferzeugung mittels
Parabolrinnen-
kollektoren



An einem Einkreisystem, mit dem alleinigen Einsatz von Wasser als Wärmeträger wird zurzeit gearbeitet. Die Vorteile ergeben sich aus einer Verringerung des Anlagenaufwandes durch Wegfall sämtlicher mit dem Ölkreislauf zusammenhängender Komponenten, durch Steigerung der oberen Prozesstemperatur wegen Wegfalls des nur bis 400 °C verwendbaren Thermoöls sowie durch Verringerung des Eigenleistungsbedarfs durch Wegfall der Ölumwälzung [xxiii]. Bestehende Anlagen befinden sich zurzeit in Kramer Junction, Kalifornien, mit einer Leistung von 354 MW. Dort werden bei der Umwandlung von Sonneneinstrahlung in Strom Gesamtwirkungsgrade von über 20 % im Sommer und mehr als 14 % im Jahresdurchschnitt erreicht. Der thermische Wirkungsgrad des Solarfeldes wurde von 1985 bis 1991 von 35 % auf 50 % gesteigert.

In Europa befindet sich eine Testanlage in Spanien auf der Plataforma Solar in Almería. Dort setzt man auf oben beschriebenes Einkreisystem (EU-Forschungsvorhaben DISS). Die 550 m lange Versuchsanlage hat eine Leistung von 1,3 MW_{th} und ist seit 1999 in Betrieb [xxiv].



4 FALLBEISPIEL 1: KESSELHAUSOPTIMIERUNG

Hier werden die Kenndaten eines erdgasbefeuerten 60 t-Kessels (Erzeugung von 60 Tonnen Dampf pro Stunde) und Maßnahmen zur Optimierung dargestellt.

Der 60 t-Kessel weist rund 7.300 Betriebsstunden im Jahr auf.

In den folgenden Kapiteln werden die Verluste zufolge

- hoher Rauchgastemperatur = Rauchgasverluste
- unvollständiger Verbrennung = Verluste durch Unverbranntes (hauptsächlich CO; CH₄ und H₂ vernachlässigbar klein)
- warmer Oberflächen = Wärmeverluste

des 60 t-Kessels ermittelt. Dabei werden hier die Zusammenhänge erklärt und die Ergebnisse angegeben.

Weiters werden unterschiedliche energetische Optimierungsmaßnahmen ausführlich diskutiert. Es wird dabei auch der Eigenbedarf des Kessels (z. B.: Gebläse) berücksichtigt.

4.1 Rauchgasverluste

Bei der Verbrennung eines Energieträgers, einem gemessenen CO₂-Gehalt im Rauchgas (daraus ergibt sich aus der Verbrennungsrechnung der Abgasvolumenstrom; CO wird bei der Bestimmung der Verluste durch Unverbranntes gemessen) und einer gemessenen Temperatur des Rauchgases ergeben sich die Rauchgasverluste entsprechend der folgenden Formel:

$$q_{\text{Abgasverlust}} = \frac{V_{\text{Abgas,feucht,tats}} * c_{pm,Abgas} * (\vartheta_{\text{Abgas}} - \vartheta_{\text{Luft}})}{H_u} * 100 \quad [\%]$$

Sowohl die spez. Wärmekapazität $c_{pm,Abgas}$ als auch das Volumenstromverhältnis $V_{\text{Abgas,feucht,tats}}$ [Nm³_{Abgas}/Nm³_{Gas}] des Rauchgases wurden anhand der Rauchgaszusammensetzung auf rechnerischem Wege ermittelt, die übrigen Größen wurden seitens des Kesselbetreibers bekannt gegeben.

Die Leistung des Kessels kann mittels des Gasverbrauches ermittelt werden, wodurch die Abgasverluste in kW und % bestimmt werden können.

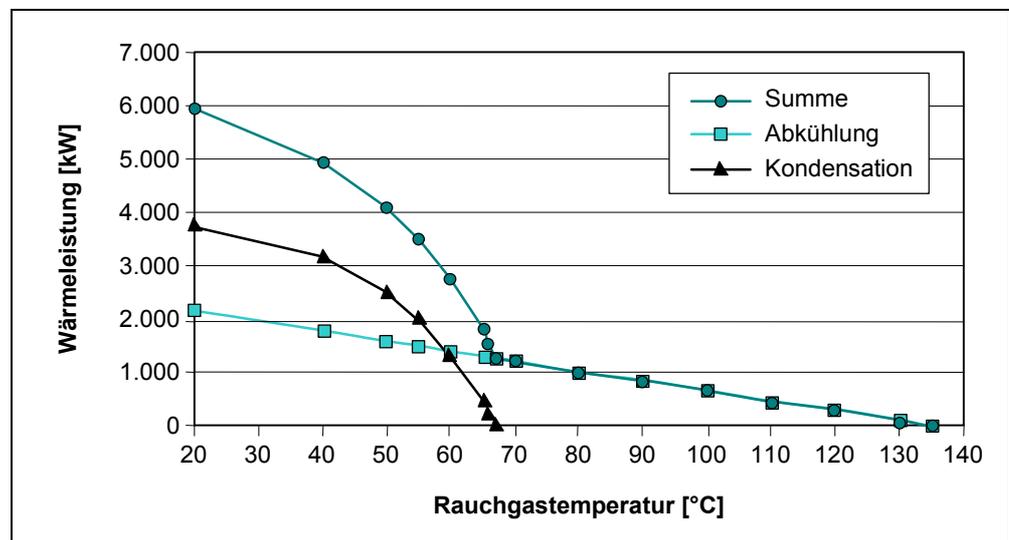
$$\dot{Q} = \frac{\dot{V}_{\text{Gas}} * H_u}{3.600} \quad [\text{kW}]$$

Die hier ausgewiesene Verlustleistung bezieht sich auf eine Umgebungstemperatur von 20 °C. Das bedeutet, dass ein Teil der Abgasverluste im Allgemeinen nicht zu verhindern ist, vorausgesetzt das Rauchgas wird nicht in den kondensierenden Bereich heruntergekühlt.

Tab. 20:
 Abgasverluste des
 Kessels

	Symbol	Einheit	60 t/h-Kessel
Energieträger			Erdgas
Heizwert	H_u	kJ/Nm ³	36.000
CO ₂ -Gehalt im Rauchgas	---	%	11,15
Spez. Wärmekapazität	$c_{pm, Abgas}$	$\frac{kJ}{Nm^3 Abgas K}$	1,3753
Rauchgastemperatur	ϑ_{Abgas}	°C	135
Umgebungstemperatur	ϑ_{Luft}	°C	20
Abgasvolumenstrom	$V_{Abgas, feucht, tats}$	$\frac{Nm^3 Abgas}{Nm^3 Gas}$	10,95
Brennstoffeinsatz (Jahresschnitt)	\dot{V}_{Gas}	$\frac{Nm^3 Gas}{h}$	4.452
Abgasverlust	$q_{Abgasverlust}$	%	4,88
Kesselleistung (Jahresschnitt)	Q	kW	44.520
Abgasverlust (bez. auf 20 °C exklusive Kondensation)	$q_{Abgasverlust}$	kW	2.141

Die Abgasverluste können durch eine zusätzliche Abkühlung, wie dies bereits geplant ist (vergleiche Kapitel 4.7.1), reduziert werden, wobei das folgende Abwärmepotenzial in Abhängigkeit der zukünftigen Rauchgastemperatur zur Verfügung steht.

 Abb. 39:
 Abwärmepotenzial des
 60 t-Kessels


Deutlich ist zu erkennen, dass zufolge Abkühlung auf 20 °C ohne Kondensation ein Abwärmepotenzial von nur 2,1 MW vorhanden ist. Beim Abkühlen unter 67 °C (entspricht Kondensationstemperatur) wird zufolge Kondensation (vgl. Brennwerttechnik) ein zusätzliches Abwärmepotenzial von 3,8 MW frei.

Diese Maßnahme konnte aufgrund behördlicher Vorgaben (Abkühlung nicht unter 80 °C) nur teilweise umgesetzt werden.



4.2 Verluste durch Unverbranntes

Die Verluste zufolge unverbranntem CO im Rauchgas werden mit der folgenden Formel ermittelt.

$$q_{\text{Unverbranntes}} = \frac{V_{\text{Abgas, feucht, tats}} * H_{u, \text{CO}} * m_{\text{CO Rauchgas}}}{H_u} * 100 \quad [\%]$$

Dabei ist der untere Heizwert von CO 12.644 kJ/kg.

	Symbol	Einheit	60 t/h-Kessel
CO-Anteil im Rauchgas (Messwert)	$m_{\text{CO Rauchgas}}$	$\frac{\text{mgCO}}{\text{Nm}^3 \text{ Abgas}}$	5
Verluste zufolge CO	$q_{\text{Unverbranntes}}$	%	0,002

Tab. 21:
Verluste der Kessel
durch Unverbranntes

Aufgrund der nahezu vollständigen Verbrennung im Kessel und dem damit geringen CO-Anteil im Rauchgas ist der Verlust zufolge Unverbranntem zu vernachlässigen.

Da der hier betrachtete Kessel größtenteils bei Vollast betrieben wird, kann unverbranntes CH₄ im Teillastbetrieb vernachlässigt werden.

4.3 Wärmeverluste

Die Verluste zufolge warmen Oberflächen bestehen aus Strahlungs- und Konvektionsverlusten, welche bei Oberflächentemperaturen von 50–100 °C die selbe Größenordnung aufweisen. Die Strahlungsverluste ergeben sich aus der Oberflächentemperatur, der Umgebungstemperatur sowie der Oberfläche entsprechend der Formel:

$$\dot{q}_{\text{Strahlung}} = A * \sigma * \varepsilon * (T_{\text{Oberfläche}}^4 - T_{\text{Umgebung}}^4) \quad [\text{W}]$$

$$\sigma = 5,67 * 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4}$$

Strahlungskonstante eines schwarzen Körpers $\varepsilon=0,95$ Emissionsgrad

Da die Oberflächen- stets größer als die Umgebungstemperatur ist, wird der Einfluss der Umgebungstemperatur im Vergleich zur Oberflächentemperatur aufgrund der 4. Potenz eher gering sein.

Bei einer Kesselhausbesichtigung wurden die „Hauptflächen“, das sind jene Flächen, welche entweder eine große Oberfläche oder eine hohe Oberflächentemperatur aufweisen, vermessen beziehungsweise abgeschätzt. Dabei wurden die Größe der Oberfläche sowie die Höhe der Oberflächentemperatur ermittelt und daraus die Strahlungsverluste errechnet.

Alleine diese vermessenen Flächen wiesen Strahlungsverluste von 136 kW auf. Unter Berücksichtigung aller anderen „Nebenflächen“, sowie Schwächen der Isolierung (stellenweise wurden bei „Hauptflächen“ deutlich höhere Temperaturen als die Durchschnittsoberflächentemperatur ermittelt) ergeben sich Strahlungsverluste in der Hö-



he von 272 kW. Nachdem, wie bereits oben angegeben, die Konvektionsverluste dieselbe Größenordnung wie die Strahlungsverluste aufweisen, ergeben sich Wärmeverluste in der Höhe von 545 kW. Bei 7.300 Betriebsstunden im Jahr sind das 3.978.500 kWh/a.

Tab. 22: Wärmeverluste im Kesselhaus

Teil	Oberflächentemperatur		Umgebungstemperatur		Oberfläche	Verluste
	°C	K	°C	K		
Strahlung Kesselmantelfläche	55	328	25	298	600	119,2
Strahlung Kesseldecke	75	348	25	298	33,0	12,1
Strahlung Brennerplatten	70	343	25	298	3,0	1,0
Strahlung Rohr	95	368	25	298	0,0	0,9
Strahlung Mannloch	200	473	25	298	0,3	0,6
Strahlung Schaulöcher	200	473	25	298	1,0	2,3
Strahlung Mannloch ins Freie	110	383	0	273	0,3	0,3
Summe der gemessenen Strahlungsverluste						136
Anbindungen und Infrastruktur					ca. 50 %	68
Isolierschwächen					ca. 50 %	68
Summe Strahlungsverluste						272
Konvektionsverluste haben selbe Größe wie Strahlungsverluste					ca. 100 %	272
Summe der Verluste						545

Isolierschwächen sind Wärmeverluste die sich aufgrund höherer Oberflächentemperaturen durch mangelnde Isolierung ergeben.

Bei einer durchschnittlichen Jahreskesselleistung von 43,85 MW entsprechen die Wärmeverluste $q_{\text{Wärme}}$ damit 1,2 %, was einen unüblich hohen Wert darstellt.

4.4 Kesselwirkungsgrad

Der Kesselwirkungsgrad ist folgendermaßen definiert:

$$\text{Kesselwirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzbare Energie}}{H_u} = 1 - q_{\text{Abgasverlust}} - q_{\text{Unverbranntes}} - q_{\text{Wärme}}$$

Die Systemgrenze wird dabei über den gesamten Kessel gelegt. Dem System zugeführt wird Energie in Form des Brennstoffs. Die nutzbare Energie und die Verluste verlassen das System.

In der folgenden Tabelle werden die einzelnen Verluste zu einem Gesamtverlust aufaddiert und der sich daraus ergebende Kesselwirkungsgrad angegeben.



	Symbol	Einheit	60 t/h-Kessel
Abgasverlust	$q_{\text{Abgasverlust}}$	%	4,88
Unverbranntes	$q_{\text{Unverbranntes}}$	%	0,002
Wärmeverluste	$q_{\text{Wärme}}$	%	1,2
Gesamtverluste		%	6,120
Wirkungsgrad	η	%	93,88

Tab. 23:
Kesselwirkungsgrad

Demnach lag der Kesselwirkungsgrad des 60 t-Kessels bei 93,88 % was üblichen, wenn auch nicht optimalen, Kesselwirkungsgraden entspricht. Diese liegen bei guten Kesselanlagen knapp unter 100 %. Hauptgründe für die Verluste sind einerseits die Rauchgastemperatur von 135 °C und andererseits die hohen Wärmeverluste.

4.5 Maßnahme 1: Verbesserung der Isolierung

Nachdem im Zuge eines Überhitzertausches Teile der Isolierung getauscht wurden, erfolgte die Wiederholung der Wärmeverlustmessung. Da Isolierschwächen behoben wurden, erfolgte eine Reduktion des berücksichtigenden Faktors von 50 % auf 25 % (dieser Faktor berücksichtigt Wärmeverluste aufgrund schlechter Isolierung und wird anhand von Temperaturmessungen über die Kesseloberfläche abgeschätzt). Die Ergebnisse der Messung sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Die Wärmeverluste haben sich von 545 auf 416 kW reduziert und betragen nunmehr nur noch $q_{\text{Wärme}}=0,95$ %.

Die Energieeinsparung zufolge Isolierungsoptimierung beträgt damit

$$(545-416) \text{ kW} \times 7300 \frac{\text{h}}{\text{a}} \times = 941.700 \frac{\text{kWh}}{\text{a}} = 941,7 \frac{\text{MWh}}{\text{a}}$$

Tab. 24: Wärmeverluste im Kesselhaus nach Verbesserung der Isolierung

Teil	Oberflächentemperatur		Umgebungstemperatur		Oberfläche m ²	Verluste kW
	°C	K	°C	K		
Strahlung Kesselmantelfläche	55	328	30	303	600,0	101,7
Strahlung Kesseldecke	90	363	46	319	33,0	12,5
Strahlung Brennerplatten	70	343	30	303	3,0	0,9
Strahlung Rohr	85	358	30	303	0,0	0,7
Strahlung Mannloch	200	473	30	303	0,3	0,6
Strahlung Schaulöcher	200	473	30	303	1,0	2,2
Strahlung Mannloch ins Freie	110	383	15	288	0,3	0,2
Summe der gemessenen Strahlungsverluste						119
Anbindungen und Infrastruktur					ca. 50 %	59
Isolierschächten					ca. 25 %	30
Summe Strahlungsverluste						208
Konvektionsverluste haben selbe Größe wie Strahlungsverluste					ca. 100 %	208
Summe der Verluste						416

Die höheren Umgebungstemperaturen ergeben sich aufgrund geänderter Randbedingungen vor und nach dem Überhitzertausch

1. Zuluftgitter an der Kesselhausdecke nach Überhitzertausch geschlossen; die Zuluft wird im unteren Bereich des Kesselhauses zugeführt und über die Abstrahlungsverluste vorgewärmt
2. Außentemperatur bei Messung nach Überhitzertausch um 15 °C höher.

Die erhöhte Umgebungstemperatur wirkt sich nur bei den Abstrahlungsverlusten der Kesselmantelfläche positiv aus und kann bei den übrigen Verlustquellen vernachlässigt werden. Die Reduktion der Verluste ergibt sich hauptsächlich durch Verminderung des Isolierschwächen berücksichtigenden Faktors.

4.6 Maßnahme 2: Verbrennungsluftvorwärmung

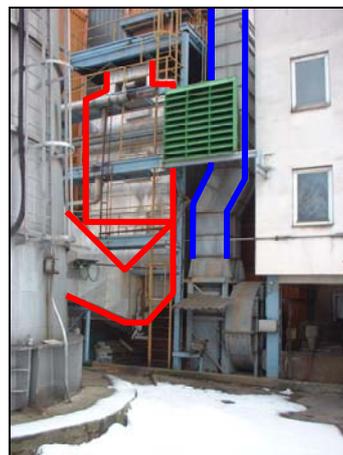
Mit dieser Maßnahme werden die Wärmeverluste $q_{\text{Wärme}}$ reduziert.

4.6.1 Darstellung der Ist-Situation

Als Verbrennungsluft für den Kessel wird einerseits direkt Außenluft und andererseits Luft von der Kesselhausdecke angesaugt. Das Verhältnis beträgt dabei rund 2/3 Außenluft zu 1/3 Kesselhausdeckenluft. In den folgenden beiden Abbildungen ist die Ansaugung der Außenluft über das grüne Ansauggitter, das Frischluftgebläse sowie die Luftkanalführung an der Außenseite des Kesselhauses zur Kesselhausdecke für die Ansaugung der Innenluft erkennbar.

Abb. 40 (links):
Frischlufansaugung
außen

Abb. 41 (rechts):
Frischlufansaugung
innen



Die Ansaugung eines Teilstromes der Verbrennungsluft an der Kesseldecke hat das Ziel, die Verbrennungsluft vorzuwärmen. Dennoch tritt die Verbrennungsluft nahezu mit Umgebungstemperatur in den Kessel ein. Gründe dafür sind, dass der Luftkanal der Kesseldeckenluft an der Außenseite des Kesselhauses angebracht und nicht isoliert ist, der Luftstrom der wärmeren Innenluft nur 1/3 des Gesamtstromes beträgt und zudem an der Kesselhausdecke nur eine geringe Temperaturerhöhung gegenüber der Außenluft stattfindet.

Grund für die geringe Temperaturerhöhung der Kesselhausinnenluft sind in erster Linie die knapp unter der Kesselhausdecke angebrachten geöffneten Lüftungsgitter, welche in Abb. 42 dargestellt sind.



Abb. 42:
Lüftungen an der
Kesseldecke

Bei durchgeführten Messungen herrschte eine Außentemperatur von 0 °C, die an der Kesseldecke abgesaugte Verbrennungsluft wies 25 °C auf. Andere Kesselhäuser weisen zum Beispiel Ansaugtemperaturen von 50–70 °C an der Kesselhausdecke auf, was im Vergleich zur derzeitigen Ansaugtemperatur von 25 °C einer zusätzlichen Leistung von 450–750 kW entspricht.

An den Lüftungsgittern an der einen Seite des Kesselhauses wurde eine Zuluftgeschwindigkeit von 2–5 m/s ermittelt. An der gegenüberliegenden Seite wurde eine Geschwindigkeit der aus dem Kesselhaus austretenden, auf 25 °C erwärmten Luft von 2–3 m/s gemessen.

Es zeigt sich, dass einerseits die eintretende Luft mit 72.000 m³/h weit über der an der Kesseldecke abgesaugten Verbrennungsluftmenge von rund 13.000 m³/h liegt und andererseits eine große Wärmeleistung (zum Zeitpunkt der Messung 600 kW) über die Lüftungsgitter „abgelüftet“ wird.

$$\text{Zuluftmenge} = \text{Lüftungsgitterfläche} * \text{Faktor}_{\text{freierQuerschnitt}} * \text{Luftgeschwindigkeit}$$

$$\text{Zuluftmenge} = 20\text{m}^2 * 0,5 * 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}} = 72.000\text{m}^3 / \text{h}$$

$$\dot{Q}_{\text{abgelüftet}} = \text{Lüftungsgitterfläche} * \text{Faktor}_{\text{freierQuerschnitt}} * \text{Luftgeschwindigkeit} * \rho * c_p * \Delta T$$

$$\dot{Q}_{\text{abgelüftet}} = 20\text{m}^2 * 0,5 * 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (25 - 0)\text{K} = 600\text{kW}$$

Weiters wurde die Ermittlung von Strahlungsverlusten von warmen Oberflächen innerhalb des Kesselhauses durchgeführt und darauf aufbauend die auftretenden Wärmeverluste bestimmt.

In Tab. 22 und Tab. 24 sind die Wärmeverluste mit 545 kW vor beziehungsweise 416 kW nach Verbesserung der Isolierung (bzw. Überhitzeraustausch) ermittelt worden und entsprechen in der Größenordnung den oben dargestellten Verlusten zufolge „Ablüften“ mit 600 kW, welche vor dem Überhitzertausch ermittelt wurden.



4.6.2 Optimierungsmaßnahme

Die Verbrennungsluft soll mehr als bisher vorgewärmt werden.

Es sind folgende Maßnahmen möglich beziehungsweise erforderlich:

- Schließen der Lüftungsgitter unterhalb der Kesselhausdecke
- Schließen der Ansaugung von Außen
- Isolierung des Luftkanals
- Abdichten der geschlossenen Lüftungsgitter.

4.6.2.1 Schließung der Lüftungsgitter und 100 %-ige Ansaugung von innen

Vor Überhitzertausch

Um den Effekt der Schließung sowohl der Lüftungsgitter als auch der Ansaugung von außen zu zeigen, wurden diese geschlossen. Die Ergebnisse sind in Tab. 25 dargestellt.

Tab. 25:
Messergebnisse vor
Überhitzertausch

Messpunkt/°C	Luftansaugung Lüftungsgitter	30 % oben offen	100 % oben geschlossen
Luftansaugung Kesselhaus		48 °C	50 °C
Umgebungsluft		20 °C	20 °C
Nach Frischluftgebläse		28 °C	47 °C

Vor den Schließungen betrug die Lufttemperatur der angesaugten Kesselhausdeckenluft 48 °C. Die Kesselzulufttemperatur betrug, da die warme Luft zufolge des unisolierten Luftkanals abkühlt und mit der 20-gradigen Außenluft gemischt wird, nur noch 28 °C.

Nach den Schließungen stieg die Temperatur im Kesselhaus geringfügig auf knapp über 50 °C an und das obwohl nun die gesamte Luftmenge von der Kesselhausdecke angesaugt wurde. Die Kesselzulufttemperatur betrug, da die warme Luft zufolge des unisolierten Luftkanals um rund 3,5 °C abkühlt nur noch 47 °C (Vergleiche Kapitel 4.6.2.2.).

Alleine die durch die Schließung der Lüftungskappen sowie der Ansaugung von innen gewonnene Wärmeleistung ergibt sich aus der Temperaturdifferenz von 47°C-28 °C = 19 K und dem Volumenstrom des Verbrennungsluftgebläse von 45.000 m³/h (lt. Typenschild) zu 285 kW.

$$\dot{Q}_{\text{geschlosseneLüftungsgitter}} = \dot{V}_{\text{Kesseldecke}} * \rho * c_p * \Delta T$$

$$\dot{Q}_{\text{geschlosseneLüftungsgitter}} = 45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (47 - 28) \text{K} * \frac{1 \text{kWh}}{3.600 \text{kJ}} = 285 \text{kW}$$

Mit dieser Maßnahme reduzieren sich die Wärmeverluste von 545 kW (Wärmeverluste, siehe Kapitel 4.3) auf 545-285 = 260 kW und betragen nun $q_{\text{Wärme}} = 0,59 \%$.



Nach Überhitzertausch

Nachdem im Zuge des Erhitzertausches die Kesselisolierungen teilweise erneuert wurden, erfolgte eine Wiederholung des oben beschriebenen Versuches. Die Ergebnisse sind in Tab. 26 dargestellt.

Messpunkt/°C	Luftansaugung Lüftungsgitter	30 % oben offen	30 % oben geschlossen	100 % oben geschlossen
Direkt unterhalb der Kesselhausdecke		50 °C	54 °C	52 °C
Luftansaugung Kesselhaus		46 °C	47 °C	46 °C
Umgebungsluft		16 °C	16 °C	14 °C
Nach Frischluftgebläse		26 °C	28 °C	36 °C–37 °C

Tab. 26:
Messergebnisse nach
Überhitzertausch

Die durch Schließen der Lüftungsklappen sowie der Ansaugung von innen gewonnene Wärmeleistung nach dem Überhitzerumbau ergibt sich aus der Temperaturdifferenz nach Frischluftgebläse von 26 auf 36–37 °C (im Mittel 10,5 °C) zu 157,5 kW.

$$\dot{Q}_{\text{geschlossene Lüftungsgitter}} = \dot{V}_{\text{Kesseldecke}} * \rho * c_p * \Delta T$$

$$\dot{Q}_{\text{geschlossene Lüftungsgitter}} = 45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (36,5 - 26) \text{K} * \frac{1 \text{kWh}}{3.600 \text{kJ}} = 157,5 \text{kW}$$

Aufgrund der besseren Isolierung und der sich daraus ergebenden geringeren Abstrahlung kann der Luft weniger Leistung entnommen werden als vor dem Überhitzertausch.

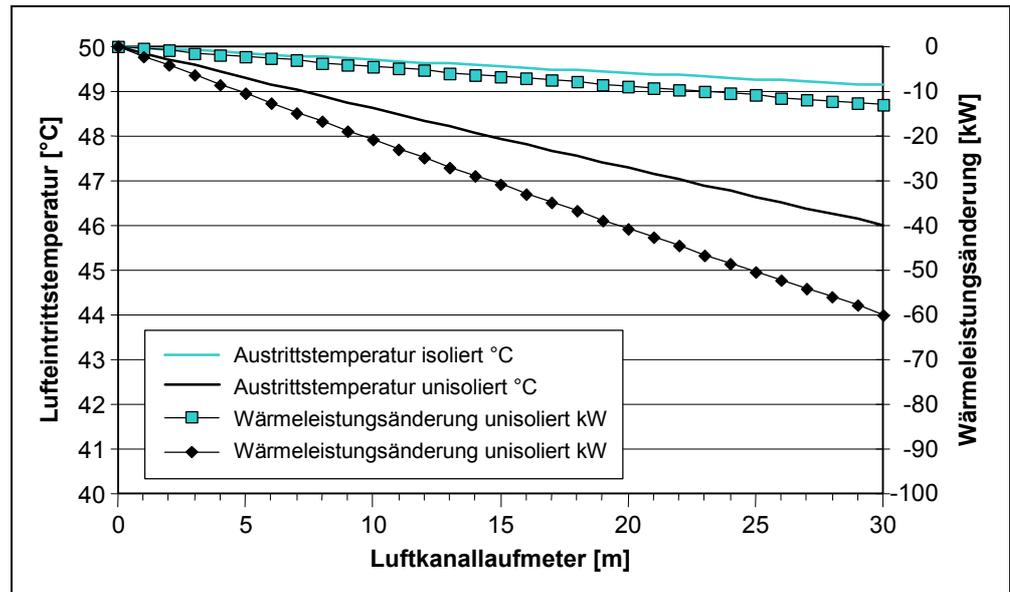
Es reduzieren sich die Wärmeverluste von 416 kW (Wärmeverluste nach Maßnahme 1 siehe Kapitel 4.5) auf 416–157,5 = 258,5 kW und betragen nun ebenfalls $q_{\text{Wärme}} = 0,59\%$. Ein Vergleich mit den Wärmeverlusten vor dem Überhitzertausch zeigt, dass diese sich nicht verringert haben. Ein Grund dafür sind die höheren Wärmeverluste über den Luftkanal, der ja an der Gebäudeaußenseite geführt wird.

4.6.2.2 Isolierung des Luftkanals

Die Berechnung der Wärmeverluste des Luftkanals bezieht sich auf eine Umgebungstemperatur von 10 °C, eine Lufteintrittstemperatur von 50 °C und eine Oberfläche von 4,4 m²/m.

Zufolge der Isolierung des 25 m langen Luftkanals wird die Luft statt um 3,5 °C nur um ca. 0,5 °C abgekühlt. Das entspricht einer Reduktion der Wärmeverluste in der Höhe von 40 kW.

Abb. 43:
Temperatur- und
Wärmeleistungsverluste
des Luftkanals



Es ist zu erkennen, dass bei dem Versuch mit 100 %-iger Absaugung von oben eine deutliche Abkühlung der Kesselzuluft von der Ansaugung (46 °C) bis zu der Messstelle nach dem Frischluftgebläse (36–37 °C) auftritt. Den alleinigen Grund dafür können nicht die Wärmeverluste über den Luftkanal darstellen, da diese wie oben bereits gezeigt in der Größe von rund 3,5 °C liegen. Vielmehr wird bei dem Versuch unvermeidbar doch etwas kühle Außenluft über Undichtigkeiten der Lüftungsklappen der Außenluftansaugung und im Bereich der Umschaltklappen mit angesaugt. Dieser Einfluss ist vor dem Überhitzertausch geringer, da bei diesen Messungen die Umgebungstemperatur höher ist.

Zufolge der Isolierung des Luftkanals und damit Abdichten dieser undichten Stellen kühlt die Kesselzuluft lt. Abb. 43 für einen 25 m langen Luftkanal bei einer Lufteintrittstemperatur von 50 °C um ca. 0,7 °C ab. Im vorliegenden Fall tritt die Luft mit 46 °C in den Kanal ein. Es wird daher eine Abkühlung von 0,5 °C angenommen, d. h. die Temperatur nach dem Frischluftgebläse beträgt 45,5 °C. Ohne Isolierung beträgt die Abkühlung 46 °C–36,5 °C=9,5 °C (Wärmeverluste 3,5 °C und Verluste durch Undichtigkeiten 6 °C). Durch Isolierung des Luftkanals kühlt sich die Kesselzuluft daher um 9 °C weniger ab, was einer Reduktion der Wärmeverluste in der Höhe von 135 kW entspricht.

$$\dot{Q}_{\text{VerlustLuftungskanal}} = 45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 9\text{K} * \frac{1\text{kWh}}{3.600\text{kJ}} = 135\text{kW}$$

Die gesamte gewonnene Wärmeleistung durch Schließen der Lüftungsgitter, 100 %iger Absaugung von oben und Isolierung des Luftkanals beträgt daher:
157,5 kW + 135 kW = 292,5 kW

Das kann auch mit der Temperatur nach Frischluftgebläse von 45,5 °C (100 % oben, geschlossen, isoliert) und 26 °C (30 % oben, offen, nicht isoliert) errechnet werden.

$$\dot{Q}_{\text{VerlustLuftungskanal}} = 45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * (45,5 - 26)\text{K} * \frac{1\text{kWh}}{3.600\text{kJ}} = 292,5\text{kW}$$

Die Wärmeverluste ergeben sich daher zu: 416 kW-292,5 W = 123,5 kW und betragen nun $q_{\text{Wärme}} = 0,28 \%$.



4.6.2.3 Abdichtung der Lüftungsgitter

Die Abdichtung der Lüftungsgitter unterhalb der Kesselhausdecke würde, nachdem sie auch im geschlossenen Zustand teilweise sehr undicht sind, eine weitere Temperaturerhöhung an der Kesselhausdecke bewirken, welche mit mindestens 5 °C abgeschätzt wird.

4.6.3 Maßnahme 2: Zusammenfassung

Die Durchführung aller oben angeführten Maßnahmen lässt demnach auf die deutliche Reduktion der nach Maßnahme 1: Verbesserung der Isolierung im Kapitel 4.5 mit 416 kW ermittelten Wärmeverluste schließen. Die Verluste beziehen sich auf die bei den jeweiligen Messungen auftretenden Außentemperaturen, die zwischen 14 und 20 °C lagen. Die durchschnittliche Jahrestemperatur am Projektstandort beträgt ca. 13 °C. Die Auswirkung auf die Wirkungsgradberechnung ist bei Temperaturdifferenzen zwischen durchschnittlicher- und tatsächlicher Außentemperatur von 1–7 °C marginal und kann vernachlässigt werden.

Maßnahme	Temperaturerhöhung [°C]	Leistungserhöhung [kW]
Schließen der Lüftungsgitter unterhalb der Kesseldecke Schließen der Ansaugung von Außen	10,5	157,5
Isolierung des Luftkanals Wärmeverluste 3 °C Undichtigkeiten 6 °C	9	135
Abdichten der geschlossenen Lüftungsgitter	5	75
SUMME	24,5	367,5

Tab. 27:
Reduktion der
Wärmeverluste beim
60 t-Kessel

Die Wärmeverluste reduzieren sich von 416 kW ($q_{\text{Wärme}} = 1,2 \%$) auf 48,5 kW ($q_{\text{Wärme}} = 0,11 \%$). Der Kesselwirkungsgrad beträgt daher: 95 %

Die Verbesserung der Isolierung wurde bereits im Rahmen des Überhitzertausches durchgeführt und wird daher bei der Berechnung der Einsparungen nicht berücksichtigt.

Eine Luftvorwärmung der gesamten Kesselzuluft um 24,5 °C ist demnach realistisch, was Einsparungen von 367,5 kW bedeutet. Davon wurden bereits 300 kW mittels durchgeführten Versuchen bestätigt.

$$\dot{Q}_{\text{Einsparung}} = 45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} * 24,5 \text{K} * \frac{1 \text{kWh}}{3.600 \text{kJ}} = 367,5 \text{kW}$$

Damit können rund 88 % ($367,5 \text{ kW} / 416 \text{ kW} = 0,88$) der derzeitigen Wärmeverluste im Kesselhaus für die Verbrennungsluftvorwärmung verwendet werden, die verbleibenden 12 % stellen dann effektive Wärmeverluste dar.

Da der Kessel 7.300 Betriebsstunden aufweist, ergibt sich eine Einsparung von 2,68 GWh/a.

$$Q_{\text{Einsparung}} = 367,5 \text{kW} * 7.300 \text{h} / \text{a} = 2.682.750 \text{kWh} / \text{a}$$

Nachdem derzeit für die Erwärmung der kalten Verbrennungsluft im Kessel Gas eingesetzt wird, reduziert sich der Gasverbrauch bei dem unteren Heizwert von 10 kWh/Nm³ und einem Kesselwirkungsgrad von rund 95 % (der tatsächlich vorhandene Wirkungsgrad ist, wie in Kapitel 4.4 dargestellt 93,88 %, wird aber durch oben angeführte Optimierungsmaßnahmen steigen) um 282.394 Nm³/a. Das entspricht 2.682.750 kWh/a, und hat eine Kostenreduktion von 43.711 €/a zur Folge.

$$\text{Gasreduktion} = \frac{2.682.750 \text{ kWh/a}}{10 \text{ kWh/Nm}^3 \cdot 0,95} = 282.394 \text{ Nm}^3/\text{a}$$

$$\text{Kostenreduktion} = 282.394 \text{ Nm}^3/\text{a} \cdot 0,155 \text{ €/a} = 43.771 \text{ €/a}$$

Folgende Punkte müssen noch berücksichtigt werden:

- Aufgrund des größeren Druckverlustes (130 Pa, gemessen) zufolge des insgesamt längeren Ansaugkanals (100 % werden von der Kesselhausdecke angesaugt) zieht der Ventilator rund 2 kW mehr Leistung. Dies entspricht einem zusätzlichen Stromverbrauch von 14.600 kWh/a und damit Mehrkosten von 628 €/a.
- Aufgrund des größeren Volumenstroms (4.000 Nm³/h) zufolge 25 °C höherer Temperatur zieht der Ventilator rund 10 kW mehr Leistung. Dies entspricht einem zusätzlichen Stromverbrauch von 73.000 kWh/a und damit Mehrkosten von 3.139 €/a.
- Unter Volllast (60 t/h Dampfproduktion) benötigt der unterste der 3 Brenner einen hohen Verbrennungsluftdruck, der derzeit nur dann erreicht werden kann, wenn die Luft zumindest teilweise von unten und nicht von der Kesselhausdecke abgesaugt wird (Aufteilung 80 % von oben, 20 % von außen). Damit könnte derzeit bei Volllast nicht die gesamte Luft von der Kesselhausdecke angesaugt werden. Eine Kapazitätsanpassung des Frischlüfters (Kosten rund 5.000 €) ist demnach erforderlich.

Einsparungen ergeben sich somit zu: 43.771 €/a – 628 €/a – 3.139 €/a = **40.004 €/a**,

wobei die wärmeseitigen Einsparungen 2.682.750 kWh/a und der stromseitige Mehraufwand 87.600 kWh/a betragen.

Einsparungen: 43.771 €/a – 628 €/a – 3.139 €/a = **40.004 €/a**

Gasseitige Einsparungen: **2.682.750 kWh/a**

Stromseitiger Mehraufwand: 14.600 kWh/a + 73.000 kWh/a = **87.600 kWh/a**

Folgender Punkt ist bei der Umsetzung zu beachten:

- Zuzufolge einer Verbrennungsluftvorwärmung kann es zum Anstieg der NO_x-Emission kommen. Derzeit liegt der NO_x-Ausstoß laut Prüfbericht bei 141 mg/Nm³. 200 mg/Nm³ sollten nicht überschritten werden, da dieser Wert in der EU wie in Österreich für bestehende Anlagen gilt.

Die Investitionskosten ergeben sich in Summe zu maximal 31.875 €.

Schließen der Lüftungsgitter unterhalb der Kesseldecke	0 €
Schließen der Ansaugung von Außen	0 €
Isolierung Luftkanal, 100 mm stark, wetterfeste Ausführung ca. 100 m ² a 100 €	10.000 €
Gerüst ca. 100 m ² a 25 €	2.500 €
Abdichten Lüftungsgitter mit abnehmbaren Paneelen ca. 80 m ² a 100 €	8.000 €
Kapazitätsanpassung Frischlüfter	5.000 €
Zwischensumme	25.500 €
Unvorsehbares 10 %	2.550 €
Detailplanung, Ausschreibung, Bauleitung 15 %	3.825 €
Summe	31.875 €

Tab. 28:
Investitionskosten

$$\text{Amortisationszeit} = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Einsparung}} = \frac{31.875\text{€}}{40.004\text{€}/a} = 0,8a$$

Die **Amortisationszeit** der Maßnahme 2 beträgt in Summe **0,8 Jahre**. Die Wirtschaftlichkeit kann noch weiter verbessert werden, wenn zum Abdichten der Lüftungsgitter nicht abnehmbare Paneele verwendet werden, sondern die Lüftungsgitter mit alten Filzen verhängt werden.

Diese Maßnahme wurde bereits umgesetzt.

4.7 Maßnahme 3: Abgaswärmenutzung zur Speisewasser- und Verbrennungsluftvorwärmung

4.7.1 Darstellung der Ist-Situation und der Projektidee

Derzeit beträgt die Rauchgastemperatur des 60 t-Kessels rund 135 °C. Es besteht seitens des Kesselbetreibers die Projektidee, das Rauchgas im Wärmetauscher auf 80 °C abzukühlen und diese vorhandene Energie, rund 1.100 kW (vgl. Abb. 39), auf das Speisewasser zu übertragen und dieses damit von 10 °C auf knapp 77 °C zu erwärmen.

Die Abgasverluste würden sich damit von $q_{\text{Abgas}} = 4,88 \%$ auf 2,37 % reduzieren.

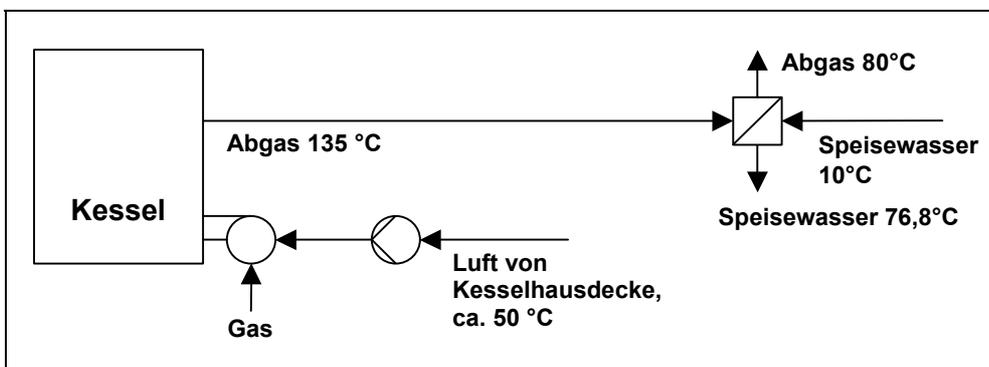


Abb. 44:
Speisewasser-
vorwärmung

Nachdem es bei einer Rauchgasabkühlung auf 80 °C an kalten Kaminstellen zu Kondensation kommen wird, ist auch eine Veränderung beim Kamin (entweder neuer Edelstahlkamin, oder Edelstahlrohr in Kamin einziehen) erforderlich.

Gemäß Kesselbetreiber und Kesselhersteller ergeben sich für diese Maßnahmen Investitionskosten von ca. 180.000 €, welchen. Einsparungen von ca. 140.000 €/a gegenüberstehen.

Eine Berechnung lt. Allplan ergibt Einsparungen von 131.000 €/a. Die Differenz von 9.000 € zur Schätzung kann auf unterschiedliche Betriebsstunden des Kessels zurückgeführt werden.

$$Q_{\text{Einsparung}} = 1100 \text{ kW} * 7.300 \text{ h} / \text{a} = 8.030.000 \text{ kWh} / \text{a}$$

$$\text{Gasreduktion} = \frac{8.030.000 \text{ kWh} / \text{a}}{10 \text{ kWh} / \text{Nm}^3} * 0,95 = 845.263 \text{ Nm}^3 / \text{a}$$

$$\text{Kostenreduktion} = 845.263 \text{ Nm}^3 / \text{a} * 0,155 \text{ €/a} = 131.000 \text{ €/a}$$

4.7.2 Optimierungsmäßnahme LUVO und Economiser

Ein LUVO (Luftvorwärmer) ist ein Luft/Luft-Wärmetauscher und dient in diesem Fall der Vorwärmung der Verbrennungsluft mithilfe des heißen Rauchgases. Ein Economiser ist ein Luft/Wasser-Wärmetauscher und dient der Erwärmung des Kesselspeisewassers mithilfe des Kesselabgases.

Zufolge des zukünftig kondensatbeständigen Kamins ist eine Abkühlung der Rauchgase in den kondensierenden Bereich möglich (Brennwerttechnik). Seitens Kesselbetreiber wurde zuerst eine minimale Rauchgastemperatur von derzeit 65 °C als zulässig bekannt gegeben. Dadurch könnte zusätzlich Energie aus dem Rauchgas genutzt werden.

Später wurde allerdings seitens des Ministeriums bekannt gegeben, dass eine Rauchgastemperatur von 80 °C aufgrund der Anrainersituation ab 2004 nicht unterschritten werden darf. Demnach ist keine zusätzliche Einsparung aus rechtlichen Gründen möglich.

Nachdem Einsparungen aus technischer Sicht dennoch vorhanden sind, und sich die rechtlichen Rahmenbedingungen wieder derart ändern könnten, dass eine Rauchgasabkühlung auf 65 °C möglich wird, soll dieses Einsparungsprojekt dennoch der Vollständigkeit halber angegeben werden.

Aufgrund der örtlichen Gegebenheit bietet sich an, die bei der Abkühlung der Rauchgase statt auf 80 °C auf 65 °C freiwerdende Wärme für eine weitere Kesselzulufterwärmung zu verwenden. In Abb. 41 ist der warme Rauchgasstrom rot, der kühlere Kesselzuluftstrom blau markiert.

Da das Kesselspeisewasser ausgehend von 10 °C und die Kesselzuluft von 50 °C erwärmt wird ist es sinnvoll, die zusätzliche Rauchgaswärmenutzung nicht nach, sondern vor der bereits geplanten in den Rauchgasstrom zu setzen. Dadurch ergibt sich eine größere Spreizung am LUVO und die im Rauchgas enthaltene Wärme kann auf entsprechendem Niveau genutzt werden. Bei Einbau nach dem Economizer wäre das Temperaturniveau des Rauchgases schon zu niedrig um die Kesselzuluft auf 80 °C zu erwärmen.



Das 135 °C heiße Abgas wärmt im LUVO die Verbrennungsluft von 50 °C auf 80 °C vor und kühlt auf ca. 100 °C ab. Im nachfolgenden Speisewasservorwärmer (Economizer) wird das Speisewasser von 10 °C auf 77 °C erwärmt, wobei sich dabei das Rauchgas auf 65 °C abkühlt.

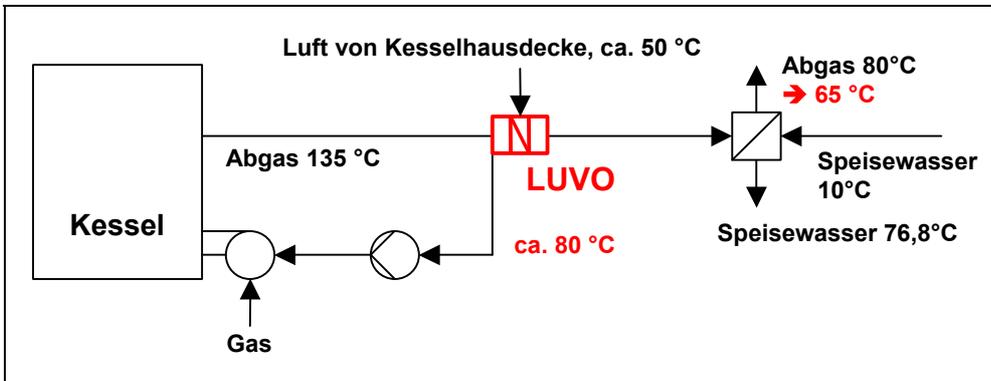


Abb. 45:
Rauchgasabwärmee-
nutzung (Verbrennungs-
luftvorwärmung)

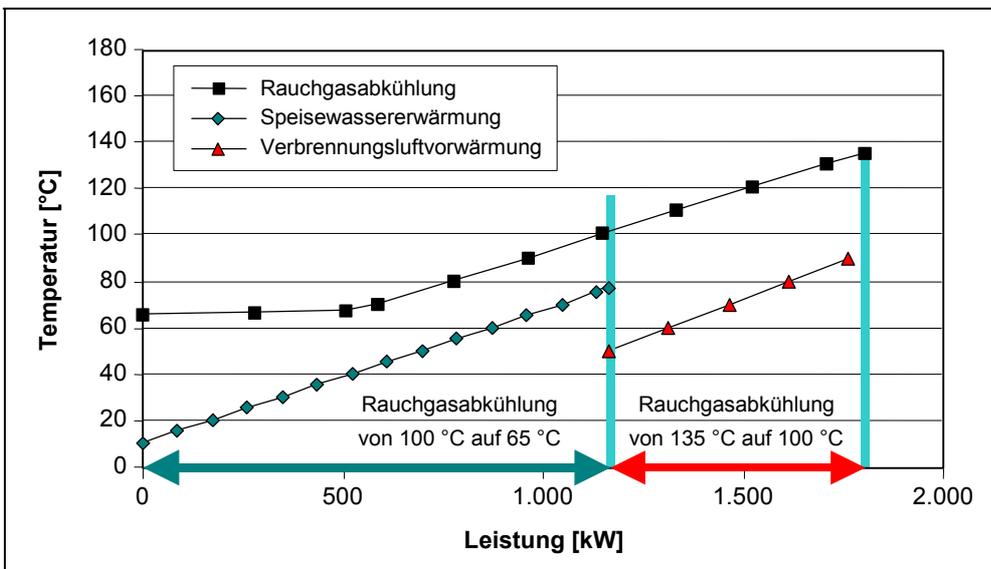


Abb. 46:
Temperaturverlauf bei
Rauchgasabkühlung

Abb. 46 zeigt die Temperaturen der 3 Medien Rauchgas (135 °C → 65 °C), Speisewasser (10 °C → 77 °C) und Kesselzuluft (50 °C → 80 °C). Deutlich ist die Kondensatbildung im Rauchgas ab 67 °C durch die konstante Kondensationstemperatur zu erkennen. Weiters ist zu erkennen, dass beim Rauchgas/Wasser-Wärmetauscher immer ein Temperaturunterschied der Medien von mindestens 20 °C vorliegt, beim Rauchgas/Luft-Wärmetauscher sind es mindestens 40 °C.

Bei einer zusätzlichen Abkühlung der Rauchgase bis auf 65 °C können dem Rauchgas im Jahresmittel rund 450 kW Wärme entzogen werden. (Siehe Abb. 46, Gerade Verbrennungsluftvorwärmung; 50 °C : 1.150 kW; 80 °C : 1.600 kW). Mit diesen 450 kW kann die Kesselzuluft um 30 °C von rund 50 °C auf 80 °C erwärmt werden.



$$\Delta T = \frac{\dot{Q}_{\rightarrow 65^{\circ}\text{C}}}{\dot{V}_{\text{Verbrennungsluft}} * \rho * c_p} = \frac{450\text{kW}}{\frac{45.000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3.600 \frac{\text{s}}{\text{h}}} * 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 1 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}} = 30^{\circ}\text{C}$$

Bei Abkühlung auf 65 °C beträgt die gesamte dem Rauchgas entnommene Leistung 1.800 kW (siehe Abb. 46-Abszisse). Die Abgasverluste betragen somit nur mehr $q_{\text{Abgas}} = 0,77 \%$.

Die Einsparungen ergeben sich zu:

$$Q_{\text{Einsparung}} = 450\text{kW} * 7.300\text{h} / \text{a} = 3.285.000\text{kWh} / \text{a}$$

Nachdem derzeit für die Erwärmung der kalten Verbrennungsluft im Kessel Gas eingesetzt wird, reduziert sich der Gasverbrauch bei dem unteren Heizwert von 10 kWh/Nm³ und einem Kesselwirkungsgrad von 95 % um 345.789 Nm³/a (= 3.457.890 kWh/a) und die Kostenreduktion beträgt 53.597 €/a.

$$\text{Gasreduktion} = \frac{3.285.000\text{kWh} / \text{a}}{10\text{kWh} / \text{Nm}^3} * 0,95 = 345.789\text{Nm}^3 / \text{a}$$

$$\text{Kostenreduktion} = 345.789\text{Nm}^3 / \text{a} * 0,155\text{€} / \text{Nm}^3 = 53.597\text{€} / \text{a}$$

Um diese Einsparungen erzielen zu können, sind folgende Umbauten (aufgrund Kondensation) erforderlich (in Tab. 29 immer mit Mehraufwand bezeichnet), für die **Investitionskosten** in der Höhe von **187.175 €** anfallen.

Tab. 29:
Investitionskosten

Abgas/Luft WT135/100, 50/80, 500 kW	30.000 €
Abgas/Wasser WT100/65, 10/77,6, 1.100 kW	39.720 €
Abgas/Wasser WT135/80, 10/77, 1.100 kW	29.980 €
Mehrkosten Abgas/Wasser WT	9.740 €
Mehraufwand Anbindung Wärmetauscher	5.000 €
Mehraufwand bauliche Maßnahmen (Statik-Stahlkonstruktion)	10.000 €
Saugzuggebläse bei Abgastemp. 65 °C, 90 kW, für 2.000 Pa	45.550 €
Saugzuggebläse bei Abgastemp. 80 °C	25.500 €
Mehraufwand Saugzuggebläse inkl. Motor	20.000 €
Frischlufthebläse anpassen	5.000 €
Mehraufwand Kamin (Inliner)	30.000 €
Brenneranpassung	5.000 €
Mehraufwand Kondensatableitung	15.000 €
Mehraufwand Regelung	5.000 €
Zwischensumme	149.740 €
Unvorsehbares 10 %	14.974 €
Detailplanung, Ausschreibung, Bauleitung 15 %	22.461 €
Summe	187.175 €



Es kommt zu einem zusätzlichen Stromverbrauch des zu errichtenden Saugzugventilators von 328.500 kWh/a und damit zu einer Erhöhung der Betriebskosten von $45 \text{ kW} * 7.300 \text{ h} * 43 \text{ €/MWh} = 14.126 \text{ €/a}$.

Die Energiekostenreduktion beträgt $53.597 \text{ €/a} - 14.126 \text{ €/a} = 39.471 \text{ €/a}$.

Damit ergibt sich eine **Wirtschaftlichkeit** von **4,74 Jahren**.

$$\text{Amortisationszeit} = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Einsparung}} = \frac{187.175\text{€}}{53.597\text{€/a} - 14.126\text{€/a}} = 4,74$$

Wird die Rauchgaswärmenutzung ausgehend von 135 °C auf 65 °C betrachtet, so beträgt die Amortisationszeit 2,05 a.

$$\text{Amortisationszeit} = \frac{\text{Investitionskosten}}{\text{Einsparung}} = \frac{180.000 + 187.175\text{€}}{140.000\text{€/a} + 53.597\text{€/a} - 14.126\text{€/a}} = 2,05\text{a}$$

Wie bereits zu Beginn der Optimierungsbeschreibung dargestellt, ist eine gemeinsame Umsetzung aus rechtlichen Gründen derzeit nicht möglich. Weiters kann zum derzeitigen Zeitpunkt noch keine Aussage über den Einfluss einer zusätzlichen Verbrennungsluftvorwärmung bei den vorhandenen Brennern auf die NO_x-Werte angegeben werden.

Tab. 30 zeigt für die jeweiligen Maßnahmen die sich daraus ergebende Verlustreduktion.

Maßnahme	Verlust	Reduktion um %
Maßnahme 1, Verbesserung der Isolierung	Q _{Wärme}	0,29
Maßnahme 2, Verbrennungsluftvorwärmung	Q _{Wärme}	0,84
Maßnahme 3, Abgaswärmenutzung	Q _{Abgas}	4,11
SUMME		5,24

Tab. 30:
Summe der
Verlustreduktion

Der Gesamtwirkungsgrad des Kesselhauses betrug vor Umsetzung aller Maßnahmen: 93,88 % und würde auf $93,88 \% + 5,24 \% = 99,12 \%$ steigen.

4.8 Maßnahme 4: Regelung Verbrennungsluftgebläse

Diese Maßnahme wirkt sich nicht auf den Kesselwirkungsgrad aus, betrifft aber die Peripherie des Kessels und wird deshalb ebenfalls angeführt.

Die Variation der Kesselleistung erfolgt durch ändern der Brennerleistung. Diese wiederum wird mit dem Erdgasvolumenstrom eingestellt. In Abhängigkeit dessen muss deshalb auch der Verbrennungsluftvolumenstrom des Verbrennungsluftgebläses verändert werden können.

Dies kann durch

- Klappen-
- Drall-
- oder Drehzahlregelung des Verbrennungsluftgebläses erfolgen.



4.8.1 Darstellung der Ist-Situation

Der Motor des Verbrennungsluftgebläses ist an der 6 kV-Ebene angeschlossen. Die Regelung des Luftvolumenstromes erfolgt mittels bereits bestehender Drallregelung. Dabei wird das zu fördernde Medium mit Hilfe eines Schaufelgitters vor dem Laufrad in Drall versetzt. Ein Gleichdrall (= Vordrall im Drehsinn des Laufrades) führt gegenüber der drallfreien Zuströmung zu einem Abfall, ein Gegendrall zu einer Anhebung der Gebläsekennlinie $H(Q)$.

Um die Betriebspunkte in Tab. 31 eintragen zu können, wurden 2 Messungen bei Teillast und Volllast durchgeführt.

Tab. 31: Messergebnisse Verbrennungsluftgebläse

Dampf- erzeugung [t/h]	Gas- verbrauch [Nm ³ /h]	Luftbedarf		Druck- differenz [Pa]	Stromauf- nahme [A]	Leistungsaufnahme Volllast/Teillast [kW]
		[Nm ³ /h]	[Nm ³ /s]			
48	4.000	44.000	12,2	6.350	16,5	129/154
60	5.600	61.600	17,1	7.850	20	187/187

In den folgenden Berechnungen werden der Keilriemenwirkungsgrad mit $\eta_{\text{Keilriemen}} = 0,95$ und der Motorwirkungsgrad von $\eta_{\text{Motor}} = 0,90$ im Teil- und Volllastbetrieb angenommen.

Der Gebläsewirkungsgrad wird im Teillastbetrieb mit $\eta_{\text{GebläseTeillast}} = 0,70$ und im Volllastbetrieb mit $\eta_{\text{GebläseVolllast}} = 0,84$ angenommen.

$$\text{Leistungsaufnahme}_{\text{theoretisch}} = \text{Volumenstrom} \cdot \Delta p / \eta_{\text{Gebläse}} / \eta_{\text{Keilriemen}} / \eta_{\text{Motor}}$$

$$\text{Leistungsaufnahme}_{\text{praktisch}} = I \cdot U \cdot \sqrt{3} \cdot \eta_{\text{Motor}}$$

$$\text{Leistungsaufnahme}_{48\text{t/h, theoretisch}} = 12,2 \text{ Nm}^3/\text{s} \cdot 6.350 \text{ Pa} / 0,70 / 0,95 / 0,9 = 129 \text{ kW}$$

$$\text{Leistungsaufnahme}_{48\text{t/h, praktisch}} = 16,5 \text{ A} \cdot 6.000 \text{ V} \cdot 1,73 \cdot 0,9 = 154 \text{ kW}$$

$$\text{Leistungsaufnahme}_{60\text{t/h, theoretisch}} = 17,1 \text{ Nm}^3/\text{s} \cdot 7.850 \text{ Pa} / 0,84 / 0,95 / 0,9 = 187 \text{ kW}$$

$$\text{Leistungsaufnahme}_{60\text{t/h, praktisch}} = 20 \text{ A} \cdot 6.000 \text{ V} \cdot 1,73 \cdot 0,9 = 187 \text{ kW}$$

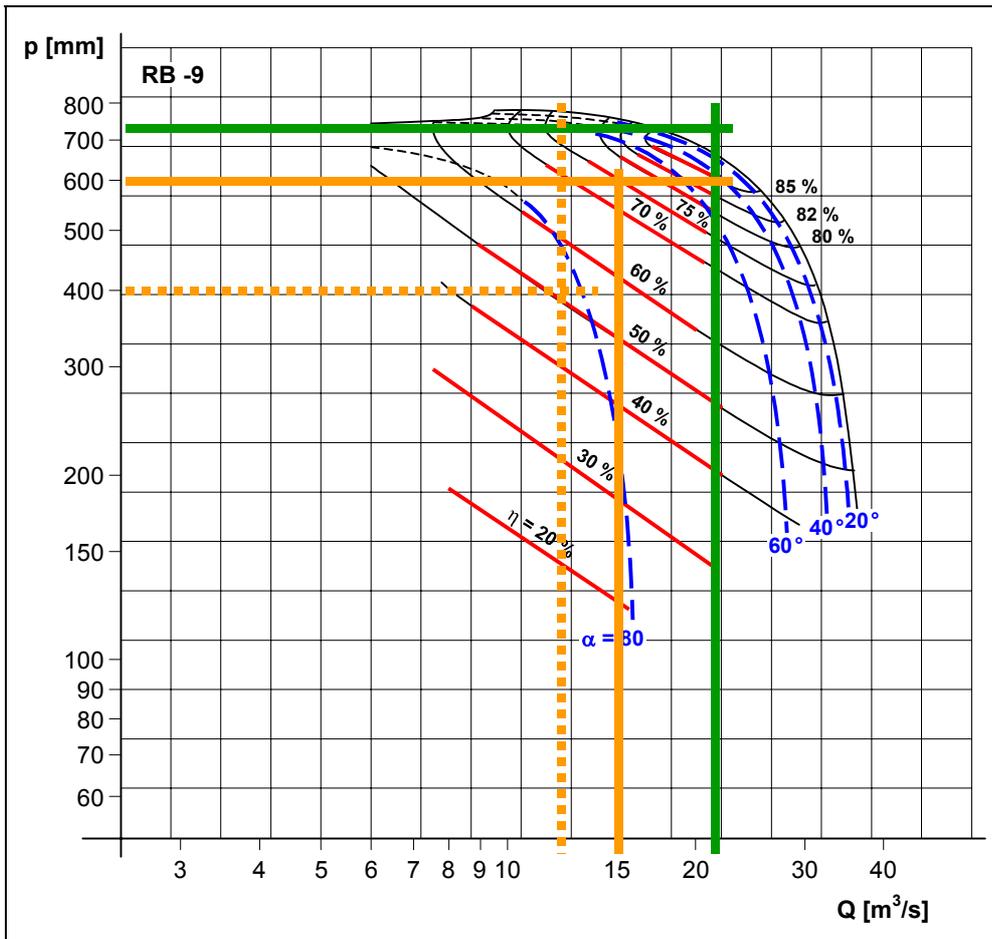


Abb. 47: Betriebspunkte des Verbrennungsluftgebläses

In Abb. 47 wird auf der x-Achse der Volumenstrom in m³/h und auf der y-Achse der Druck in mm Wassersäule angegeben. Wird der Volumenstrom und Druck des Gebläses eingetragen, dann kann im Schnittpunkt der beiden Geraden (60 t/h, grüne Linien) der Wirkungsgrad (rote Linien) abgelesen werden. Im vorliegenden Fall läuft das Verbrennungsluftgebläse bei einem Wirkungsgrad von 70 % (48 t/h) bzw. 84 % (60 t/h). Nach dem Gebläse wird der Druck der Frischluft allerdings mittels Klappen heruntergeregelt. Tab. 32 zeigt das Ausmaß der erforderlichen Druckregelung.

Betriebszustand	Dampfproduktion [t/h]	Druck [mbar]			
		Brenner 1	Brenner 2	Brenner 3	Nach Ventilator
Sommer	48	36	30	32	60
Winter	60	65	46	40	75

Tab. 32: Frischluftdrücke bei den Brennern

Es ist zu erkennen (siehe Tab. 32), dass mit steigender Kesselleistung auch der erforderliche Druck der Frischluft steigt. Auffallend ist, dass die Drücke bei den Brennern nicht gleichmäßig ansteigen, sondern bei Brenner 1 (am Kessel der unterste Brenner, Regelbrenner für Druck) ein überproportionaler Anstieg festzustellen ist.

Ursache dafür ist, dass der oberste Brenner (= Brenner 3) zu nahe am Überhitzer platziert ist. Um den Überhitzer nicht zu sehr zu belasten (er wurde während der Projektlaufzeit erneuert), wird der Brenner 3 bei der Erhöhung der Dampfproduktion

nicht sehr stark in die Höhe gefahren. Die Leistungssteigerung, welche nicht vom Brenner 3 erzielt wird, liefert derzeit ausschließlich Brenner 1. Der mittlere Brenner 2 ist im Regelkonzept der Regelbrenner für die Menge.

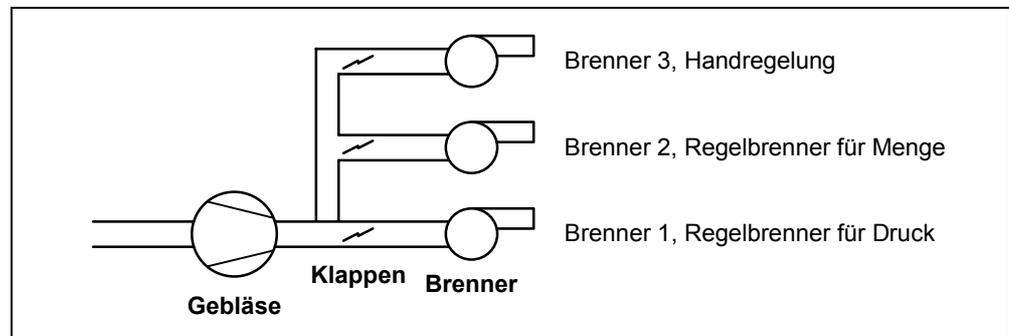
Im Teillastbetrieb wird fast die Hälfte des vom Ventilator erzeugten Druckes mittels der Klappen vor den Brennern weggedrosselt.

In den folgenden Kapiteln wird die Optimierung nur für den Sommerbetrieb (Teillast) betrachtet, da im Winterbetrieb die Differenz zwischen „Druck nach Ventilator“ und „Druck Brenner“ sehr klein ist und daher nicht weiter abgesenkt werden kann.

In Tab. 32 ist für den Sommerbetrieb (Dampfproduktion 48 t/h) zu erkennen, dass der vom Frischluftgebläse erzeugte Druck mit 60 mbar deutlich über dem beim Brenner 1 benötigten Druck von 36 mbar liegt.

Die überschüssige Druckdifferenz wird mittels der vor dem jeweiligen Brenner angebrachten Klappe abgebaut.

Abb. 48:
Regelung Kesselzuluft



4.8.2 Optimierungsmaßnahme A (Drehzahlregelung mittels Frequenzumrichter)

Um Aussagen über eine mögliche Optimierung des Frischluftgebläses treffen zu können, soll zunächst die Leistungsaufnahme bestimmt werden, wenn das Gebläse mit einem guten Wirkungsgrad (80 %) nur den notwendigen Druck aufbringen würde (4.000 Pa).

$$\text{Leistungsaufnahmen}_{48\text{t/h}} = 12,2 \text{ Nm}^3/\text{s} * 4.000 \text{ Pa}/0,80/0,95/0,9 = 71 \text{ kW}$$

Demnach würde die Leistungsaufnahme um 58 kW geringer (129 kW–71 kW) liegen, wenn das Gebläse auch im Teillastbetrieb immer noch einen guten Betriebspunkt hätte.

Mögliche **Einsparungen** betragen bei angenommenen 3.500 Betriebsstunden im Sommerbetrieb **8.729 €/a**.

$$58 \text{ kW} * 3.500 \text{ h/a} = 203.000 \text{ kWh/a}$$

$$203.000 \text{ kWh/a} * 0,043 \text{ €/kWh} = 8.729 \text{ €/a}$$

Eine Regelung des Gebläses mittels Frequenzumrichter (FU) würde sehr hohe **Kosten** von **jedenfalls 50.000 €** verursachen (FU, neuer Motor an 400 V-Ebene, Regelung, Einbindung, bauliche Maßnahmen) wodurch sich eine **Amortisationszeit** von **>5 Jahren** ergibt.



4.8.3 Optimierungsmaßnahme B (Drallregelung)

Nachdem die Regelung mittels Drallregelung effizienter ist als mittels Klappe, sollte der Druck nach dem Gebläse nicht mittels Klappen sondern mittels der bestehenden Drallregelung auf 40 mbar runter geregelt, und mit den Klappen bei den Brennern die Feineinstellung vorgenommen werden.

Es ergibt sich dann ein Wirkungsgrad des Gebläses von knapp über 50 % (siehe Abb. 47, punktierte Linien) und die Leistungsaufnahme beträgt 114 kW statt 129 kW. Somit reduziert sich die Leistung um 15 kW und damit der bezogene Strom bei 3.500 Betriebsstunden um 52.500 kWh/a.

$$\text{Leistungsaufnahmen}_{48\text{th}} = 12,2 \text{ Nm}^3/\text{s} * 4.000 \text{ Pa}/0,5/0,95/0,9 = 114 \text{ kW}$$

$$52.500 \text{ kWh/a} * 0,043 \text{ €/kWh} = 2.257 \text{ €/a}$$

Mögliche Einsparungen betragen bei angenommenen 3.500 Betriebstunden im Sommerbetrieb mindestens 2.257 €/a. Bei Optimierung der Regelung auch in der Übergangszeit sind Einsparungen von über **3.000 €/a** (entspricht dann **69.767 kWh/a**) zu erwarten.

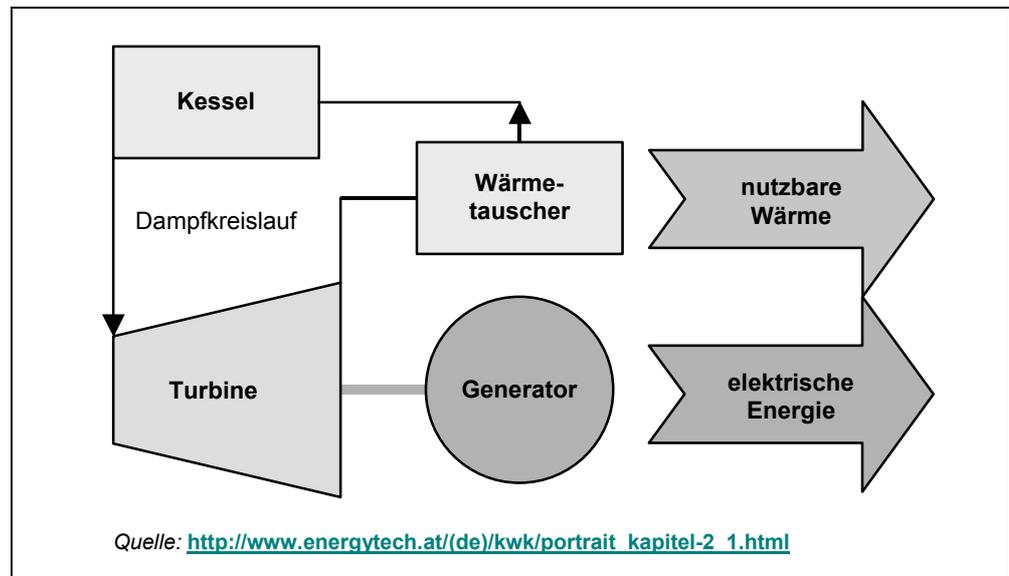
5 FALLBEISPIEL 2: KRAFT WÄRME KOPPLUNG (KWK)

5.1 Allgemein

Die Erzeugung von elektrischer- und thermischer Energie erfolgt heute teilweise voneinander unabhängig. In einer Vielzahl von kalorischen Kraftwerken zur Erzeugung elektrischer Energie kann die anfallende Abwärme nicht sinnvoll genutzt werden und muss an die Umgebung abgegeben werden. Der Brennstoffausnutzungsgrad ist daher niedrig (35–42 %).

Um diesen zu erhöhen kann eine KWK eingesetzt werden. Bei dieser wird die bei der Stromerzeugung anfallende Wärme sinnvoll zur Bereitstellung von z. B. Heizwasser, Dampf oder Trocknungswärme verwendet. Durch die Nutzung dieser Abwärme werden die Verluste geringer gehalten und somit der Verbrauch an Primärenergie vermindert.

Abb. 49:
Schema KWK



Ein weiterer Vorteil der KWK liegt in der Möglichkeit der dezentralen Energieversorgung mittels Blockheizkraftwerken.

Grundsätzlich können KWK-Anlagen nach folgenden Gesichtspunkten geführt werden, die an die jeweiligen Bedürfnisse des Verbrauchers anzupassen sind.

- *Wärmegeführt*: Hauptaugenmerk liegt auf Wärme, Strom fällt als „Nebenprodukt“ an
- *Stromgeführt*: hauptsächlich wird Strom erzeugt, Wärme ist „Nebenprodukt“.

Die KWK Technologie ist teilweise für Strom- und Wärmeerzeugungsunternehmen (größere Leistungen) von großer Bedeutung. Sie findet bereits weite Verbreitung in österreichischen Industriebetrieben [xxv].

5.2 Fallbeispiel 2A KWK

Nachstehend wird die KWK – Anlage eines österreichischen Industriebetriebes dargestellt.

5.2.1 Schema

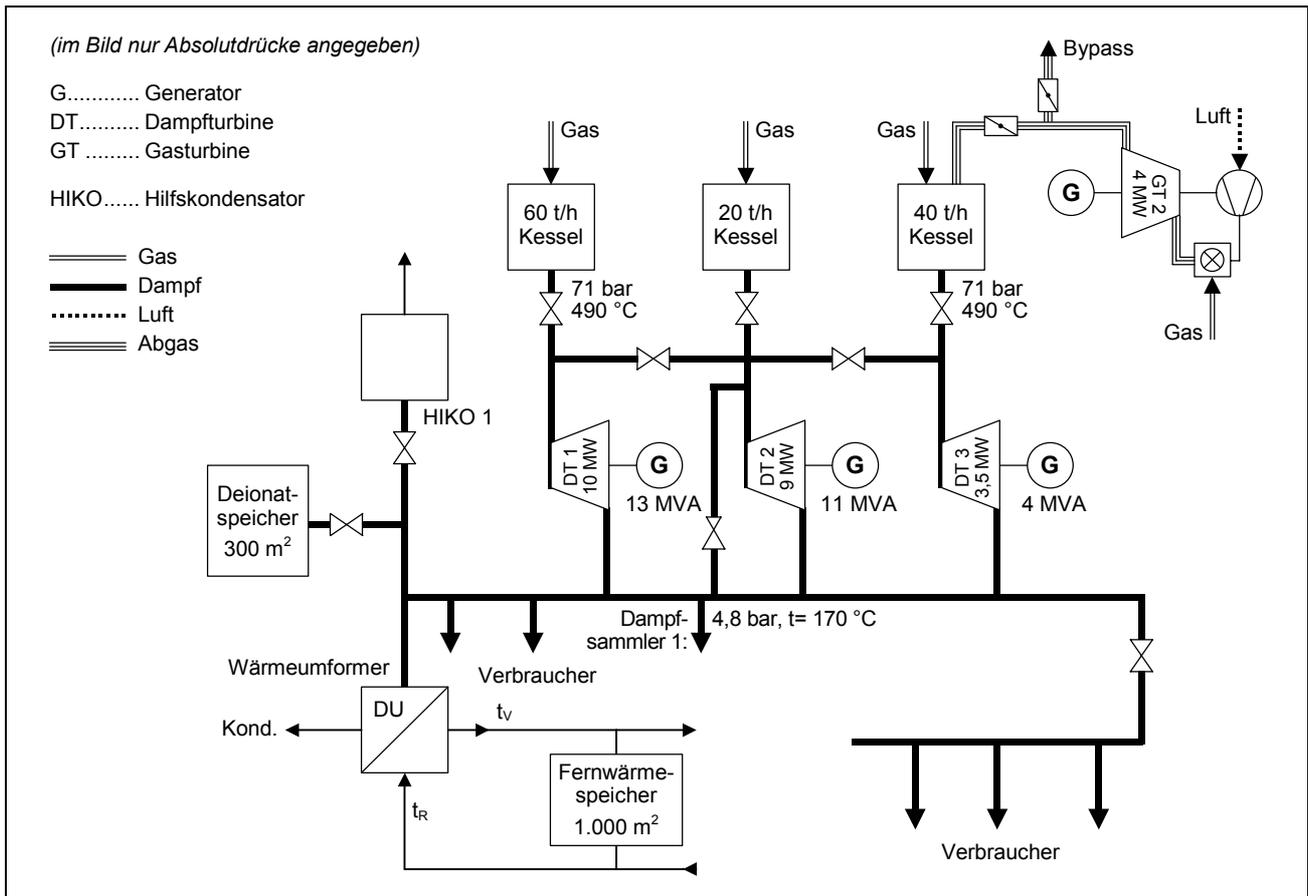


Abb. 50: Schematische Darstellung KWK

Abb. 50 zeigt das Schema einer KWK-Anlage eines österreichischen Industriebetriebes. An die Gasturbine (GT) und an die Dampfturbinen (DT) sind die Generatoren (G) zur Stromerzeugung direkt angekoppelt. Es sind 3 unterschiedliche Kessel vorhanden (20 t/h, 40 t/h und 60 t/h). Über einen Wärmetauscher wird Fernwärme ausgekoppelt und ins örtliche Fernwärmenetz eingespeist. Die KWK-Anlage ist wärmegeführt, das heißt es wird so viel Hochdruckdampf erzeugt, wie Niederdruckdampf für die Produktion benötigt wird. Der Hochdruckdampf wird in den Turbinen entspannt und steht dann als Niederdruckdampf für die Produktion zur Verfügung. Nachdem der erzeugte Strom nicht für eine Selbstversorgung ausreicht, wird zusätzlich noch Strom vom Energieversorger bezogen. Nachstehend werden die einzelnen Komponenten der KWK-Anlage genauer beschrieben.

5.2.2 Gas- und Dampf-Turbine (GUD)

In der Gasturbine (GT) wird Erdgas unter hoher Luftüberschusszahl verbrannt. Die Gasturbine verbraucht dabei 11 Mio. Nm³/a Erdgas, die Wärmeleistung beträgt rund 110 GWh/a.

Die Verbrennungsenergie versetzt die Turbine in eine Drehbewegung. Ein angekoppelter Generator erzeugt Strom. Der jährliche Stromoutput des an die Gasturbine angekoppelten Generators beträgt 30,3 GWh/a.

Die etwa 450 °C heißen Abgase der Gasturbine enthalten noch reichlich Sauerstoff und werden in den 40 t/h-Kessel geleitet und unter Zufeuerung von 10,8 Mio Nm³/a Erdgas nachverbrannt. Die dabei erzielte Wärmeleistung beträgt 108 GWh/a.

Der damit erzeugte 71 bar Dampf wird über eine Dampfturbine DT3 auf 4,8 bar abgearbeitet, die Stromerzeugung beläuft sich auf 6,9 GWh/a. Anschließend steht der Dampf den Verbrauchern zur Verfügung.

Zukünftig ist eine Absenkung der Kesselrauchgastemperatur im 40 t/h Kessel von derzeit 113 °C auf 85 °C mittels Wärmetauscher im Abgasstrom geplant, um die enthaltene Energie für eine weitere Speisewassererwärmung zu nutzen. Eine Senkung der Rauchgastemperatur ist beim 60 t/h Kessel aus technologischen Gründen (Korrosionsgefahr im Ziegelkamin, oft auch Platzbedarf) nicht möglich.

5.2.3 20 t/h-Kessel

Der Kessel dient der Spitzenlastabdeckung und als Ausfallsreserve bei technischen Gebrechen anderer Kessel. Da die Kesselbetriebszeiten weniger als 5 % sind, wird darauf nicht näher eingegangen. An der Dampfturbine werden jährlich 24,1 GWh/a Strom erzeugt.

5.2.4 60 t/h-Kessel

Hier beträgt der jährliche Erdgasinput 38,1 Mio Nm³ Erdgas, die Wärmeleistung ergibt sich zu 381,2 GWh/a. An von der Dampfturbine erzeugtem Strom fallen 56,8 GWh/a ab.

5.2.5 Eigenverbrauch und Einspeisung

Stromseitig wird von den jährlich erzeugten rund 118,1 GWh/a etwa 0,84 GWh/a und damit 0,7 % der Strommenge in das öffentliche Stromnetz eingespeist. Dies ist vor allem nach einem Werksstillstand beim Anfahren der Fall. Dabei wird das Kraftwerk zuerst angefahren. Da aber werksintern noch kein Strom abgenommen wird, erfolgt die Einspeisung ins Netz. Der Eigenverbrauch der selbst generierten Strommenge beträgt 99,3 %, das entspricht 117,27 GWh/a. Im Vollbetrieb stammen 2/3 des verbrauchten Stroms aus Eigenerzeugung und 1/3 aus Fremdbezug.

Wie aus

Abb. 51 ersichtlich kann das Unternehmen den monatlichen/jährlichen Eigenbedarf nicht zur Gänze abdecken sondern muss Strom zukaufen.

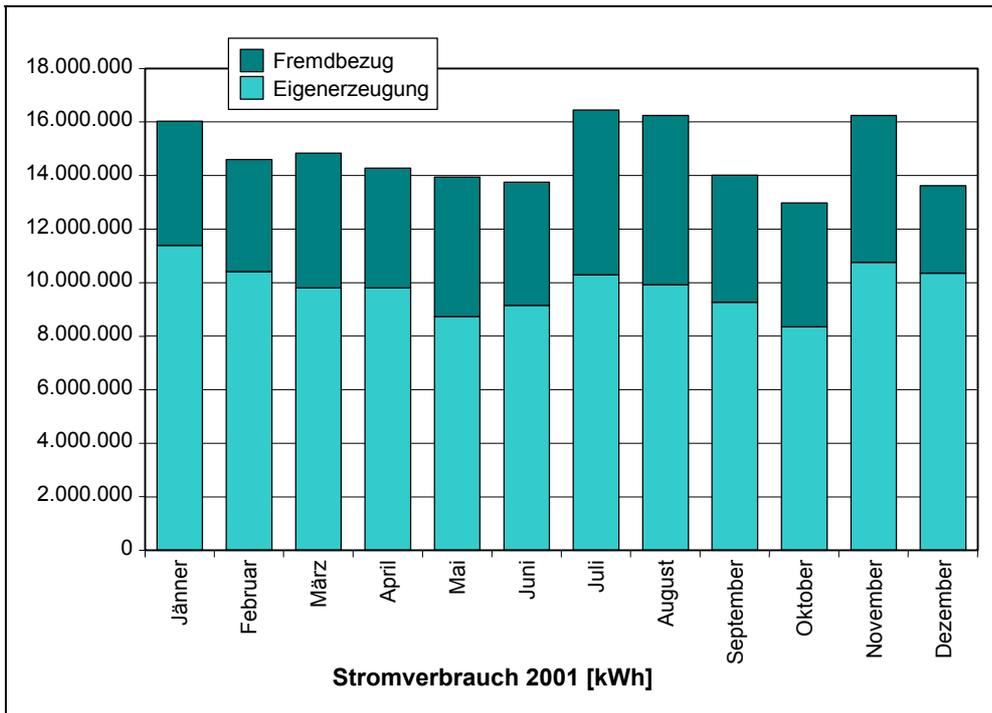


Abb. 51:
Stromverbrauch 2001

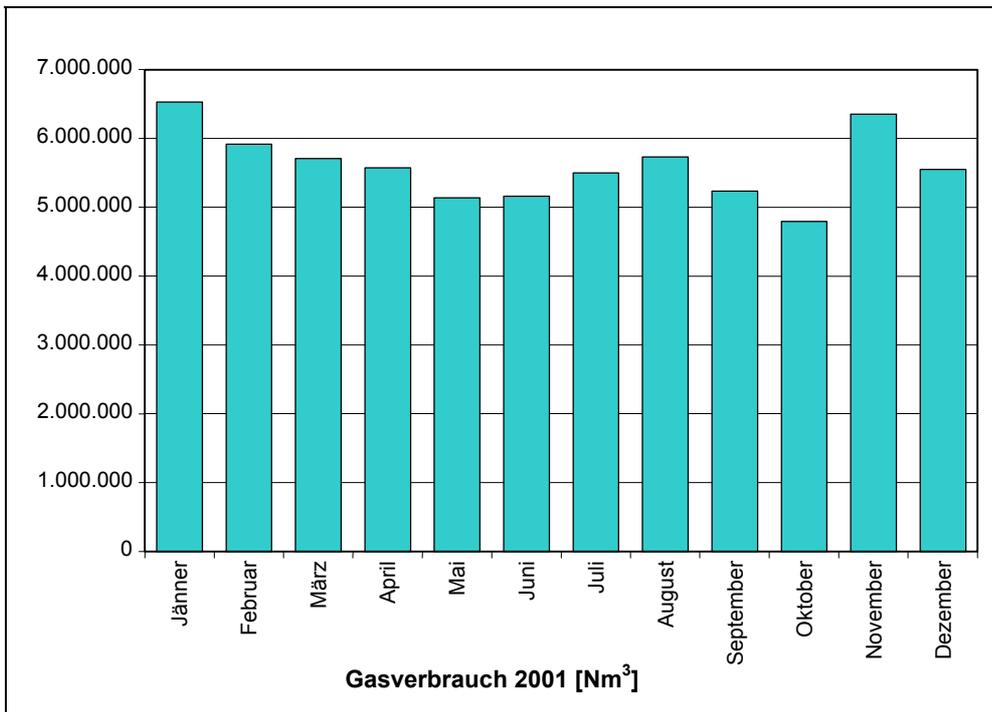
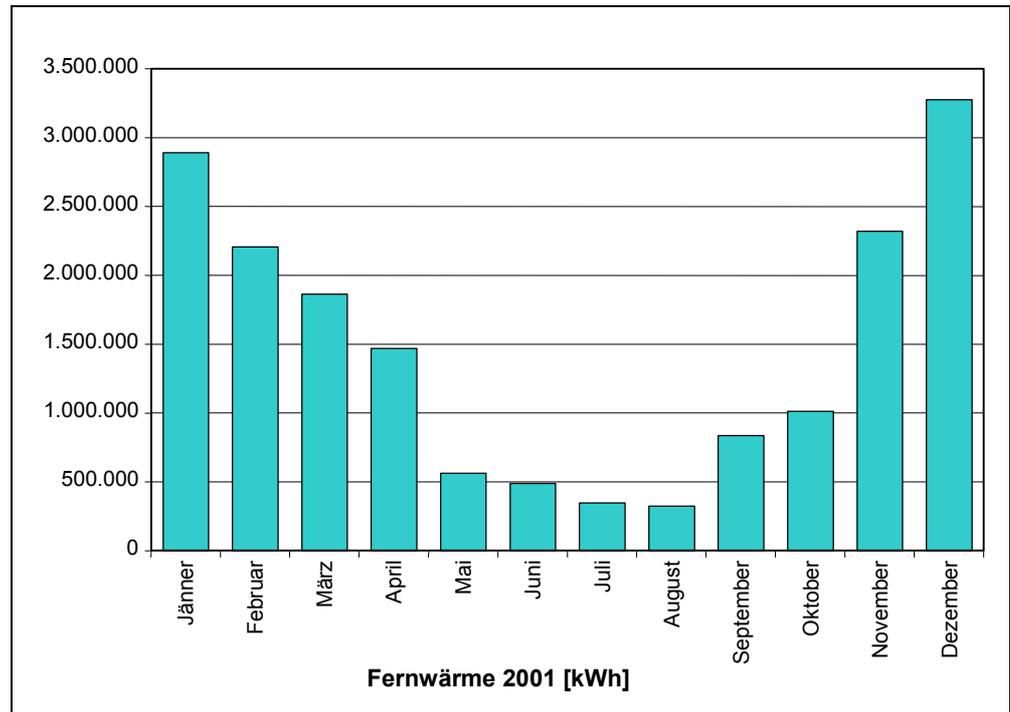


Abb. 52:
Gasverbrauch 2001

Abb. 52 zeigt den monatlichen Erdgasverbrauch. Der Gasverbrauch lag im Jahr 2001 zwischen 4,8 und 6,5 Millionen Nm³/Monat. Der Jahresverbrauch betrug 67,4 Millionen Nm³. Davon wurden 60,041 Millionen Nm³/a bzw. 600,041 GWh/a im Kesselhaus verbraucht.

Wärmeseitig werden 423,53 GWh/a 4,8 bar Dampf erzeugt. Davon stehen jährlich etwa 17,6 GWh/a zur Einspeisung ins Fernwärmenetz zur Verfügung, das sind rund 2,9 %.

Abb. 53:
Fernwärmeauskopplung



5.2.6 Wirkungsgrade

In Tab. 33 werden die Kesselwirkungsgrade unter Berücksichtigung von Abgas- und Strahlungsverlusten sowie Verlusten zufolge Unverbranntem angegeben.

Tab. 33:
Kesselwirkungsgrade
des Gaskessels

Kessel	$q_{\text{Abgasverlust}}$ [%]	$q_{\text{unverbranntes}}$ [%]	$q_{\text{Strahlung}}$ [%]	Verluste [%]	Wirkungsgrad [%]
40 t/h	6,1	0,009	0,1	6,2	93,8
60 t/h	4,3	0,002	0,1	4,4	95,6

Demnach liegen die beiden Kesselwirkungsgrade des 40 t und 60 t-Kessels bei 93,8 % beziehungsweise 95,6 %, was guten Kesselwirkungsgraden entspricht. Grund dafür ist, dass einerseits die Verbrennungen nahezu vollständig ablaufen (geringe CO-Konzentrationen im Rauchgas), die Kessel im Wesentlichen gut isoliert sind (von einigen unwesentlichen Schwachstellen abgesehen) und die Rauchgastemperaturen gering sind.

Zufolge der geplanten Reduktion der Rauchgastemperatur beim 40 t-Kessel und Nutzung der Wärme zur Einspeisung in ein Wärmeversorgungsnetz würde eine Reduktion der Rauchgastemperatur auf 90 °C eine Wirkungsgraderhöhung auf 95,1 % bewirken.

Der Anlagenwirkungsgrad ist bei KWK-Anlagen folgendermaßen definiert:

$$\text{Anlagenwirkungsgrad} = \frac{\text{Nutzbare Energie}}{H_u \text{ Gas}} = \frac{\text{Strom} + \text{Dampf}}{H_u \text{ Gas}}$$

Im Jahr 2002 wurden 118,1 GWh/a Strom und 423,53 GWh/a Dampf erzeugt. Dazu wurden 600,41 GWh/a Gas verbraucht.

Kessel/Turbine	Erzeugter Strom [GWh/a]
Gasturbine	30,3
60 t/h, DT1	56,8
20 t/h, DT2	24,1
40 t/h, DT3	6,9
Summe	118,1

Tab. 34:
erzeugter Strom
je Kessel

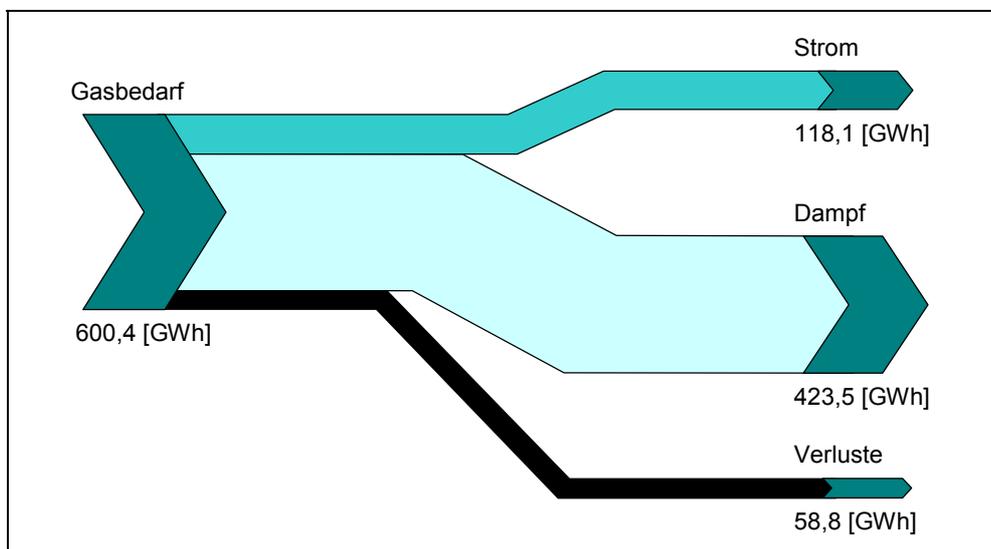


Abb. 54:
Sankey KWK

Damit ergibt sich ein Anlagenwirkungsgrad von 90,2 %

$$\text{Anlagenwirkungsgrad} = \frac{118,1 \text{ GWh/a} + 423,53 \text{ GWh/a}}{600,41 \text{ GWh/a}} = 0,902$$

Ohne KWK

Um die 118,1 GWh/a Strom mit einer Dampfturbine ohne KWK zu erzeugen würden bei einem Wirkungsgrad von 38–45 % zur Stromerzeugung 295,25 GWh/a benötigt.

Die Erzeugung von 423,53 GWh/a Dampf würde bei einem Kesselwirkungsgrad von 95 % 445,82 GWh/a an Gas erfordern.

In Summe würden 741,07 GWh/a Erdgas benötigt um die gleiche Menge an Strom und Gas zu erzeugen. Der Gesamtwirkungsgrad wäre dann 73 %.

$$\text{Gesamtwirkungsgrad} = \frac{118,1 \text{ GWh/a} + 423,53 \text{ GWh/a}}{292,25 \text{ GWh/a} + 445,82 \text{ GWh/a}} = 0,73$$

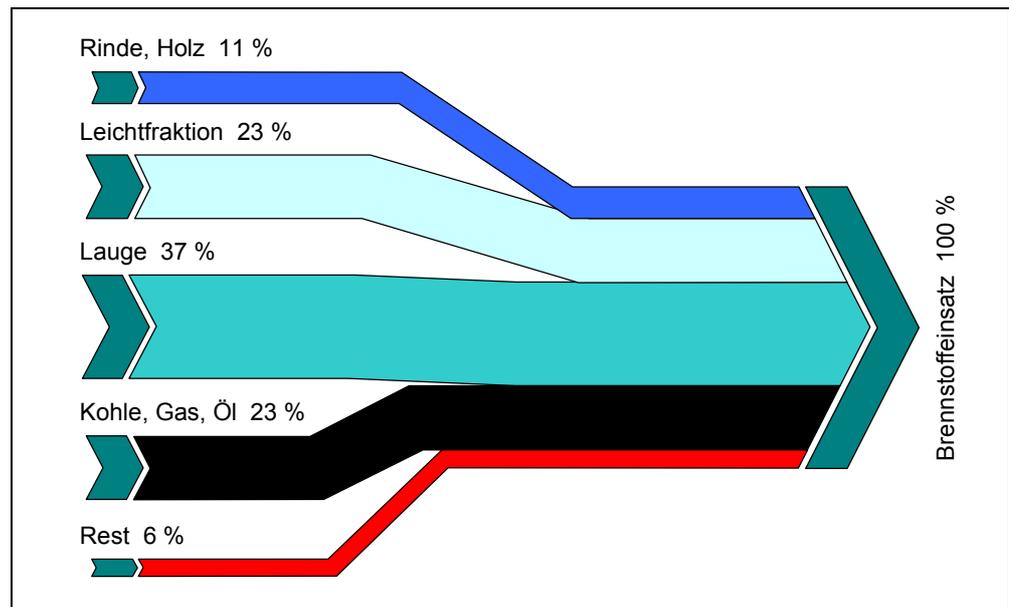
Große moderne Gasturbinen erreichen Wirkungsgrade von bis zu 54 %. Die restlichen 46 % stellen aber noch immer Verluste dar, was bei großen Leistungen auch große Verluste ergibt.

5.3 Fallbeispiel 2B KWK

Am Beispiel des Standortes Lenzing soll ein relativ komplexer Anwendungsfall einer KWK im Industriebereich dargestellt werden.

Dabei handelt es sich um einen Standort zur Produktion von Fasern, Zellstoff und Papier sowie Folien und anderer verschiedenster Produkte. Die Produktionsmengen am Standort steigen ständig und betragen im Jahr 2003 für Fasern und Zellstoff jeweils ca. 180.000 Tonnen pro Jahr. Der notwendige Brennstoffeinsatz ergab sich mit ca. 350 MW. Die durchschnittliche Dampfleistung betrug ca. 320 MW und die durchschnittlich mittels KWK generierte Stromleistung am Standort ca. 58 MW. Als Energieträger kommen verschiedenste Brennstoffe zum Einsatz, wie z. B. Lauge aus der Zellstoffproduktion (37 %), Leichtfraktionen (23 %), Kohle, Gas, Öl (23 %), Rinde, Holz (11 %) und Rest (6 %).

Abb. 55:
Sankey-Diagramm



Das Dampfsystem wird mittels zweier Energiezentralen gespeist. Die Energiezentrale 1 besteht aus 3 Dampfkesseln sowie einem Abhitzeessel der H_2SO_4 Erzeugung. In der Energiezentrale 1 werden mittels zweier Kesseln hauptsächlich Leichtfraktionen, Reststoffe, Rinde und Kohle verbrannt. Außerdem steht ein erdgasbefuehrter Reservekessel zur Verfügung. Die Energiezentrale 2 besteht aus 5 Dampfkesseln. In der Energiezentrale 2 wird die bei der Produktion anfallende Lauge in drei Kesseln verbrannt. Weiters existieren jeweils ein Ausfallskessel zur Laugenverbrennung und ein erdgasbefuehrter Ausfallskessel bzw. Spitzenlastkessel (2K9).



Kessel	Brennstoff	Leistung [t/h]	Druck [bar]	FD-Temp. [°C]	Baujahr	Betriebszeit [h/a]
1K6	Erdgas	140	93	500	1973	1500
1K7	Reststoffe	120	93	500	1987	8000
1K8	Leichtfraktion	125	93	500	1998	8000
2K5	Lauge	60	87	500	1966	900
2K6	Lauge	70	93	500	1977	8600
2K7	Lauge	100	93	500	1991	8600
2K8	Lauge	17	95	350	1991	8000
2K9	Erdgas	40	16	205	2001	-

Tab. 35:
Aufstellung der Kessel

Am Standort existieren acht Turbinen von denen vier größtenteils in Betrieb sind. Eine Aufstellung der Turbinen am Standort gibt Tab. 36.

Tab. 36: Aufstellung der Turbinen

Kessel	Leistung [t/h]	Leistung [MW]	Art	Druck [bar]	FD-Temp. [°C]	Hersteller	Baujahr	Gegendruck [bar]	Betriebszeit [h/a]
1T1	100	11,6	EK ¹⁾	40	420	Siemens	1955	5	100
1T3	85	10	EK ¹⁾	40	420	AEG	1939	5	0
1T4	140	21	G ¹⁾	75	490	Siemens	1973	5	8600
1T5	195	35	EK ¹⁾	75/40	500	AE	1999	15/4	8600
2T3	28	1,4	G ¹⁾	70	490	Siemens	1957	16	8600
2T4	100	16,6	G ¹⁾	70	490	ABB	1965	5	4000
2T5	110	16	G ¹⁾	70	2490	ABB	1977	5	8600

¹⁾....EK....Entnahmekondensationsturbine, G....Gegendruckturbine

Die Verschaltung der einzelnen Kessel und Turbinen ist in Abb. 56 dargestellt.

Bei der Dampfverteilung gibt es insgesamt 4 Druckstufen (4, 17, 41 und 76 bar). Dampf von der 76 bar-Schiene kann über eine Druckreduzierstation in das 41 bar-System übergeführt werden.

Bezüglich des Stromnetzes existieren 3 verschiedene Spannungsstufen (6, 30 und 110 kV). Die einzelnen Spannungsstufen sind über acht Transformatoren miteinander verbunden.

Bei dem Produktionsprozess handelt es sich um eine Vielzahl von integrierten und verschalteten Teilanlagen zur Produktion von hauptsächlich Viskosefaser. Daneben werden aus dem Grundstoff Buchenholz noch andere Produkte am Standort produziert. Je nach Betriebszustand der Produktionsanlagen und damit dem Bedarf an Strom und Dampf werden die einzelnen Turbinen des Gesamtsystems unterschiedlich betrieben. Das System wird „wärmegeführt“ betrieben. Dabei kommt es in den Energieversorgungszentralen zu einer dynamischen (an den Bedarf angepassten und daher wechselnden) Betriebsweise der einzelnen Anlagenteile. In Summe kann trotzdem ein Verstromungsanteil von ca. 18 % erreicht werden.

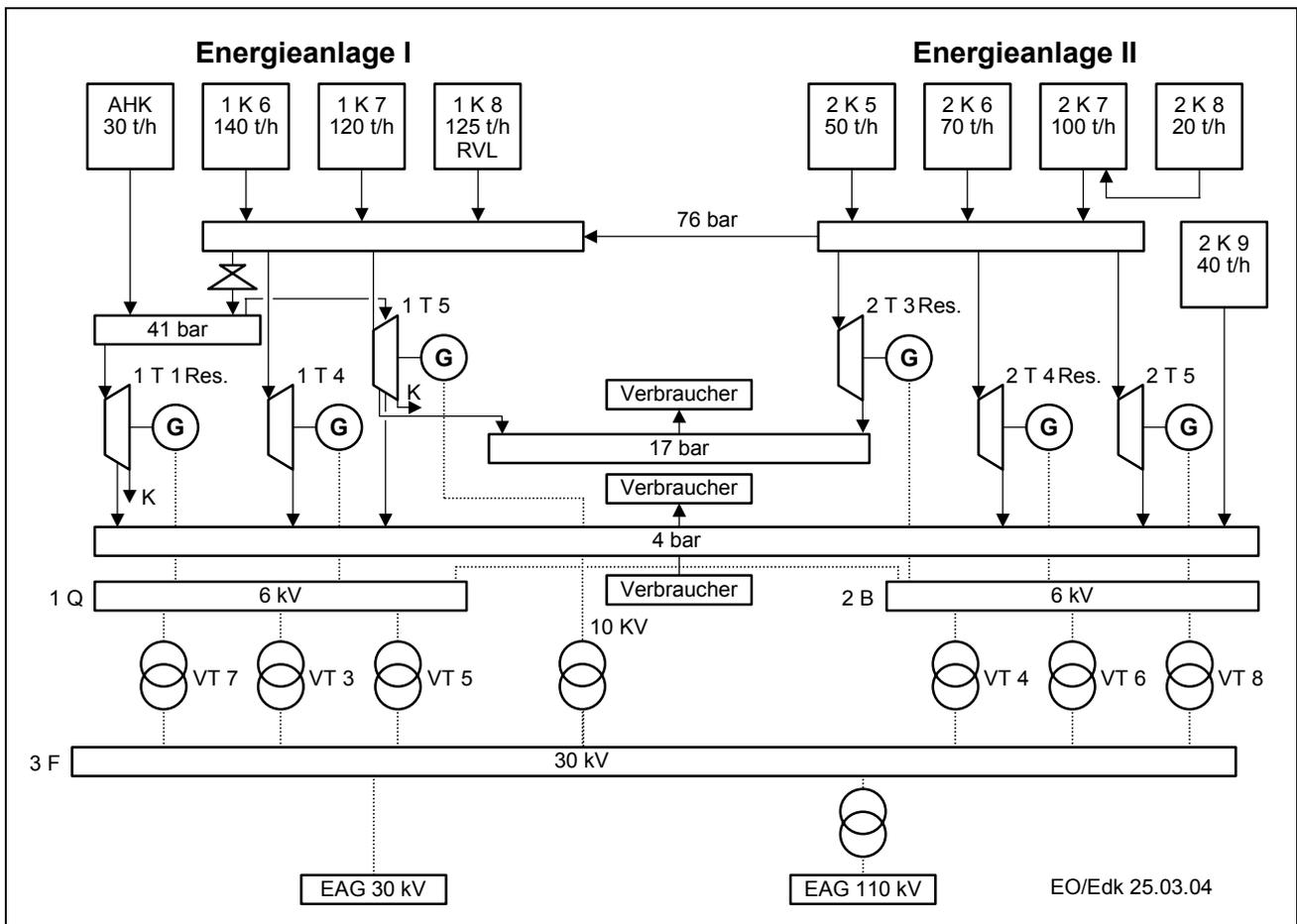


Abb. 56: Verschaltung der Kessel

Der große Vorteil der in Abb. 56 angeführten Anlage besteht in folgenden Punkten:

- Eigenversorgung
- Redundanz, d. h. bei Ausfall einer Anlage erfolgt die Versorgung mit der anderen Anlage
- Reserve für Ausbau
- Flexibilität bezüglich Brennstoffwahl (es können auch Reststoffe und Dicklauge verbrannt werden).

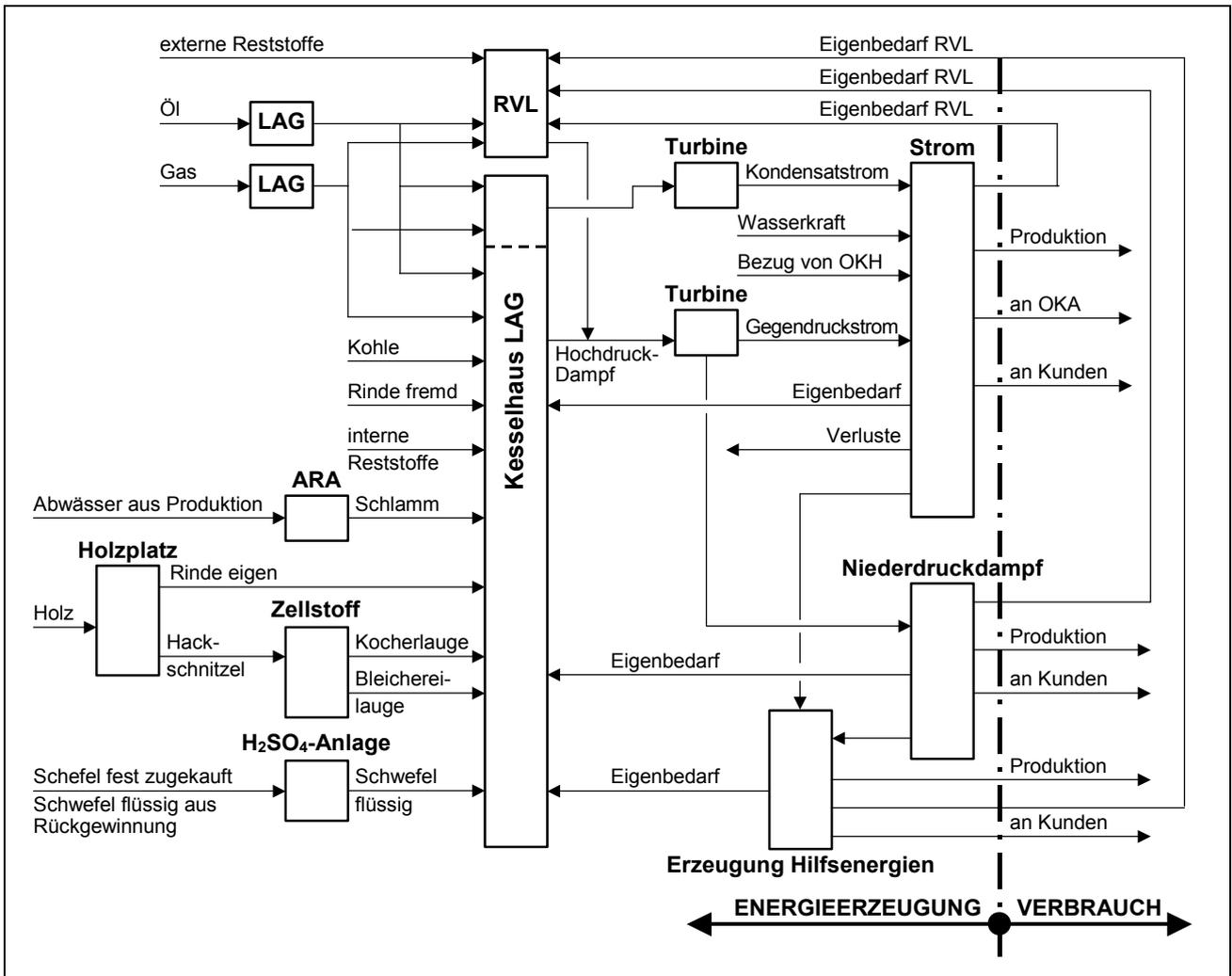


Abb. 57: Anlagenschema

Im Jahr 2002 wurden 2.296 GWh/a Dampf und 508 GWh/a Strom erzeugt. Dazu wurden insgesamt 3.070 GWh/a Brennstoff verbraucht.

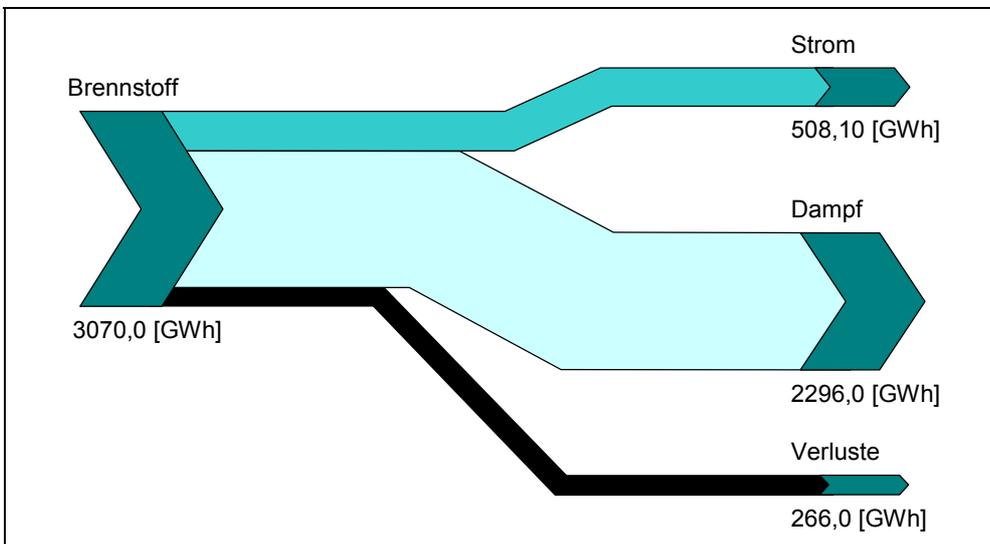


Abb. 58: Sankey KWK



Damit ergibt sich ein Anlagenwirkungsgrad von 91,3 %

$$\text{Anlagenwirkungsgrad} = \frac{508 \text{ GWh/a} + 2.296 \text{ GWh/a}}{3.070 \text{ GWh/a}} = 0,913$$

Ohne KWK

Um die 508 GWh/a Strom mit einer Dampfturbine ohne KWK zu erzeugen würden bei einem Wirkungsgrad von 40 % zur Stromerzeugung 1.270 GWh/a an Brennstoff benötigt.

Die Erzeugung von 2.296 GWh/a Dampf würde bei einem Kesselwirkungsgrad von 95 % 2.416 GWh/a an Brennstoff erfordern.

In Summe würden 3.686 GWh/a an Brennstoff benötigt um die gleiche Menge an Strom und Gas zu erzeugen. Der Gesamtwirkungsgrad wäre hierbei 76,1 %.

$$\text{Gesamtwirkungsgrad} = \frac{508 \text{ GWh/a} + 2.296 \text{ GWh/a}}{1.270 \text{ GWh/a} + 2.416 \text{ GWh/a}} = 0,761$$



6 BEISPIELE NICHT WIRTSCHAFTLICHER ENERGIESPARPROJEKTE

In diesem Kapitel werden sechs nicht wirtschaftliche Einsparprojekte kurz dargestellt.

6.1 Wärmerückgewinnung Abgas Kesselhaus

Derzeit wird an einem Industriestandort ein Dampfkessel mit Erdgas unter Heizöl-Bedingungen betrieben. Bei der Verbrennung von Heizöl schwer ist eine hohe Rauchgastemperatur notwendig, um das Ausfallen von Schwefel in Form von Schwefelsäure durch Kondensation vermeiden zu können. Deshalb wurde die Rauchgastemperatur im Kamin für den Notfallbetrieb mit Öl ausgelegt, um den Ausfall von Schwefelsäure durch Kondensation im Kamin zu vermeiden. In diesem speziellen Fall lag die Rauchgastemperatur bei Heizöl schwer Betrieb bei 180 °C. Durch die Brennstoffumstellung auf Erdgas könnte die Abgastemperatur auf 110 °C gesenkt werden.

Seit mehreren Jahren wird der Kessel bereits mit Erdgas befeuert. Erdgas ist ein schwefelfreier Brennstoff, wodurch keine Gefahr von gefährlichen Kondensationen in der Rauchgasleitung besteht.

Es geht daher ein beträchtliches Abwärmepotenzial über den Kamin verloren. Um diesem Umstand entgegenzuwirken, ist der Einbau einer Wärmerückgewinnungsanlage untersucht worden, um die im Rauchgas enthaltene Energie nutzbar zu machen.

Der bestehende Kessel erzeugt Niederdruckdampf für Produktionszwecke. Das Rauchgas der Kesselanlage wird durch einen Abluftkanal in einen Kamin abgeleitet. Die Temperatur des Rauchgases im Abluftkanal (Fuchs) beträgt ca. 160 °C und der Normvolumenstrom des Abgases etwa 125.000 Nm³/h.

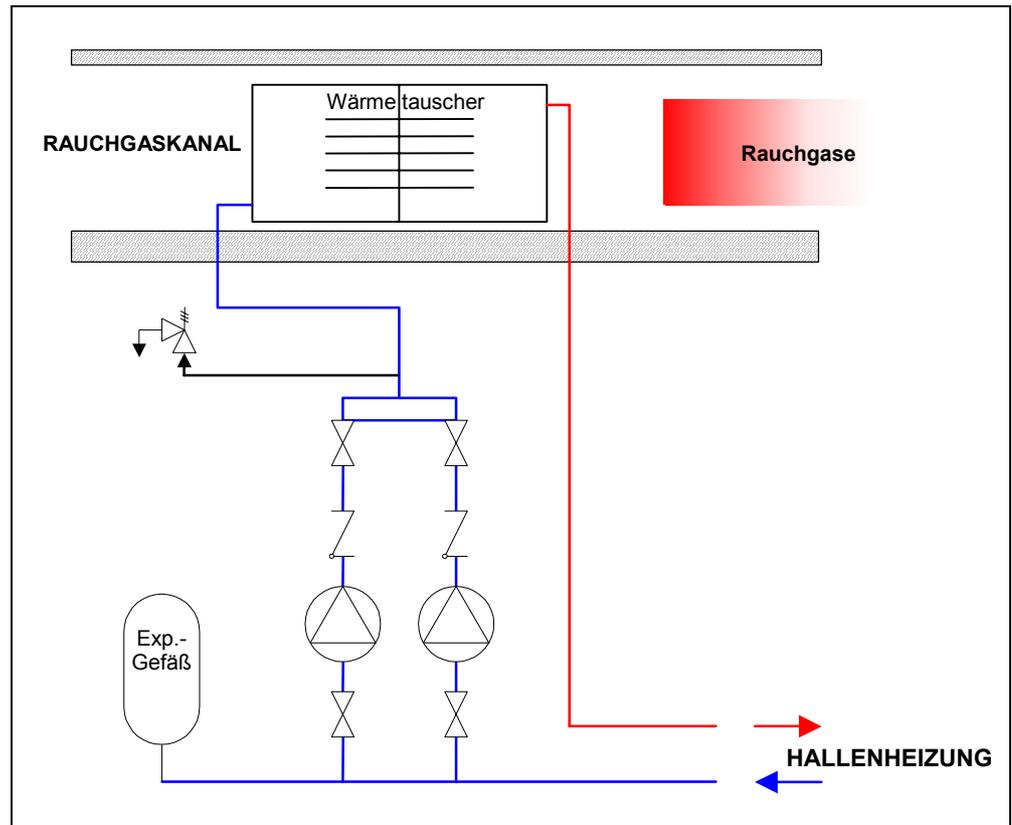
Basierend auf diesen Angaben wurde in weiterer Folge jene Energie berechnet, welche durch ein gezieltes Abkühlen der Rauchgase innerhalb des Fuchses durch Installieren eines Wärmetauschers (Eco) zurückgewonnen werden könnte. Werden die oben angeführten Parameter zu Grunde gelegt, so ergibt sich bei Abkühlung auf 110 °C eine gewinnbare Summenleistung von etwa 2.200 kW.

Diese zur Verfügung stehende Abwärmeleistung von etwa 2.200 kW könnte als Energiequelle für die Beheizung der nebenliegenden Produktionshallen genutzt werden.

An dieser Stelle sei jedoch darauf hingewiesen, dass die zur Verfügung stehende Leistung – bedingt durch einen geringen Jahresheizbedarf – nicht ganzjährig genutzt werden kann. So werden die tatsächlich notwendigen Volllaststunden mit ca. 2.500 h/a angenommen, was eine mögliche Energieeinsparung von ca. 5.500 MWh/a ergibt. Dies entspricht bei einem Gaspreis von 18 €/MWh einer monetären Einsparung von ca. 100.000 €/a.

Abb. 59 gibt einen Überblick über die geplante Schaltung.

Abb. 59:
Schema
Wärmerückgewinnung
Rauchgaskanal



Technische Angaben Rekuperator

- Typ: Rechteckrippenrohr-Wärmetauscher
- Aufbau: 150 Rippen/Meter
- Leistung: 2,2 MW
- Druckverlust: 29,5 mbar
- Baulänge: 3 m
- $t_{\text{Vorlauf}}/t_{\text{Rücklauf}}$ 100 °C/60 °C

Um die gewonnene Abwärme an die Abnehmer zu übertragen, wird eine Warmwasserversorgungsleitung vom Kesselhaus zu den zu beheizenden Hallen verlegt.

Die Warmwasserförderung erfolgt durch Umwälzpumpen.

Die Wärme soll durch Deckenstrahlplatten an die Produktionshallen abgegeben werden.

Die Gesamtinvestitionskosten betragen laut Abb. 37 ca. €520.000.– und beinhalten den Wärmetauscher für den Rauchgas-Fuchs in der Energiezentrale sowie die komplette Neuinstallation der Deckenstrahlplatten für die Produktionshallen sowie Rohrleitungen samt Isolierung.



Kostenaufstellung	Rauchgaswärmetauscher		Pos. Preis
	Stk.	Einzelpreis	
Abgaswärmetauscher	1	50.000	50.000
Einbringung/Demontage/Montage	Std.	250	73
Schwertransport, Kran	1	1.000	1.000
Regelung	1	6.000	6.000
E-Maßnahmen	Std.	40	73
Ausdehnungsgefäß	1	1.000	1.000
Deckenstrahlplatten	225	800	180.000
Kleinmaterial			10.000
Rohrleitung inkl. Isolierung u. Mont.	m	2.200	70
Pumpen	2	1.000	2.000
Planung & Ausschreibung %	425.170	15	63.776
Inbetriebnahme %	425.170	2	8.503
Unvorhersehbares %	497.449	5	24872
Kapitelpreis in € ohne MWSt.			522.321

Tab. 37:
Kostenaufstellung
Rauchgaswärmetauscher

Durch diese Aufstellung der Investitionskosten ergibt sich eine statische Amortisationszeit von ca. 5,2 Jahren.

Aufgrund der hohen notwendigen Investitionskosten für die Neuinstallation von Deckenstrahlplatten ist diese Maßnahme nicht wirtschaftlich umsetzbar.

6.2 Abkühlung des Sperrwassers bei Vakuumpumpen mit Antrieben über Getriebe

Auf Grund der relativ hohen Sperrwassertemperatur der Vakuumpumpen wurde eine Abkühlung des Sperrwassers sowie eine Drehzahlreduzierung der Vakuumpumpen untersucht.

Das Saugvermögen einer Vakuumpumpe wird durch die interne Kondensation des dem Saugstrom anhängenden Dampfes erhöht. Aus diesem Grund sollte die Temperatur des Flüssigkeitsringes minimiert werden, um die Kondensation zu maximieren und so den Wirkungsgrad der Vakuumpumpe zu erhöhen. Sperrwasserzulauftemperaturen von maximal 15 °C sind für die Betriebsweise optimal.

Somit kann bei gleich bleibender Saugleistung der Vakuumpumpe bei Reduzierung der Sperrwassertemperatur die Pumpendrehzahl gesenkt werden, und somit Energie eingespart werden.

Das Energieeinsparpotenzial der 6 vorhandenen Vakuumpumpen konnte in Summe mit 38.000 €/a berechnet werden. Aufgrund der Notwendigkeit der Neuinstallation von Antriebsgetrieben bei Drehzahländerungen sind Investitionskosten von 232.000 € notwendig, was eine Amortisationszeit von 6,1 Jahren ergibt.

6.3 Druckluftsteuerung für Kompressorstation

Um eine Wirtschaftlichkeitsabschätzung bezüglich einer externen Druckluftsteuerung – dabei werden sämtliche existierenden Druckluftstationen elektronisch verbunden und die Ein/Leerlauf/Ausschaltvorgänge von einer Logiksteuerung durchgeführt und überwacht – durchführen zu können, wurde für ein bestehendes Druckluftsystem mit insgesamt 9 Kompressoren eine Druckluftmessung der eingesetzten Kompressoren durchgeführt. Durch die Implementierung eines zentralen Kompressorsteuersystems kann die Kompressorauslastung je nach Ausgangszustand um bis zu ca. 25 % verbessert werden. Bei dem speziell vorgestellten Projekt konnten die Leerlaufkosten um 5.395 €/a gesenkt werden. Die notwendigen Investitionskosten für die Implementierung eines derartigen Systems wurden mit 38.303 € angegeben. Dies ergibt eine statische Amortisationszeit von 7,1 Jahren.

Prinzipiell ist es unabhängig von der Kompressorleistung möglich, derartige Systeme zu implementieren. Erfahrungsgemäß sind Druckluftlogiksteuerungen jedoch nur bei größeren Leistungen wirtschaftlich sinnvoll.

6.4 Umstellung der Beleuchtungstechnologie von KVG auf EVG

Für die Umrüstung von Leuchtstofflampen mit konventionellen Vorschaltgeräten (KVG) auf elektronische Vorschaltgeräte (EVG) sind Energie-, Wartungs- und Instandhaltungskosten beispielhaft an einem 1-/2-flammigen Leuchtstoffbalken untersucht worden. Die durch Einsatz von Leuchtstofflampen mit EVG verlängerte Leuchtenlebensdauer bewirkt neben einer Reduktion der Energiekosten auch eine Reduktion der Wartungs- und Instandhaltungskosten. Hierbei wurden die Anschaffungs- und Installationskosten den Einsparungen durch Einsatz von Leuchten mit EVG gegenübergestellt. Aus der Berechnung der Amortisationszeit (jeweils größer 6,9 Jahre) geht hervor, dass der Tausch von einzelnen Leuchten nicht wirtschaftlich ist.

6.5 Umstellung der Gebäudeheizung von Strom auf Abwärme

Am untersuchten Industriestandort werden derzeit mehrere Gebäude, die für Wohn oder Büro Zwecke genutzt werden, elektrisch beheizt. Die beheizte Fläche beträgt ca. 1.500 m², die notwendige Wärmemenge ca. 780 MWh/a. Die zur Raumheizung notwendigen Energiekosten betragen aufgrund des Industriestrompreises ca. 30.000 €/a. Eine Umstellung auf eine Warmwasserheizung unter Nutzung von Abwärme würde Investitionen von ca. 120.000 € erfordern. Dies führt zu einer Amortisationszeit von 4,0 Jahren.



6.6 Nachrüstung FU-Antrieb

Eine Frischwasserpumpe (388,8 m³/h, Förderhöhe 31,5 m) mit einer Leistung von 75 kW wurde auf die wirtschaftliche Nachrüstung einer FU-Regelung untersucht. Die durchschnittliche Fördermenge wurde mit 101,1 m³/h gemessen. Die Pumpe läuft somit im Jahresdurchschnittswert bei ca. 26 % der Nennfördermenge. Auf Basis einer Strommessung (70 A) kann die Leistung im Betriebszustand ermittelt werden.

Bei Betriebszeiten von 8.500 h/a können somit 143 MWh/a beziehungsweise Energiekosten in der Höhe von 5.720 €/a eingespart werden. Die Investitionskosten für die Nachrüstung eines Frequenzumformers betragen 18.150 €. Dies entspricht einer Amortisationszeit von 3,1 Jahren.

6.7 Zusammenfassung

In Tab. 38 ist zu erkennen, dass bei Betrachtung der untersuchten Projekte durch die verschiedensten Randbedingungen typische prinzipiell wirtschaftliche Projekte unwirtschaftlich werden können. Die Gründe dafür sind sehr unterschiedlich und vielschichtig (z. B. sehr niedriger Strom- bzw. Gaspreis) und müssen jeweils im Detail untersucht werden.

Maßnahme	Einsparung	Investitions- kosten	Amortisations- zeit
	€/a	€	a
Wärmerückgewinnung Abgas Kesselhaus	100.000	520.000	5,2
Vakuumpumpen mit Antrieben über Getriebe	38.000	232.000	6,1
Druckluftsteuerung für Kompressorstation	5.395	38.303	7,1
Umstellung der Beleuchtungstechnologie von KVG auf EVG			>6,9
Umstellung der Gebäudeheizung von Strom auf Abwärme	30.000	120.000	4,0
Nachrüstung FU-Antrieb	5.720	18.150	3,1

Tab. 38:
Zusammenstellung
nichtwirtschaftlicher
Maßnahmen

7 BEWERTUNGSMÖGLICHKEITEN DER ENERGIEEFFIZIENZ

Für eine transparente Bewertung von Energieeffizienzmaßnahmen ist es erforderlich einheitliche Bewertungsansätze anzuwenden bzw. die Vor- und Nachteile von gängigen Bewertungsmethoden zu kennen. Dieser Task dient zur Beschreibung von verschiedenen Tools.

Im Allgemeinen wird **Energieeffizienz** als **Verhältnis des Einsatzes von Energie (Input) zur erzielten Dienstleistung im weitesten Sinn (Output)** definiert. Um die jeweilige Effizienz einer Technologie bzw. eines Sektors zu analysieren, bieten sich folgende Möglichkeiten:

- Analyse der Entwicklung von Input und Output im *Zeitreihenvergleich*
- Vergleich der gemessenen Verbrauchswerte mit *theoretischen Ansätzen/Rechenergebnissen*
- Vergleich mit *Benchmarks* (allgemeine oder branchenspezifische Energiekennzahlen) und *Best-Practice Ansätzen*

7.1 Allgemeines

Bei allen drei Ansätzen geht es darum, die Wirkung einer bestimmten Maßnahme auf die „Energieeffizienz“ einer damit beeinflussten Dienstleistung zu analysieren. Der dadurch erreichte **neue Effizienz-Wert** wird mit einer **business-as-usual** Situation verglichen, wobei dieser Referenzwert unterschiedlich definiert werden kann.

Zunächst ist es erforderlich Systemgrenzen zu definieren, innerhalb welcher die relevanten Energieflüsse betrachtet werden. Oftmals ist es z. B. so, dass eine Maßnahme, die direkt zu Energieeinsparungen führt an anderer Stelle einen erhöhten Energie-Input bedingt bzw. zu einer Veränderung der „Dienstleistung“ führt.

Als Beispiel soll hier die Speisewasservorwärmung mittels entgastem Speisewasser angeführt werden (siehe Kapitel 3.1.10, Abb. 14). Wird die Systemgrenze nur über den Speisewasservorwärmer (Kondensatvorwärmung mit entgastem Speisewasser) gelegt, so entsteht daraus kein Energiegewinn. Durch Einbeziehen des Economisers in die Systemgrenzen ist dies aber sehr wohl der Fall, da durch Senken der Rauchgastemperatur das vorher abgekühlte Speisewasser wieder erwärmt wird. Insgesamt wird also Energie gewonnen, die dem Rauchgas entzogen wird.

Folgende allgemeine **Definition der Energieeffizienz** wird angenommen: eine Maßnahme erhöht die Energieeffizienz, wenn für die Bereitstellung der gleichen Leistung ein geringerer Energieinput erforderlich ist bzw. wenn mit dem gleichen Input an Energie eine höherwertigere Dienstleistung (qualitative oder quantitative Verbesserung) erzielt wird.

Zunächst ist die Wirkung der Maßnahme auf den Energieverbrauch zu untersuchen. Dazu ist es erforderlich Betrachtungsgrenzen zu definieren.

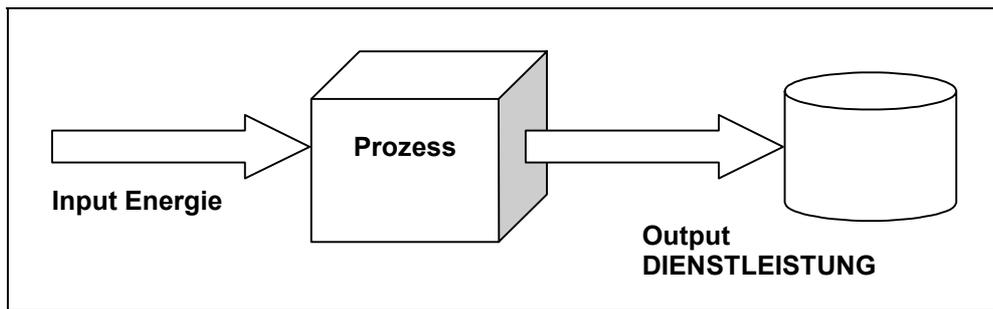


Abb. 60:
Betrachtungsgrenzen

Im Normalfall wird man einen Prozess als „black-box“ betrachten und lediglich die erzielte Dienstleistung bzw. einen Indikator dazu definieren und den damit verbundenen Energie-Input ermitteln. Je nachdem ob der Energieverbrauch vor oder nach Umsetzung der Maßnahme ermittelt wird (ex ante oder ex post Analyse) stehen Berechnungen oder Messungen zur Verfügung.

Je nach untersuchter Energieeffizienz-Maßnahme können die Betrachtungsgrenzen und somit der definierte Output unterschiedlich breit ausfallen. So kann beispielsweise einerseits bei der Bewertung eines Abwärmennutzungs-Konzeptes die Grenze eine ganze Produktionslinie mit sämtlichen Wärme-Quellen und Senken sein. Andererseits kann es beispielsweise bei der Untersuchung eines einzelnen Antriebs sinnvoll sein, nur diesen und dessen Regelungskonzept für die Energieeffizienzuntersuchung zu betrachten.

Die Verbesserung der Energieeffizienz durch die Durchführung einer Maßnahme kann folgendermaßen ermittelt werden:

Input Energie _{NACH DER MASSNAHME} / (Output x)

verglichen mit

Input Energie _{REFERENZSZENARIO} / (Output x).

Der nach der Durchführung einer Energieeffizienz-Maßnahme erforderliche Energie-Input ist wie oben angeführt zu ermitteln. Im Folgenden werden die möglichen Referenzwerte analysiert.

Einordnung gut/mittel/schlechte Energieeffizienz

Durch Abschätzen der für die Maßnahme notwendigen Investitionskosten kann durch Division durch die jährlich erzielbare Energieeinsparung eine statische Amortisationszeit errechnet werden. Diese Amortisationszeit ist ein Maß für die Qualität der untersuchten Maßnahme. Projekte mit einer statischen Amortisationszeit kleiner 3 Jahre werden üblicherweise als „gut“ bezeichnet, solche mit Amortisationszeiten von 3 bis 5 Jahren üblicherweise als „mittel“. Maßnahmen mit Amortisationszeiten größer 5 Jahren werden im Normalfall nicht umgesetzt und haben eine schlechte Energieeffizienz.

$$\text{Statische Amortisationszeit [a]} = \frac{\text{Investition[€]}}{\text{Einsparung[€ / a]}}$$

Bei der Berechnung der dynamischen Amortisationszeit werden auch Nutzungsdauer, Zinsen und Abschreibungen berücksichtigt.

7.2 Zeitreihenvergleich

7.2.1 Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz

Beim Zeitreihenvergleich werden die Energiedaten nach Durchführung der Maßnahme mit Energieverbrauchswerten einer Anlage bzw. einer Anlageneinheit vor Umsetzung der Maßnahme verglichen. Meistens sind in Unternehmen Gesamt-Energieverbräuche bzw. Daten über den Energieverbrauch einzelner Anlagen oder Bereiche verfügbar, welche z. B. im Rahmen des Controlling zur Ableitung von Kennzahlen verwendet werden (z. B. Gasverbrauch/kg Produkt).

7.2.2 Erforderliche Daten

Folgende Daten sind für einen Zeitreihenvergleich erforderlich:

- Input Energie NACH DER MASSNAHME/bezogen auf die relevante Einheit (Produktion x, Halle y ...) [Einheit m³, Liter etc.]
- in der Kostenrechnung verfügbare bzw. nachvollziehbare Daten über Energieverbrauch bezogen auf die relevante Einheit (Produktion x, Halle y ...) [Einheit m³, Liter etc.] über einen längeren Zeitraum (mindestens 8 Datenreihen).

7.2.3 Vor- und Nachteile des Instruments

Vorteile:

- bringt Gesamtüberblick über den „Nutzen“ einer Maßnahme
- zeigt Relevanz einer Maßnahme für den Gesamtenergieverbrauch
- einfache, intern anzuwendende Methode sofern Referenzdaten vorhanden.

Nachteile:

Der wesentliche Nachteil des Zeitreihenvergleichs liegt darin, dass die Kausalität einer möglichen Energie-Reduktion nur bei gleich bleibenden Rahmenbedingungen gegeben ist.

7.2.4 Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien)

Das Instrument wird oft für Maßnahmen mit eindimensionalen Auswirkungen auf den Energieverbrauch eingesetzt. Die Betrachtungsgrenze („Dienstleistung“) muss ident bleiben um die Vergleichbarkeit der Daten gewährleisten zu können. Der Zeitreihenvergleich wird daher hauptsächlich bei Systemen mit überschaubaren Systemgrenzen angewandt.



7.2.5 Dokumentation einer möglichen Anwendung an Hand eines konkreten Beispiels

Ein mögliches Beispiel der Anwendung des Zeitreihenvergleichs zur Beschreibung von Energieeinsparungen sind verschiedenste Änderungen an der Fahrweise einer Maschine. Beispielsweise kann durch die Eindrosselung des Abluftvolumenstromes von Trocknungsprozessen oft durch eine Klappenverstellung Verlustenergie minimiert und so Energie eingespart werden, ohne das Trocknungsergebnis zu beeinflussen.

7.2.6 Eignung des Instruments zur Beurteilung von Energieeffizienz

Grundsätzlich greift die bloße Optimierung der Energieeffizienz aufgrund der möglichen Beeinflussung der Produktqualität durch die vorgeschlagenen Maßnahmen zu kurz. So werden in der Praxis beispielsweise Projekte, welche zu einer Verbesserung der Produktqualität oder der Produktionsleistung bei gleichzeitiger Verschlechterung der Energieeffizienz führen, als sinnvoll erachtet.

7.3 Vergleich mit theoretischen Ansätzen

7.3.1 Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz

Dabei werden die Energiedaten nach Durchführung der Maßnahme mit rechnerischen „Normalwerten“ für einen bestimmten Bereich (Wärmeenergien, Schmelzenergien, Kinetische oder Potenzielle Energien und andere) verglichen. Die Referenzwerte werden auf Grund von mathematisch/physikalischen Gesetzmäßigkeiten ermittelt. Im Falle einer EX-ANTE Betrachtung werden somit beide Werte, der Energieverbrauch nach Durchführung einer Energieeffizienzmaßnahme sowie der Referenzwert, rechnerisch ermittelt.

7.3.2 Erforderliche Daten

Dieser Ansatz erfordert lediglich Kenntnisse über die für eine jeweilige Maßnahme bzw. deren Umfeld relevanten Gesetzmäßigkeiten sowie eine vorab-Definition des zu untersuchenden Bereichs.

- Input Energie NACH DER MASSNAHME/bezogen auf die relevante Einheit (Produktion x, Halle y ...) [Einheit m³, Liter etc.]
- rechnerischer „Normalwert“ Energieverbrauch bezogen auf die gewählte Einheit

7.3.3 Vor- und Nachteile des Instruments

Vorteile:

- guter Ansatz zur ersten Abschätzung
- bei entsprechender Erfahrung relativ leicht durchzuführen

Nachteile:

Bei Berechnungen können nie sämtliche betrieblichen Besonderheiten berücksichtigt werden.

7.3.4 Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien)

Oftmals werden derartige Instrumente bei der Erstanalyse einer Maßnahme (EX ANTE) eingesetzt.

7.3.5 Dokumentation einer möglichen Anwendung an Hand eines konkreten Beispiels

Ein typisches Beispiel für die Anwendung dieses Instrumentariums ist die Nachrüstung von Antrieben (Pumpen, Ventilatoren usw.) mittels Frequenzumformern (FU) oder Phasenanschnittsteuerungen. Dabei wird das energetische Verhalten der Antriebe vor Implementierung der Motorregelung mittels theoretischer Ansätze vorausgerechnet. Daraus kann die mögliche erreichbare Energieeffizienz des jeweiligen Antriebs durch Implementierung einer Motorregelung abgeschätzt werden.

7.4 Benchmarks und Best-Practice Ansätze

7.4.1 Beschreibung des Instruments zur Bewertung von Energieeffizienz

Benchmark und Best-Practice Ansätze sind die komplexesten Methoden zum Vergleich von Energieeffizienz. In den sogenannten BAT Dokumenten wird meist ein Energieverbrauch pro Produkteinheit als Referenzwert für eine „best available technique“ herangezogen. Benchmark ist der Ausdruck für Indikatoren für typische Energieverbräuche pro definierter Einheit, wobei diese nicht zwangsweise „best available technique“ sein müssen.

Benchmarks können für folgende Bereiche vorliegen:

- Konzernintern
- Branchenintern
- Andere Bereiche wo Daten schwer zugänglich sind.

Benchmarking ist ein sehr effektives Instrument um Verbesserungen in der Energieeffizienz zu ermöglichen. Es werden vergleichbare Indikatoren eingesetzt, die den aktuellen Energieverbrauch eines Betriebs, Sektors, Gebäudes, etc. darstellen. Anhand dieser Indikatoren wird ein System angeboten, anhand dessen sinnvolle Vergleiche des Energieverbrauchs möglich sind. Dabei ermöglicht Benchmarking den direkten Vergleich mit der Energieeffizienz anderer, vergleichbarer Betriebe unter



vergleichbaren Umständen. Damit werden Unterschiede erkennbar und die Höhe des Energieverbrauchs sowie Einsparpotenziale werden sichtbar und bewusst gemacht. Das sollte der Ausgangspunkt für Verbesserungsmaßnahmen sein. Die für ein Benchmarking System nötigen Daten werden über Fragebögen, Literaturrecherche und Expertisen ermittelt.

Best Practice ist die Anwendung von bewährten, kosteneffizienten Technologien und Managementtechniken zur Verbesserung der Energieeffizienz. Best Practice bezieht sich dabei auf die Technologien und Techniken die in Betrieben eingesetzt werden, welche im Rahmen eines Benchmarking als „die Besten“ identifiziert wurden. Best Practice bedeutet die Darstellung, Kommunikation, Bereitstellung und Umsetzung solcher Technologien und Techniken in anderen Betrieben.²

Eine Best Practice Technologie stellt z. B. das Warmhalten von Großwasserraumdampferzeugern mit Dampf dar. Üblicherweise werden Dampfkessel durch kurzzeitiges Einschalten der Brenner warmgehalten. Dadurch ergeben sich Verluste von ca. 1–2 % der Kesselleistung die unter anderem durch den Start/Stop Betrieb der Brenner und Lüftungsverluste des Kessels hervorgerufen werden. Wird der Kessel allerdings durch direkte Eindüsung von Dampf und gleichzeitigem Schließen der Rauchgasklappen warmgehalten, reduzieren sich die Verluste auf 0,3–0,5 % der Kesselleistung. Dazu benötigt es allerdings idealer Randbedingungen wie z. B. das Vorhandensein von Dampf aus anderen Dampferzeugern.

7.4.2 Erforderliche Daten

- Input Energie_{NACH DER MASSNAHME}/bezogen auf die relevante Einheit (Produktion x, Halle y ...) [Einheit m³, Liter etc.]
- Entsprechender Benchmark/BAT Wert bezogen auf die gewählte Einheit

Meist wird der BAT-Wert einen größeren Bereich (z. B. eine Maschine, die optimiert werden soll) erfassen. Bei der Wahl dieser Methode muss jedenfalls die Betrachtungsgrenze entsprechend den verfügbaren BAT-Werten/Benchmarks erfolgen, um Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

7.4.3 Vor- und Nachteile des Instruments

Vorteile:

- Liefert einen „absoluten“ Vergleich zu anderen Anlagen
- Bei entsprechender Erfahrung relativ leicht durchzuführen

Nachteile:

- BAT-Werte sind nicht für alle Bereiche vorhanden und können daher nur beschränkt eingesetzt werden.
- Die Systemgrenzen für die jeweiligen angewendeten BAT-Werte müssen genau definiert und bekannt sein.

² Quelle: http://eva.ac.at/publ/pdf/ideen2_definition_de.pdf

7.4.4 Besondere Einsatzgebiete (Sektoren, Technologien)

Ähnliche Methoden wurden bei der Ermittlung der vorhandenen CO₂-Reduktionspotenziale in der Industrie im Vorfeld der Allokation von Emissionszertifikaten (EU-Emissionshandel) verwendet.

Darüber hinaus ist häufig bei Förderprogrammen ein Vergleich zu Benchmarks bzw. anderen Referenzwerten erforderlich.

Meist geht es hierbei aber nicht um die Bewertung isolierter Einzelmaßnahmen sondern um den Allgemeinzustand eines bestimmten Systems.

7.4.5 Dokumentation möglicher Anwendungen

Für folgende Bereiche stehen ausgearbeitete BAT-Dokumente zur Verfügung:

- Abwasser- und Abgasbehandlung in der chemischen Industrie
- Chloralkaliindustrie
- Eisen- und Stahlerzeugung
- Eisenmetallverarbeitung
- Emissionsmessung/Überwachung (Monitoring)
- Gerbereien
- Glasindustrie
- Industrielle Kühlsysteme
- Intensivtierhaltung Nichteisenmetallindustrie
- Organische Großchemie
- Raffinerien
- Schlachthäuser, Tierkörperverwertungsanlagen und Anlagen zur Herstellung tierischer Nebenprodukte
- Textilindustrie
- Zellstoff- und Papierindustrie
- Zement- und Kalkindustrie

Weiters sind BAT-Dokumente für folgende Bereiche in Vorbereitung:

- Schmieden – Gießereien
- Emissionen aus Lagerungen
- Cross-Media-Effekte
- Großfeuerungen
- Anorganische Großchemie (Ammoniak, Säuren und Düngemittel)
- Anorganische Großchemie (feste und sonstige Stoffe)
- Verarbeitungsanlagen in der Lebensmittel- und Milchindustrie
- Keramik
- Abfallbehandlung im Bergbau
- Oberflächenbehandlung von Metallen
- Oberflächenbehandlung unter Verwendung von Lösungsmitteln
- Abfallverbrennung
- Abfallbehandlung



- Besondere anorganische Chemikalien
- Organische Feinchemie
- Polymere
- Energieeffizienz

7.4.6 Einordnung gut-mittel-schlechte Energieeffizienz

Beispiel: Bewertung Energieeffizienz Druckluftherzeugung – Druckluftverteilung

Rahmenbedingungen:

- gefordertes Druckniveau (z. B.: 7 bar, 10 bar oder 13 bar)
- geforderte Druckluftqualität (z. B.: trocken, ölfrei)
- Alter der Kompressorstation und des Netzes
- Art der Regelung (z. B.: drehzahl geregelter Kompressor, übergeordnete Steuerung, intelligente Steuerung)

Benchmarks

- Spezifischer Leistungsbezug [kW/m³/min]: <6 sehr gut, 6–8 mittel, >8 schlecht
- Leerlaufzeitanteil [%]: <5 % sehr gut, 10–30 % mittel, >30 % schlecht
- Leckagenanteil [%]: <5 % sehr gut, 10–20 % mittel, >20 % schlecht.

8 TECHNOLOGIEN IN ENTWICKLUNG

In diesem Kapitel werden einige Verfahren oder Technologien angegeben, welche sich derzeit noch in Entwicklung befinden.

8.1 Brennstoffzellen (fuel cell)

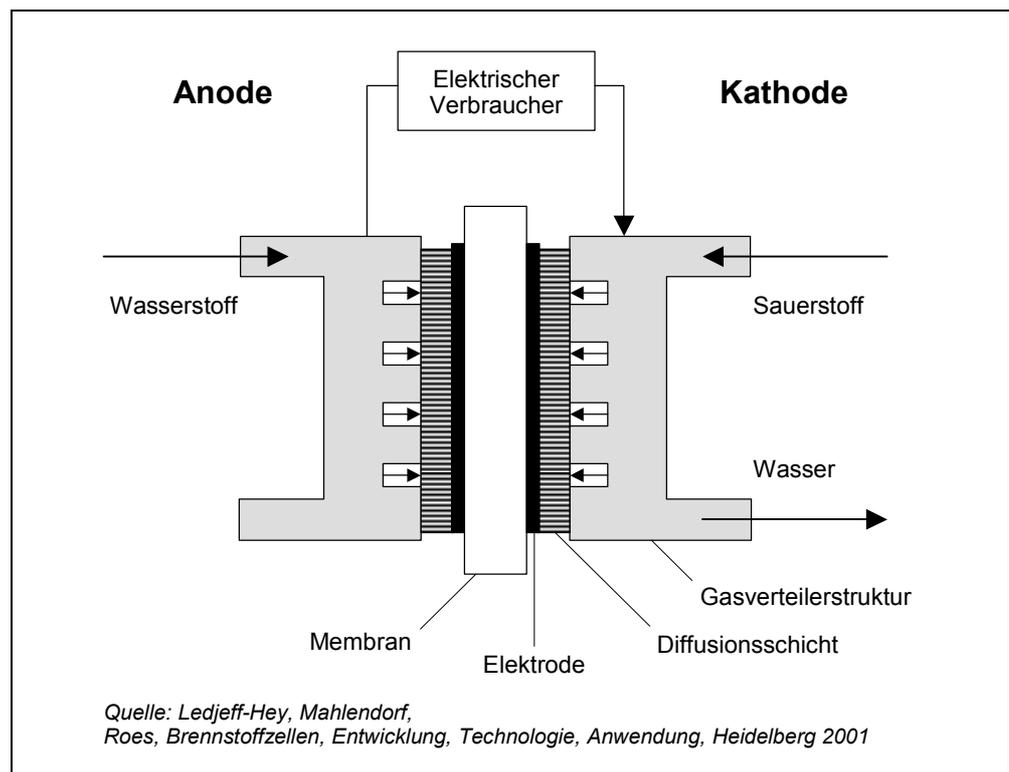
„Bei der konventionellen Stromerzeugung über Verbrennungsprozesse wird die chemische Energie des Brennstoffes (z. B. Erdgas) zunächst in innere Energie des Verbrennungsgases umgewandelt. In einer typischen Wärmekraftanlage wird ein Teil dieser inneren Energie als Wärme auf ein Arbeitsmedium, in der Regel Wasser oder Wasserdampf, übertragen, welches dann einen Kreisprozess durchläuft. Dessen Nutzarbeit wird anschließend im Generator in elektrische Energie umgewandelt [xxvi].

In der Brennstoffzelle wird durch chemische Reaktion elektrische Energie erzeugt. Im Gegensatz zu elektrischen Batterien lassen sich Reaktanden (Brenngas und Sauerstoff) und Reaktionsprodukte (Wasser) stetig zu- und abführen.

Ursprünglich für militärische Anwendungen wie U-Boote und Raumfahrt eingesetzt, wurde die Entwicklung für zivile Zwecke im Sinne von Umweltschutz und Ressourcenschonung vorangetrieben.

„Jede Brennstoffzelle enthält zwei Elektroden, die Anode, an der der Brennstoff zugeführt wird und die Kathode, an der das Oxidans, reiner Sauerstoff oder Luft, zugeführt wird. Die räumliche Trennung der Reaktionspartner wird durch ein Elektrolyt realisiert“ [xxvi]. Dadurch findet der Elektronenaustausch nicht lokal, sondern über einen äußeren Stromkreis statt.

Abb. 61:
Funktionsprinzip
von Brennstoffzellen
anhand einer Membran-
Brennstoff-Zelle (PEFC)





In Abb. 61 ist Wasserstoff das Brenngas, Sauerstoff das Oxidans und eine Polymermembran das Elektrolyt. An der Anode wird das Brenngas oxidiert, dabei entstehen Protonen H^+ , die durch das Elektrolyt zur Kathode wandern, während die Elektronen im äußeren Stromkreis auf Grund der Potentialdifferenz von der Anode zur Kathode fließen. An der Kathode wird Sauerstoff unter Aufnahme von Elektronen reduziert und das Reaktionsprodukt Wasser entsteht. Ohne die Ionenleitung im Elektrolyt, ohne die Elektronenleitung im äußeren Stromkreis oder wenn sich das thermodynamische Gleichgewicht eingestellt hat, kommt die Reaktion zum Erliegen [xxvii].

Reaktion an der Anode: $H_2 \rightarrow 2H^+ + 2e^-$

Reaktion an der Kathode: $2 H^+ + 0,5O_2 + 2e^- \rightarrow H_2O$

Gesamtreaktion: $H_2 + 0,5O_2 \rightarrow H_2O$

In der Regel werden die verschiedenen Brennstoffzellen nach der Art des Elektrolyts klassifiziert. Lediglich die DMFC (direct methanol fuel cell) ist nach dem verwendeten Brennstoff benannt. Tab. 39 gibt einen Überblick über Brennstoffzellen und deren wesentliche Eigenschaften.

Tab. 39: spezifische Eigenschaften der Brennstoffzellentypen

Brennstoffzelle	Elektrolyt	Temperatur	Elektrischer Wirkungsgrad	Brenngas, Oxidans	Anwendung
AFC Alkalische Brennstoffzelle	Kalilauge 30 % KOH	80 °C	Zelle: 60–70 % System: 62 %	Nur reinst Wasserstoff Reinst Sauerstoff	Raumfahrt, Militär
PEFC Membran-Brennstoffzelle	Protonenleitende Membran (z. B. Nafion R 11 7, Dow)	80 °C	Zelle: 50–68 % System bei Erdgasbetrieb: 43–50 % (Reformer, Luftverdichter)	Wasserstoff Sauerstoff, Luft	Elektroantriebe, BHKW, Batterieersatz, Raumfahrt, Militär
DMFC Direkte Methanolbrennstoffzelle	Protonenleitende Membran (z. B. Nafion R 117, Dow)	80–130 °C	Zelle: 20–30 %	Methanol Sauerstoff, Luft	Elektroantriebe
PAFC Phosphorsäure-Brennstoffzelle	Konz. Phosphorsäure (H_3PO_4)	200 °C	Zelle: 55 % System bei Erdgasbetrieb: 40 %	Wasserstoff Sauerstoff, Luft	BHKW, Stromerzeugung
MCFC Karbonatschmelzen-Brennstoffzelle	Alkali-karbonatschmelzen (Li_2CO_3 K_2CO_3)	650 °C	Zelle: 65 % System bei Erdgasbetrieb: 55–60 % BuD (reine Stromerz.): 60–65 % (int. Reformer)	Erdgas, Kohlegas, Biogas, Wasserstoff, Sauerstoff, Luft	BHKW, reine Stromerzeugung (BuD: MCFC mit Dampfturbine gekoppelt)
SOFC Oxidkeramische Brennstoffzelle	Yttrium-stabilisiertes Zirkonoxid (ZrO_2/YO_3)	800–1.000 °C	Zelle: 60–65 % System bei Erdgasbetrieb: 55–60 % BuG (reine Stromerz.): 60–65 % (int. Reformer)	Erdgas, Kohlegas, Biogas. Wasserstoff Sauerstoff, Luft	BHKW, reine Stromerzeugung (BuG: SOFC mit Gasturbine gekoppelt)

Die Bezeichnung erfolgt nach den englischen Abkürzungen.

AFC: alkaline fuel cell

PEFC: proton exchange membran fuel cell

DMFC: direct methanol fuel cell

PAFC: phosphoric acid fuel cell

MCFC: molten carbonate fuel cell

SOFC: solid oxide fuel cell

Für stationäre Systeme und damit für den industriellen Einsatz geeignet, kommen vor allem die PAFC, MCFC und SOFC in Frage.

Die PAFC weist zurzeit den kommerziell weitesten Entwicklungsstand auf. Die amerikanische Firma IFC/ONSI hat bereits über 200 Blockheizkraftwerke (BHKWs) des Typs PC25 mit Leistungen von 200 kW_{el} und 220 kW_{th} installiert. Das österreichische Unternehmen EVN hat eine dieser Anlagen in Maria-Enzersdorf (NÖ) von 1994–1997 betrieben, wobei dabei Probleme mit der Peripherie (Pumpenprobleme, Rohrleitungsprobleme wegen ungeeigneter Rohmaterialien) aufgetreten sind [xxvii].

Weltweit wird sehr intensiv an Brennstoffzellen gearbeitet, die Serienreife dieser Systeme sollte noch in diesem Jahrzehnt erreicht werden.

Vorteile:

- im Vergleich zu anderen Stromerzeugern deutlich höhere elektrische Wirkungsgrade
- geringe spezifische CO₂-Emissionen
- praktisch vernachlässigbare NO_x- und CO-Emissionen
- gutes Teillastverhalten
- sehr niedrige Geräuschemissionen.

Hemmnisse:

- keine Serienreife vorhanden, weitere Entwicklungsarbeit nötig
- hohe Investitionskosten.

Stadium:

Demonstrationsanlage.

8.2 ORC (Organic Rankine Cycle)-Prozess

Derzeit wird bei der Umwandlung von thermischer Energie in elektrische Energie meistens Wasserdampf zum Antrieb einer Dampfturbine genutzt. Die Produktion von Wasserdampf mittels Dampferzeugern erfordert dabei hohe Temperaturen.

Der ORC-Prozess („Organic Rankine Cycle“) basiert auf einem dem Wasser-Dampf-Prozess ähnlichen Verfahren mit dem Unterschied, dass anstelle von Wasser ein organisches Arbeitsmedium (Kohlenwasserstoffe wie Iso-Pentan, Iso-Oktan, Toluol oder Silikonöl) verwendet wird.

Diese Arbeitsmedien besitzen günstigere Verdampfungseigenschaften bei tieferen Temperaturen und Drücken. Damit wird es möglich, aus Wärmeenergie auf niedrigem Temperaturniveau (100–300 °C) elektrische Energie zu erzeugen. Bisher wurden solche Kraftwerke jeweils für eine bestimmte Anwendung entworfen, Standardlösungen sind derzeit noch nicht verfügbar.

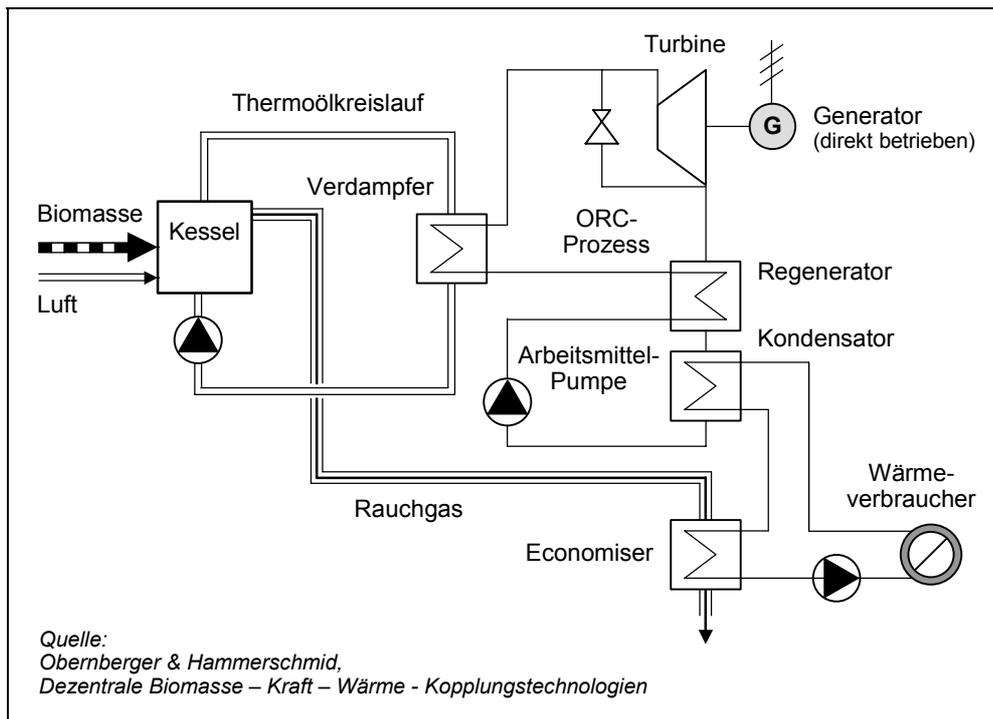


Abb. 62:
Schema einer
Biomasse-KWK mit
ORC-Prozess

In Abb. 62 ist der ORC-Prozess schematisch dargestellt. Die von der Biomassefeuerung im Kessel erzeugte Wärme wird über einen Thermoölkessel an den ORC-Prozess übertragen. Thermoöl wird als Wärmeträgermedium verwendet, da dadurch die für den Betrieb des ORC-Prozesses erforderlichen Temperaturen (Thermoöl-Vorlauftemperatur 300 °C) erreicht werden können und gleichzeitig ein praktisch druckloser Kesselbetrieb (es ist keine Aufsichtsperson erforderlich) möglich ist.

Durch die vom Thermoöl an den ORC-Prozess übertragene Wärme wird das eingesetzte organische Arbeitsmedium im Verdampfer verdampft. Der Dampf gelangt zu einer langsam laufenden Axialturbine, in der er unter Entspannung mechanische Arbeit leistet, die im direkt an die Turbine gekoppelten Generator (kein Zwischengetriebe erforderlich) elektrische Energie erzeugt.

Der entspannte Dampf wird einem Regenerator zur internen Wärmerückgewinnung zugeführt. Anschließend gelangt der Arbeitsmitteldampf in den Kondensator. Die von dort abgeführte Wärme kann als Prozess- bzw. Fernwärme genutzt werden. Über eine Pumpe wird das Kondensat schließlich wieder auf Betriebsdruck gebracht und dem Verdampfer zugeführt. Damit ist der ORC-Kreislauf geschlossen [xxviii].

Vorteile:

- Sehr gute Teillastfähigkeit
- Hohe Turbinenlebensdauer
- Hohe Automatisierbarkeit
- Geringe Instandhaltungskosten.

Hemmnisse:

- Arbeitsmedium toxisch oder entflammbar, deshalb große Anforderungen an die Dichtheit
- Für mit Biomassefeuerungen gekoppelte ORC–Prozesse liegen noch keine Langzeiterfahrungen vor (Demonstrationsanlagen)
- Obere Prozesstemperatur ist durch die thermische Stabilität des Thermoöles bzw. des Arbeitsmediums limitiert.

Einsatz:

- Abwärmenutzung in der Industrie [Fa. Turboden, 1997]
- Dezentrale KWK's [Stift Admont, 1999, xxix]
- Stromgenerierung aus Geothermie [Altheim, OÖ, 2000].

Stadium der Entwicklung:

Demonstrationsanlage.

8.3 Wasser als Kältemittel

Wasser als Kältemittel in Kompressionskälteanlagen ist ein vergleichsweise neues Medium. Vor dem Erkennen ihres ozonschädigenden Potentials wurden hauptsächlich Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW, ungiftig und unbrennbar) als Kältemittel eingesetzt. Mittlerweile wurden diese nach einem koordinierten Ausstieg aus der Verwendung ozonschichtschädigender Stoffe verboten.

Wasser ist als Kältemittel für Kühltemperaturen oberhalb des Gefrierpunktes einsetzbar. Die geringe volumenbezogene Kälteleistung und dadurch bedingte große Fördervolumenströme, hohe Druckverhältnisse und der Ablauf des Prozesses praktisch unter Vakuum standen bislang einer Verwendung von Wasser im Wege. Im Vergleich zu einem Ammoniak-Kompressor muss ein Wasserdampf-Kompressor wegen der geringeren Dichte einen bis zu 300 mal größeren Volumenstrom des Kältemittels ansaugen und verdichten und ein rund doppelt so hohes Verdichtungsverhältnis erreichen. Die nötigen Abmessungen und hohe Drehzahlen erzeugen gewaltige innere Kräfte.

Das Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK) in Dresden entwickelte eine Baureihe von Kompressionskältemaschinen mit Wasser als Kältemittel. Der Leistungsbereich liegt zwischen 500 kW und 1.000 kW, die Kaltwassertemperaturen liegen zwischen 1 °C und 14 °C. Der entwickelte zweistufige Turboverdichter hat Laufraddurchmesser bis zu 1,20 m, die Drehzahl beträgt zwischen 6.000 U/min und 10.000 U/min. Die dadurch bedingten hohen Radialkräfte erfordern den Einsatz von extrem leichten, kohlefaserverstärkten Turbinenschaufeln. Abb. 63 veranschaulicht das Prinzip.

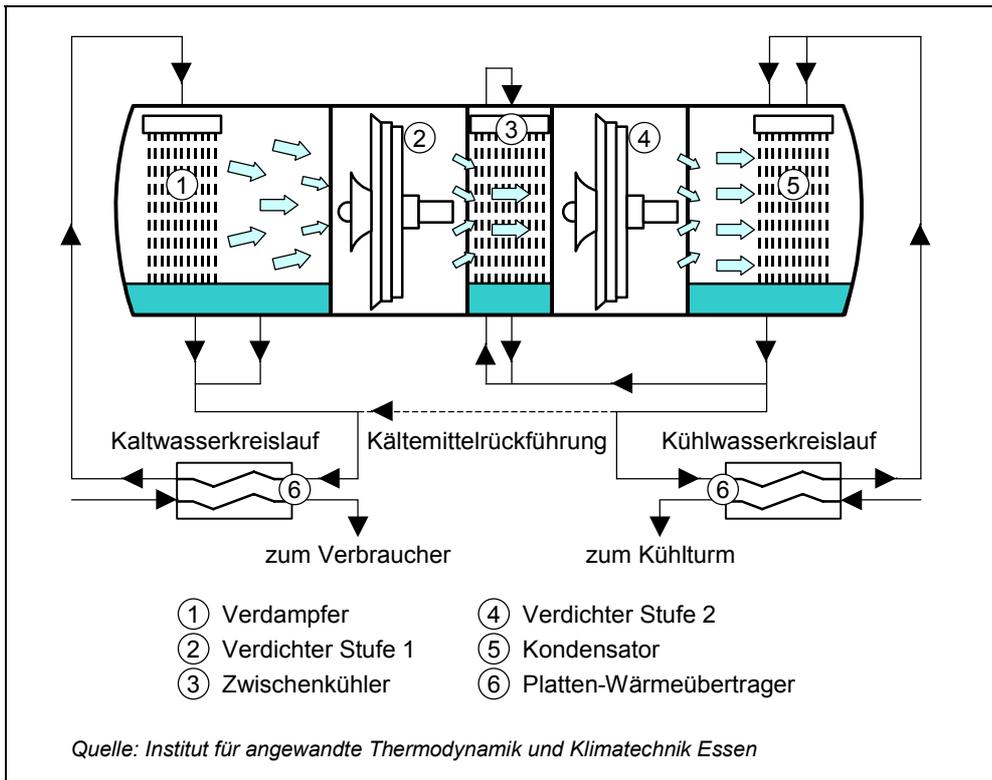


Abb. 63:
Funktionsschema
des Kompressions-
kälteaggregates

Im Verdampfer wird eintretendes Wasser bei einem sehr niedrigen Druck von 8–10 mbar verdampft, der Wasserdampf wird vom ersten der beiden Verdichter auf höheren Druck gebracht, anschließend in einem Zwischenkühler gekühlt, danach vom zweiten Verdichter auf den Kondensationsdruck von 32–40 mbar gebracht und der Wasserdampf mit Kühlwasser verflüssigt.

Die Leistungszahlen von Wasser-Kältemaschinen liegen um rund 20 Prozent über denen von herkömmlichen Kältemitteln. Je höher die Kaltwassertemperatur, desto größer die Leistung des Kälteaggregates. Da die Leistungskurve von Wasser steiler als bei Ammoniak verläuft, bedeutet dies bei Wasser ab einer Kaltwassertemperatur von 9 °C eine Leistungssteigerung gegenüber Ammoniak (Abb. 64).

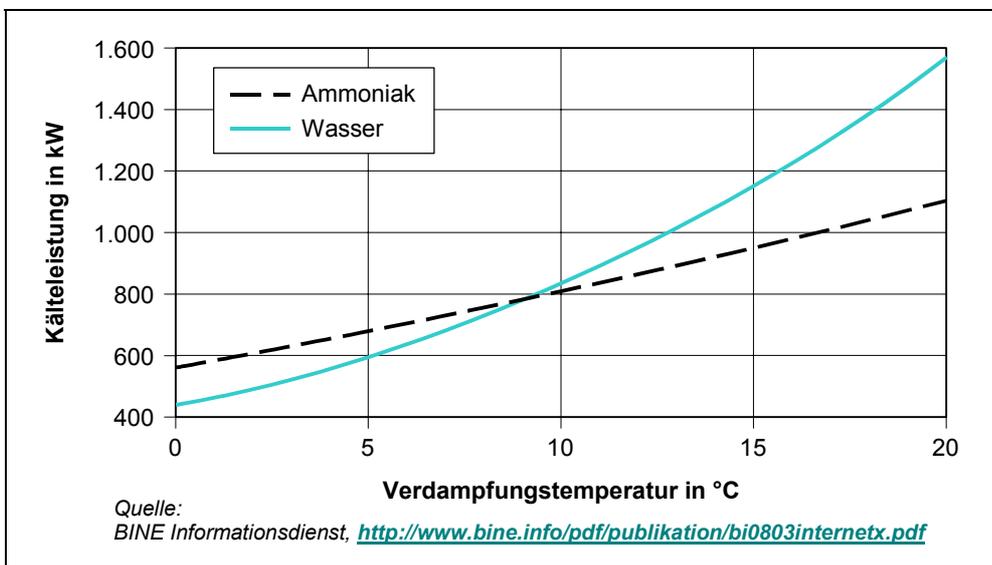


Abb. 64:
Vergleich der
Kälteleistung von
Wasser-Ammoniak

Wasser-Kältemaschinen sind am besten zur Abdeckung einer Grundlast im kontinuierlichen Betrieb geeignet. Ein taktender Betrieb mit häufigem An- und Herunterfahren wirkt sich durch erhöhten Verschleiß an der Maschine aus. Die Abdeckung von Spitzenlasten sollte mittels anderer Kältemaschinen im Verbund erfolgen.

Es sind zwei Pilotprojekte in Betrieb:

An der Universität Essen wurde 1999 eine 800 kW Kältemaschine mit Wasser als Kältemittel zur Abdeckung der Grundlast der Raumklimatisierung und zu einem geringen Teil zur Bereitstellung von Prozesskälte in Betrieb genommen. Der COP (Coefficient of Performance, Kälteleistung zu aufgewendeter Wärme, Leistungszahl) beträgt etwa 6 bei einer Verdampfungstemperatur von 5 °C.

Das zweite Pilotprojekt befindet sich in Dresden, wo 2001 zwei Wasser-Kältemaschinen in Betrieb gingen. Zur Raumklimatisierung des Produktionsbetriebes der Volkswagen AG dienen zwei Wasser-Kältemaschinen mit je 1.000 kW installierter Leistung, welche mit einer Absorptionskältemaschine (Wasser/Lithiumbromid, siehe Kapitel 3.1.8.2) kombiniert sind. Der COP beträgt ca. 5,5–6, Verdampfungstemperatur beträgt 5 °C [xxx].

Vorteile:

- Kein ODP (Ozone Depletion Potential)
- Bei Kaltwassertemperaturen >9 °C höhere Leistung gegenüber Ammoniak
- Ungiftig und unbrennbar, deshalb keine zusätzlichen Sicherheitsvorkehrungen notwendig
- COP liegt um rund 20 % höher gegenüber herkömmlichen Kältemaschinen, wenn man den Energieverbrauch von Zusatzaggregaten und weitere Verlustquellen mit berücksichtigt [xxx].

Nachteile:

- Keine Kaltwassertemperaturen <0 °C möglich
- Hohe Anschaffungskosten.

Stadium der Entwicklung: Pilotmaßstab.

8.4 Solare Klimatisierung

Zur Klimatisierung von Schalträumen, Messwarten oder Gebäuden bietet sich die thermische Nutzung der Sonnenenergie an. Tage des größten Kühlenergiebedarfes decken sich mit dem höchsten Energieeintrag durch die Sonne. Die erforderliche Energie kann durch Wärme oder durch photovoltaisch erzeugten Strom erfolgen. Da sich photovoltaisch angetriebene Systeme wenig von herkömmlichen unterscheiden (Strom aus Photovoltaikmodulen treibt herkömmliche Kühlaggregate an), soll hier nur auf die thermisch angetriebenen Systeme eingegangen werden.

Die thermisch angetriebene Kühlung basiert auf dem Vorgang der Sorption. Prinzipiell kann zwischen Adsorption und Absorption unterschieden werden. Bei der Adsorption lagert sich ein flüssiger oder gasförmiger Stoff an einer festen, porösen Substanz an. Bei der Absorption wird der flüssige oder gasförmige Stoff von einer Flüssigkeit oder einem Feststoff aufgenommen (Absorption).

Die Einteilung der Verfahren erfolgt nach der Art der Prozessführung in offene und geschlossene Systeme. Bei offenen Systemen hat das Kältemittel (Wasser) Kontakt mit der Atmosphäre. Offene Systeme werden zur Luftentfeuchtung und Verdunstungskühlung verwendet und in Verfahren mit flüssigem oder festem Sorptionsmittel eingeteilt. Bei geschlossenen Systemen wird das Kältemittel in einem geschlossenen System im Kreislauf geführt.

Es gibt zwei wesentliche Kennzahlen solcher Anlagen: die verfügbare Kälteleistung und der Coefficient of Performance (COP), auch Leistungszahl genannt, welcher das Verhältnis von erzielter Kälteleistung Q_0 (Nutzen) zu Antriebswärme Q_H (Aufwand) beschreibt.

8.4.1 Geschlossene Verfahren

8.4.1.1 Geschlossene Absorptionskältemaschinen

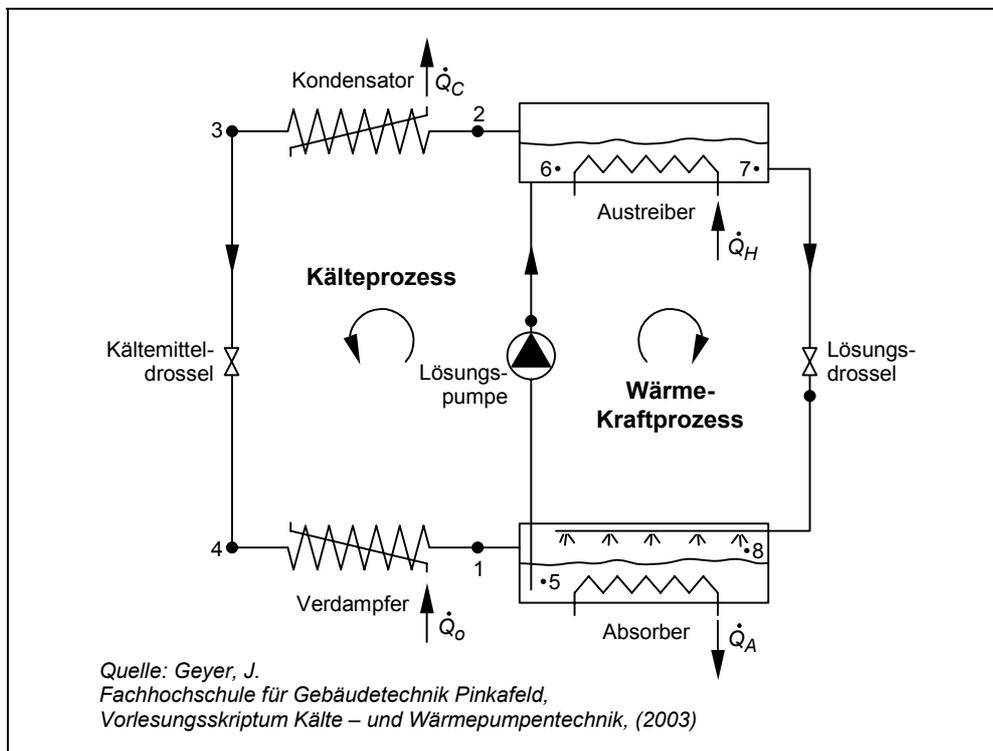


Abb. 65:
Absorptionsprozess

Hier wird das flüchtige Kältemittel in einer Flüssigkeit gelöst (5) und diese dann mittels Pumpe auf höheres Druckniveau (6) gebracht. Dort wird das Kältemittel durch Wärmezufuhr Q_H aus der Flüssigkeit ausgetrieben. Für das Austreiben des Kältemittels oder der Flüssigkeit muss entsprechend thermische (Solar) Energie zugeführt werden.

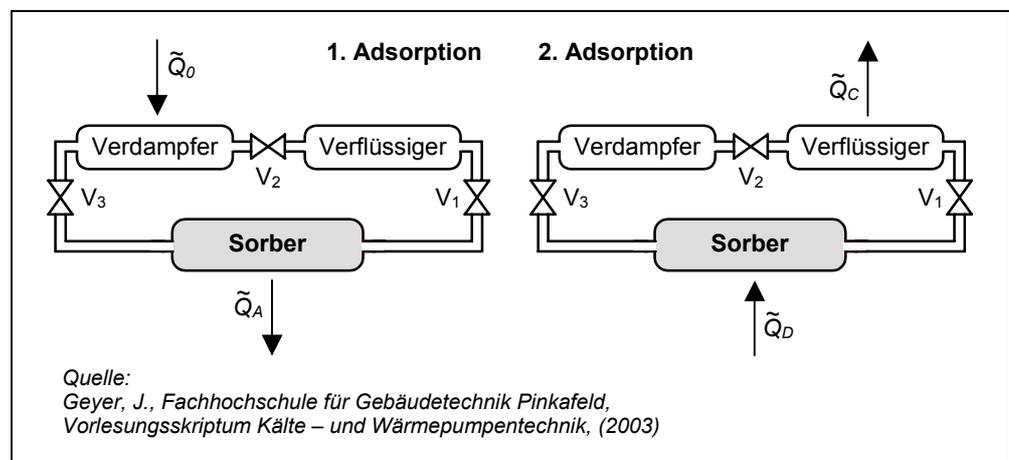
Der Kälteprozess gleicht einer herkömmlichen Kältekompressionsanlage mit dem Vorteil, dass man zum Pumpen einer Flüssigkeit erheblich weniger Energie als zum Verdichten eines Gases benötigt. Übliche Arbeitsstoffpaare sind hier Ammoniak (Kältemittel) und Wasser (Lösungsmittel) für einen Temperaturbereich von bis zu $-60\text{ }^\circ\text{C}$. Für Temperaturen $>0\text{ }^\circ\text{C}$ kann Wasser (Kältemittel) und Lithiumbromid (Lösungsmittel) verwendet werden. Der COP solcher Anlagen liegt zwischen 0,6 und 1,2.

Der Einsatz dieser Technik zur Erzeugung von Prozesskälte mittels Abwärme erfordert passende Rahmenbedingungen wie große Abwärmemengen und hohen Prozesskältebedarf. Solargestützte geschlossene Absorptionskältemaschinen gelten als technisch ausgereift (Fa. Turboden, Italien), werden jedoch bislang nur in Pilotprojekten eingesetzt.

8.4.1.2 Geschlossene Adsorptionskältemaschinen

Adsorptionskältemaschinen arbeiten mit einem festen Sorptionsmittel. Die erforderlichen Antriebstemperaturen liegen im Bereich von 60 °C–95 °C. Abb. 66 soll den prinzipiellen Vorgang der Adsorption veranschaulichen.

Abb. 66:
Prinzip einer
Adsorptionsanlage



Im ersten Schritt (Ventil V_1 zu, Ventil V_2 zu, Ventil V_3 offen) wird der gasförmige Stoff (Sorbat, z. B. Wasserdampf) vom Sorber (z. B. Silicagel, Zeolith, große innere Oberfläche) aufgesogen. Dadurch sinkt der Druck im Verdampfer, es verdampft das flüssige Sorbat (z. B. Wasser). Dazu muss die Verdampfungswärme Q_0 zugeführt werden (Kälteerzeugung). Im Sorber wird durch den Sorptionsvorgang Wärme frei, welche abgeführt werden muss. Dieser Vorgang dauert an, bis der Sorber gesättigt ist, d. h. kein Sorbat mehr aufgenommen werden kann.

Im zweiten Schritt (V_1 offen, V_2 zu, V_3 zu) wird dem Sorber Verdampfungswärme Q_D zugeführt (Sonnenkollektor, Abwärme, etc.) und dadurch Wasser in Form von Dampf ausgetrieben (Desorption). Der Dampf gelangt in den Verflüssiger, wo er unter Abgabe von Kondensationswärme kondensiert. Danach wird V_1 geschlossen und V_2 geöffnet, wodurch das Sorbat in flüssiger Form wieder in den Verdampfer gelangt. Der Prozess beginnt von neuem [xxx].

Stadium der Entwicklung: Demonstrationsanlage bis Marktreife

8.4.2 Offene Anlagen

8.4.2.1 Sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK)

Offene SGK-Anlagen sind Frischluftsysteme, in denen die Außenluft durch Sorption getrocknet, mit einem Wärmerückgewinnungsrotor vorgekühlt und zuletzt durch Verdunstungsbefeuchtung auf Raumtemperatur gekühlt wird.

SGK-Klimatisierungsanlagen können unter mitteleuropäischen Klimabedingungen zur Außenluftkonditionierung eingesetzt werden (z. B. in Lüftungszentralen). Ihr wirtschaftlicher Betrieb ist bei Verfügbarkeit von kostengünstiger Wärmeenergie möglich. Dafür kommt zum Beispiel Abwärme aus der Industrie, aus KWK-Anlagen oder nicht ausgelasteten Fernwärmenetzen in Frage. Eine neue Wärmequelle sind solarthermische Anlagen.

Das Prinzip der SGK wird in Abb. 67 skizziert. Die thermische Solarenergie wird zur Entfeuchtung des Sorptionsmittels (im Sorptionsrotor) eingesetzt (7-8).

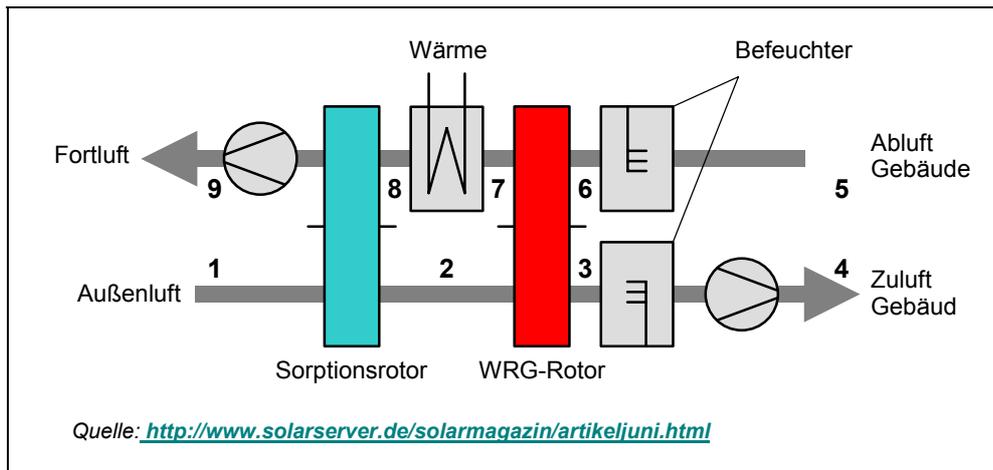


Abb. 67:
Schema einer
sorptionsgestützten
Klimatisierung

- 1–2: Sorptive Entfeuchtung der Außenluft durch Sorptionsrotor mit gleichzeitiger Temperaturerhöhung durch die freiwerdende Adsorptionswärme. Bei Anwendung eines thermochemischen Speichers wird der Rotor durch den Speicher ersetzt (siehe Kapitel 8.5), thermochemische Speicher)
- 2–3: Abkühlung der Luft im Wärmerückgewinnungsrotor WRG, (siehe Kapitel 3.1.5.1) im Gegenstrom zur Abluft
- 3–4: weitere Abkühlung der Luft durch Verdunstungsbefeuchtung; die Zuluft zum Gebäude hat eine niedrigere Temperatur und einen geringeren Gehalt an Wasserdampf als die Außenluft
- 4–5: Erwärmung der Luft und ggf. Anreicherung mit Wasserdampf durch Raumlasten
- 5–6: Absenkung der Temperatur der Abluft des Gebäudes durch konventionelle Verdunstungskühlung im Befeuchter
- 6–7: Erwärmung der Abluft im Gegenstrom zur Zuluft im WRG-Rotor
- 7–8: weitere Erwärmung der Abluft durch externe Wärmequelle (z. B. Solaranlage)
- 8–9: Regenerierung des Sorptionsrotors durch Desorption des gebundenen Wassers.

Ohne das Vorhandensein von Abwärme und/oder Solarenergie steigt durch die schlechteren Leistungsziffern der oben angegebenen Techniken der Primärenergieverbrauch. Bei Einsatz von Absorptions- oder Adsorptionskältemaschinen sind je nach geografischem Standort solare Deckungsanteile zwischen 30 %–50 % zur Erzielung einer Primärenergieeinsparung notwendig. Der solare Deckungsanteil ist jener Energieanteil am Gesamtenergiebedarf der Anlage der vom Solarsystem zur Verfügung gestellt wird.

Der Stromverbrauch beträgt bei Absorptions- bzw. Adsorptionskältemaschinen etwa 25 % des Verbrauchs eines konventionellen Klimasystems. Die sorptionsgestützte Klimatisierung (SGK) benötigt etwa 50 % eines konventionellen Klimasystems.

Durch die hohen Wärmekosten eines solaren Systems und den im Vergleich günstigen Strom- und Wärmepreise ist eine Wirtschaftlichkeit dieser Systeme derzeit noch nicht gegeben. Am Fraunhofer Institut für solare Energiesysteme ISE werden einige Pilot- und Demonstrationsprojekte untersucht. Durch standardisierte Verfahren und weitere Entwicklung der Komponenten könnte eine verbesserte Wirtschaftlichkeit und breitere Anwendbarkeit in den nächsten 10 Jahren erreicht werden [xxxii], [xxxiii], [xxxiv].

Vorteile:

- Bei solaren Deckungsanteilen von 85 % kann der Primärenergiebedarf gegenüber konventionellen Referenzanlagen um bis zu 50 % gesenkt werden.

Nachteile:

- Da die erzielten Einsparungen standortabhängig sind, können sie nicht einfach auf andere Anwendungsfälle übertragen werden
- Wirtschaftlichkeit ist derzeit noch nicht gegeben.

Stadium der Entwicklung: Pilotmaßstab bis Demonstrationsanlage

8.5 Thermochemische Speicher

Konventionelle Wärmespeicher mit Wasser als Speichermedium speichern Wärme durch Erhöhen der Mediumtemperatur („fühlbare“, so genannte sensible Wärme). Isolieren des Speichers ist zwingend notwendig um Wärmeverluste zu minimieren. Trotzdem wird sich das Temperaturniveau ohne weitere Energiezufuhr nach einer gewissen Zeitspanne an die Umgebungstemperatur angleichen.

Thermochemische Wärmespeicher nutzen den umkehrbaren (reversiblen) chemischen Prozess der Adsorption. Bei der Anlagerung von Wasser an hygroskopische, mikroporöse Stoffe wie Zeolith oder Silicagel wird Bindungsenergie in Form von Wärme frei. Durch Wärmezufuhr kann das Wasser wieder ausgetrieben werden. Auf diese Weise kann der Speicher Be- und Entladen werden.

Der beladene Zustand kann theoretisch beliebig lang ohne weitere Energiezufuhr aufrechterhalten werden. Im praktischen Einsatz wird beim Beladen Luft mit hoher Temperatur (80 °C–130 °C) durch eine Zeolithschüttung (Speicherkapazität von 124 kWh/m³) in einem Zylinder geführt.

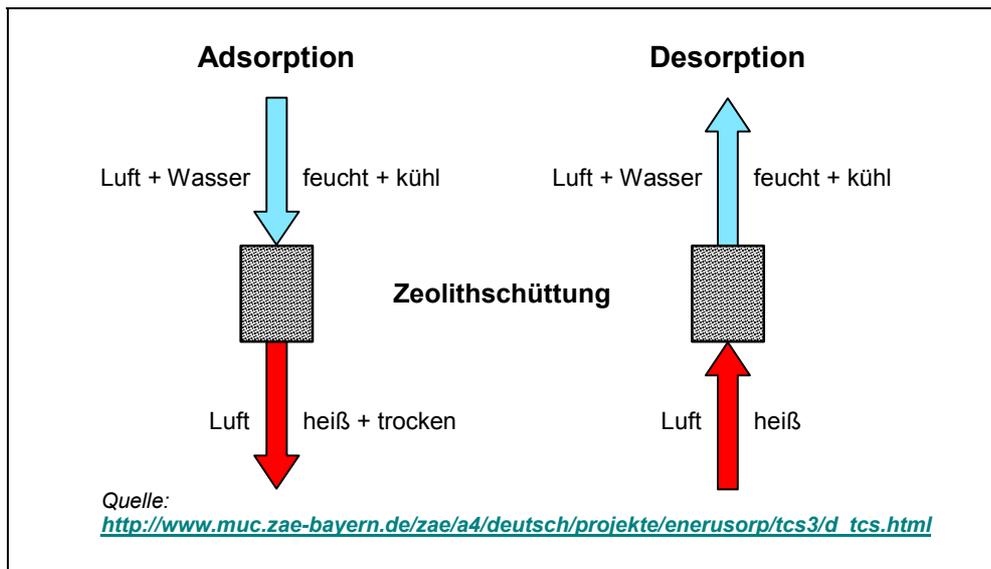


Abb. 68:
 Beladen (Desorption)
 und Entladen
 (Adsorption) eines
 thermochemischen
 Zeolithspeicher

Das bayrische Zentrum für Angewandte Energieforschung, Abteilung 4 für Solarthermie und Biomasse betreut seit 1996 eine Pilotanlage in einer Münchner Schule. Hier wird der Speicher (7 t Zeolith) mit Fernwärme zu Zeiten niedrigen Tarifs (Schwachlastzeiten) beladen und bei Hochtarif entladen. Im Sommer wird ein benachbarter Jazzkeller klimatisiert (siehe Kapitel 8.4.2.1). Die Schule hat einen Heizwärmebedarf von 105.625 kWh/a. Die maximale Kühlleistung des Jazzclubs von 30 kW setzt sich aus 73 % latenter und 27 % sensibler Kühllast zusammen.

Eine grobe Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigt eine starke Abhängigkeit der Amortisationszeit von der zu erzielenden Preisreduktion für die thermische Energie zu Schwachlastzeiten, von den Investitionszeiten und von der Zyklenzahl des Speichers.

Unter der Annahme, dass der Preis per MWh Fernwärme in Lasttälern im Winter 40 % und im Sommer 60 % günstiger ist, ergeben sich bei Investitionskosten von 60.000 €, 150 Speicherzyklen im Heiz- und 100 Speicherzyklen im Kühlbetrieb eine Amortisationszeit von 7–8 Jahren [xxxiv].

Eine industrielle Nutzung ist derzeit nicht bekannt, und aufgrund der geringen Tarifschwankungen mit Amortisationszeiten von deutlich über 10 Jahren behaftet.

Stadium der Entwicklung: Pilotmaßstab

8.6 Langzeitwärmespeicher

Thermische Langzeitspeicher sollen die temporäre Verschiebung zwischen Bereitstellung und Bedarf von Energie überbrücken. Zum Beispiel ist bei KWK-Anlagen eine Trennung zwischen Stromerzeugung und Wärmeerzeugung nicht möglich. Wenn im Sommer wenig Wärmebedarf aber viel Strombedarf besteht, muss die Wärme über Kühltürme ohne Nutzen abgeführt werden.

Eine Speicherung dieser Wärme bis zum Bedarf im Winter stellt hier einen erheblichen energetischen Vorteil dar. Speicherung von industrieller Abwärme, welche im Sommer zur Genüge vorhanden ist, kann durch Speicherung im Winter als Heiz-

energie abgerufen werden. Als erfolgversprechendste Technik hat sich thermische Energiespeicherung im Untergrund herausgestellt. Seit Mitte der 80er Jahre wird auf diesem Gebiet intensiv geforscht.

Nachfolgend werden die verschiedenen Arten von Untergrundspeichern aufgelistet. Die Einteilung erfolgt jeweils nach Art des Wärmeaustausches.

Speichermedium Wasser (konvektiver Wärmeaustausch)

- Erdbeckenspeicher
- Felskavernenspeicher.

Speichermedium Erdreich (konduktiver Wärmeaustausch)

- Erdwärmesondenspeicher in Locker- und Festgestein.

Speichermedium Untergrund (kombinierter konvektiver und konduktiver Wärmeaustausch)

- Aquiferspeicher
- Kies/Wasserspeicher.

Erdbeckenspeicher werden im Temperaturbereich $<50\text{ °C}$ eingesetzt und werden als ganz oder teilweise eingegrabene Wasserbehälter aus Beton in einer Größe von 100 m^3 – 20.000 m^3 mit Wänden aus Beton und einer aufgetragenen Wärmedämmung zur Reduktion von Wärmeverlusten ausgeführt [xxxv].

Felskavernen können bei entsprechender Gesteinsqualität als Wärmespeicher genutzt werden. Sie wurden bisher nur in Schweden und Norwegen wegen der günstigen geologischen Voraussetzungen mit einem Volumen von bis zu 100.000 m^3 umgesetzt. Hier trägt neben dem Wasser der Fels selbst zur Wärmespeicherung bei. Hauptnachteile sind hier geologische Beschränkungen und sehr hohe Baukosten [xxxv].

Erdwärmesondenspeicher können als Wärme- oder Kältespeicher bzw. auch als Kombination beider ausgeführt werden. Über Wärmetauscher im Untergrund wird hier das Erdreich oder der Fels mit Wärme oder Kälte „aufgeladen“. Bei geeignetem Systemkonzept sind Größen zwischen 10.000 m^3 und $1.000.000\text{ m}^3$ möglich [xxxv].

Aquiferwärmespeicher werden in wassergesättigtem, durchlässigem Untergrund eingesetzt. Über einen Brunnen wird das Wasser entnommen und nach Aufheizen oder Abkühlen wieder über einen anderen Brunnen in das Gestein zurückgeleitet. Bei nicht geeigneter Wasserqualität (Fe, Mn, Ca) sind Probleme durch Ausfällungen zu erwarten. Der deutsche Bundestag in Berlin besitzt seit 1999 einen Kältespeicher für einen Temperaturbereich von 5 °C – 19 °C in 60 m Tiefe und einen Wärmespeicher für 70 °C in 300 m Tiefe. Die Abwärme von Blockheizkraftwerken wird zur Beladung des Wärmespeichers genutzt [xxxvi].

Kies/Wasserspeicher sind künstliche Bauwerke. Ein mit Kunststoff oder Beton verkleidetes Erdbecken wird mit Kies und Wasser als Speichermedium gefüllt. Die Aufladung mit Wärme kann direkt über das Wasser oder indirekt über Wärmetauscher erfolgen [xxxv].

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass sich diese Systeme zur Nahwärmeversorgung und Kühlung von Gebäuden eignen und in diesem Bereich einen hohen Entwicklungsstandard erreicht haben. Im industriellen Bereich ist durch das relativ geringe erreichbare Temperaturniveau von maximal 90 °C ein Einsatz bis jetzt nicht umgesetzt worden.

Aufgrund von Nutzungszeiten von maximal 2.000 h/a und hohen Investitionskosten liegen die Amortisationszeiten solcher Langzeitspeicher bei deutlich über 10 Jahren.

Stadium der Entwicklung: Demonstrationsanlage

8.7 Walzloses Stahlwerk

Derzeit erfolgt die Erzeugung von Stahlblechen, Stahlbändern usw. durch Walzen von Brammen und Rundstäben, welche durch ein Stranggießverfahren aus dem flüssigen Stahl hergestellt wurden. Das Walzen erfolgt sowohl warm als auch kalt und bedingt einen erheblichen Energieverbrauch.

Durch endabmessungsnahes Gießen (Dünnbrammen) kann der Walzenenergiebedarf gesenkt werden. Am effektivsten wäre ein Gießen der Endprodukte auf die Endabmessungen, da hier die Walzenenergie und nochmaliges Erwärmen entfallen könnte.

Ein ungelöstes Problem stellt hier der so genannte wellige Wassersprung dar. Dieser kann in einem einfachen Waschbecken veranschaulicht werden. Dreht man den Wasserhahn auf und richtet den Strahl auf den Boden des Beckens, so breitet sich das Wasser seitlich in annähernde Kreisform aus. Nach einer gewissen Distanz zeigt sich eine Wasserwulst mit unregelmäßiger Oberfläche. Dieses Phänomen tritt generell bei einer Kanalströmung eines inkompressiblen Fluids mit freier Oberfläche auf. Abb. 69 zeigt den welligen Wassersprung.

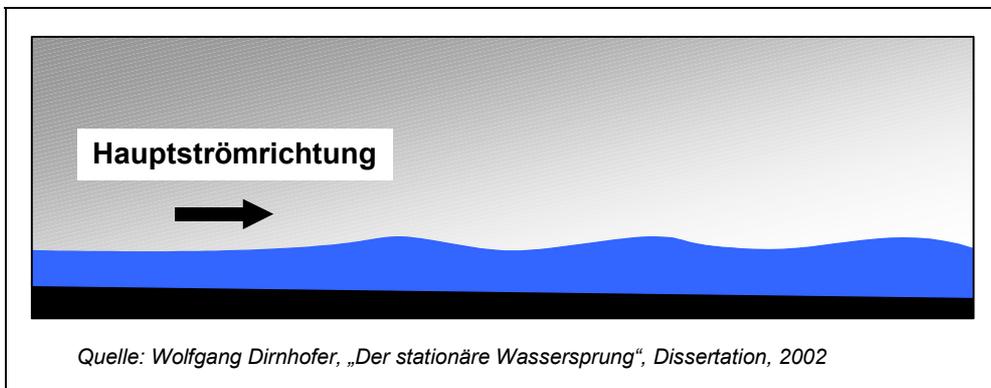


Abb. 69:
Welliger Wassersprung

Es gibt verschiedene mathematische Ansätze zur Behandlung dieses Problems. Mit deren Lösung könnte ein energieeffizientes walzloses Stahlwerk realisiert werden, da dann der flüssige Stahl endmaßgerecht zu Blechen und Stahlbändern vergossen werden könnte. Da zurzeit erst an der mathematischen Lösung gearbeitet wird, bedarf es noch einiger Forschungstätigkeit bis zur Realisierung [xxxvii].

Stadium der Entwicklung: Theoretisches Stadium

8.8 Gießen dünnwandiger, blechartiger Bauteile

Derzeit werden zur Herstellung von dünnwandigen, blechartigen Bauteilen in der Regel Bleche mittels Schraub-, Niet- oder Schweißverbindungen zusammengefügt.

Nachteil dieser Herstellart ist, dass bei der Erzeugung der Bleche zufolge des Gießens und des nachfolgenden Warmwalzens der Bleche ein mehrmaliges Erwärmen des Materials erforderlich ist und darüber hinaus der Walzvorgang an sich auch für die mechanische Verformung beträchtliche Energie benötigt.

Durch das direkte Gießen dünnwandiger, blechartiger Bauteile, d. h. ohne die Zwischenschritte Warmwalzen, Kaltwalzen, Schneiden, Biegen, Bohren, u. v. m. können diese Bauteile mit geringerem Energieeinsatz erzeugt werden.

Mögliche Gesamtenergieeinsparungen pro Bauteil liegen dabei je nach Komplexität der Bauteile bei bis zu 50 %.

Weitere Vorteile dieser in Entwicklung befindlichen Technologie sind neben dem geringen spezifischen Energieverbrauch auch eine mögliche Gewichtsreduktion und eine einfachere Bearbeitung der Bauteile sowie die geringere erforderliche Fügechnik.

Einsatzbereiche dieser Technologie gehen theoretisch von Computergehäusen bis hin zu Fahrzeugbauteilen.

Diese von der Firma Georg Fischer Automobilguss AG (Herzogenburg) entwickelte Technologie steht knapp vor der Markteinführung. Das Unternehmen plant, eine entsprechende Anlage im Jahr 2005 in Betrieb zu nehmen.

Die Anwendung dieser neuen Technologie verschafft dem Entwickler einen Wettbewerbsvorsprung gegenüber der Konkurrenz. Deshalb ist eine Multiplikation dieser Technologie auf möglichst viele Gießereien nicht im Sinne des Entwicklers. Diese Tatsache stellt somit das wesentliche Hemmnis für eine breite Markteinführung dar.

Stadium der Entwicklung: Demonstrationsanlage bis knapp vor Markteinführung

8.9 Druckaufgeladene Kraftwerke auf Kohlebasis

Heute wird weltweit ca. 75 % der von neuen Kraftwerken generierten elektrischen Leistung auf Grundlage fossiler Brennstoffe erzeugt; etwa die Hälfte davon jeweils in Dampfkraftwerken (DKW) bzw. als Gas/Dampfturbinenkraftwerk (GuD). Letztere erreichen – thermodynamisch bedingt – höhere Wirkungsgrade, konnten sich aber bisher nur mit dem Brennstoff Erdgas durchsetzen. So existieren seit nunmehr zwei Jahrzehnten ernsthafte Bemühungen, den bestehenden GuD-Prozess mit seinem hohen Wirkungsgradpotenzial mit dem günstigen Brennstoff Kohle zu betreiben.

Als Brennstoff wird oftmals Braunkohle verwendet, da diese im Gegensatz zu Steinkohle bedeutende Ressourcen im europäischen Raum aufweist.

Kraftwerke auf Kohlebasis mit kombiniertem Gas/Dampfturbinenprozess, so genannte Kohle-Kombikraftwerke, haben gegenüber dem Dampfkraftprozess durch Nutzung der Gasturbine ein zusätzliches thermodynamisches Potenzial zur Steigerung des Anlagenwirkungsgrades.

Voraussetzung für ein Kombikraftwerk auf Kohlebasis ist entweder eine Vergasung der Kohle zur Erzeugung eines gasturbinentauglichen Brennstoffes oder eine Verbrennung unter Druck mit anschließender Gasreinigung bei hohen Temperaturen und Entspannung der Rauchgase in einer Gasturbine. Anlagen mit Druckvergasung (IGCC) nutzen entweder eine Druckwirbelschichtvergasung oder eine Druckflugsstromvergasung als erste Stufe im Kombikraftwerk. Kombikraftwerke mit einer Druckfeuerung setzen entweder die Druckwirbelschichtfeuerung (DWSF) oder möglicherweise künftig die Druckkohlestaubfeuerung (DKSF) ein. Druckaufgeladene Kraftwerke weisen generell geringere umbaute Räume auf, da die Reaktionsabläufe viel intensiver ablaufen.

8.9.1 Druckkohlestaubfeuerung (DKSF)

Erfolgt die Verbrennung der Kohle in einer druckaufgeladenen kohlenstaubgefeuerten Brennkammer, so spricht man von einem Kombikraftwerk mit Druckkohlestaubfeuerung (DKSF). Die entstehenden Rauchgase werden nach der Flüssigasche- und Alkaliabscheidung direkt auf die Gasturbine geleitet. Die Gase erreichen Temperaturen, die dem Niveau moderner Gasturbinen entsprechen. Im drucklosen Abgasstrom werden bewährte Stickstoffminderungs- und Entschwefelungsanlagen eingesetzt. Da die Asche beim DKSF-Verfahren aufgeschmolzen wird, können die anfallenden umweltneutralen Reststoffe wirtschaftlich genutzt werden. Aufgrund der relativ geringen Baugröße der Anlage kann mit vergleichsweise niedrigen spezifischen Investitionen gerechnet werden. Eine Großanlage sollte deutlich über 50 % Wirkungsgrad erreichen.

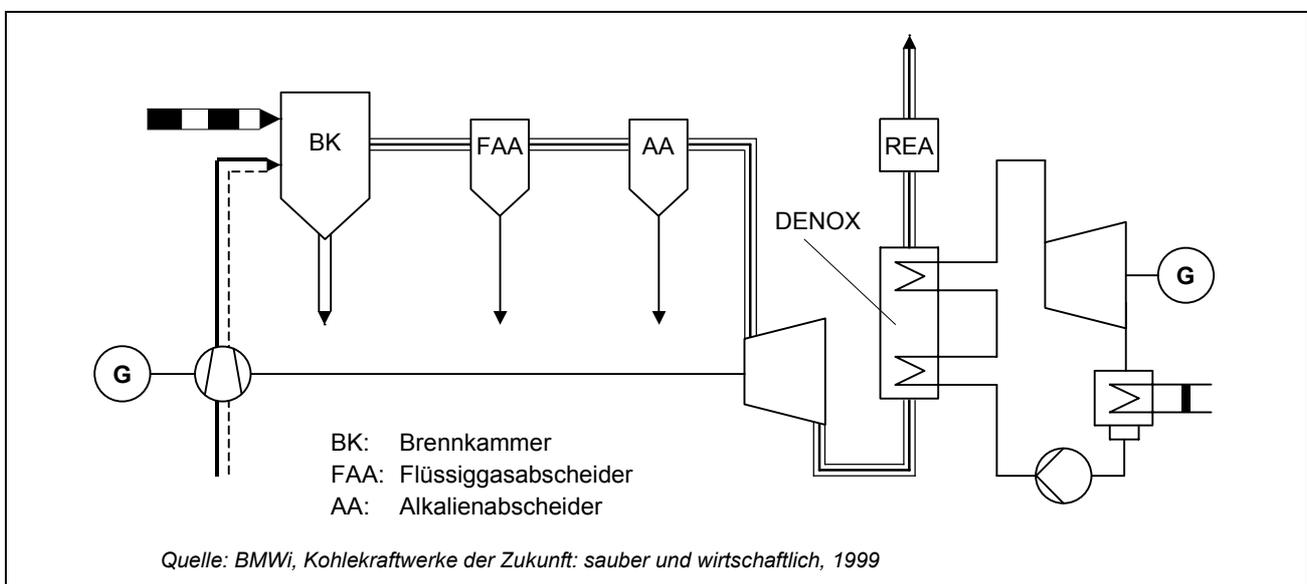


Abb. 70: Schema einer Druckkohlenstaubfeuerung

An bestehenden Versuchsanlagen konnte nachgewiesen werden, dass die direkte Kohleverbrennung unter Druck zu sehr stabilen Flammen führt und die Rauchgase mittels Trägheitskräften reinigungsfähig sind. Die Versuchsanlagen arbeiten bei einer Feuerungswärmeleistung von ca. 1 MW_{th} im Druckbereich von ca. 16 bar und bei Temperaturen von ca. 1.700 °C. Die Flüssigasche- und Alkaliabscheidung sind die wichtigsten Entwicklungen, die im Rahmen der Grundlagenforschung und praktischen

Erprobung noch zu leisten sind. So konnte beispielsweise mit einem Schüttschichtabscheider die Konzentration der flüssigen Asche im Rauchgas wesentlich abgesenkt werden [xxxviii].

Darüber hinaus besteht Entwicklungsbedarf bei folgenden Gebieten:

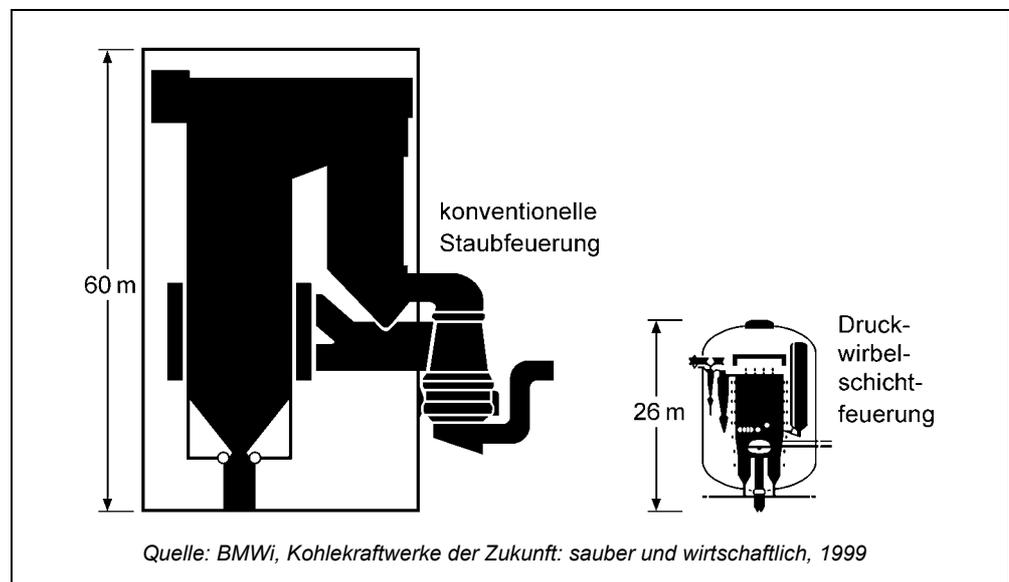
- Vertiefung des Wissens über Verbrennungsvorgänge unter Druck
- Prüfung des Verfahrens auf die Eignung für Braunkohle
- NO_x-Bildung, Alkalifreisetzung und Aschetropfengröße-Verteilung in Abhängigkeit von der Verbrennungsführung
- Entwicklung von Konstruktions- und Funktionskeramiken, die bei den Betriebsbedingungen dem korrosiven und erosiven Angriff standhalten
- Verbesserung der Kenntnisse über chemische und physikalische Wechselwirkungen
- Entwicklung von Gaskomponenten und Partikelgrößeneinrichtungen für die Betriebsoptimierung der Rauchgase vor dem Eintritt in die Gasturbine.

Das prinzipiell überaus einfache Konzept verspricht sehr hohe Wirkungsgrade für Kohlekraftwerke, hat aber einen großen Entwicklungsbedarf und ein hohes Erfolgsrisiko.

Stadium der Entwicklung: Labor bis Pilotanlage.

8.9.2 Druckwirbelschichtfeuerung (DWSF)

Abb. 71:
Größenvergleich der
Feuerungen



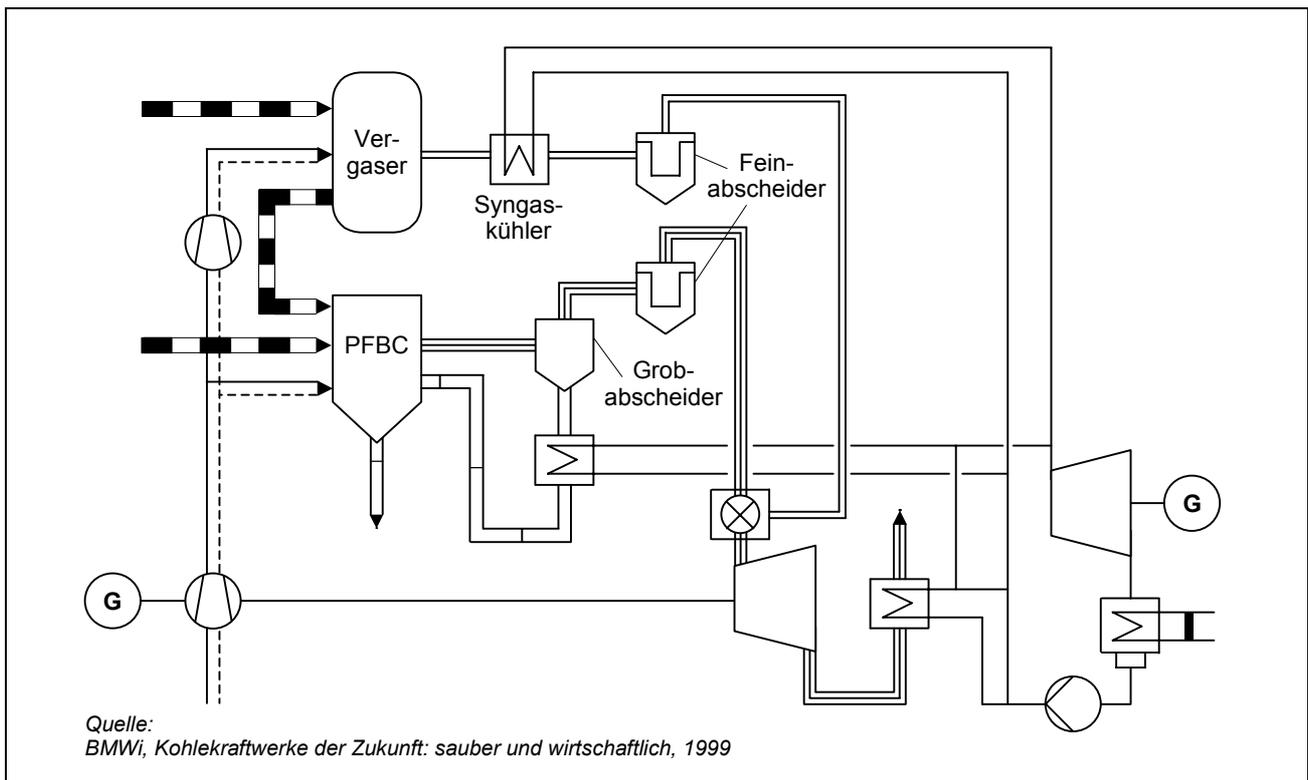


Abb. 72: Schema einer Druckwirbelschichtfeuerung

In einer Druckwirbelschichtfeuerung erfolgt die Verbrennung bei Drücken zwischen 12 und 16 bar und Temperaturen von ca. 850–950 °C. Für einen problemlosen Betrieb der Gasturbine ist die Reinigung der heißen Rauchgase von Aschepartikeln und die Entfernung schädlicher Spurenstoffe notwendig. Schwefeloxide können in der Wirbelschicht sehr effizient durch Zugabe von Additiven gebunden werden. Aufgrund der niedrigen Verbrennungstemperatur werden Stickoxide nur in geringem Maße gebildet. Kombikraftwerke mit stationärer Druckwirbelschichtfeuerung sind inzwischen kommerziell verfügbar. Demonstrationsanlagen mit 70–80 MW Leistung werden bereits betrieben. Derartige Anlagen können auch sehr asche-reiche Braunkohle oder Prozessrückstände nützen. Die zirkulierende Wirbelschicht-Variante ermöglicht aufgrund der thermischen Leistungsdichte höhere Wirkungsgrade und eine noch kompaktere Bauweise. Außerdem können die Schadstoffemissionen verringert werden.

Anlagen mit zirkulierender Druckwirbelschichtfeuerung wurden bisher allerdings nur als Pilotanlagen betrieben. Um bei den beiden Bauformen (stationäre und zirkulierende Wirbelschicht) die Wirkungsgrade weiter zu steigern, muss die Rauchgastemperatur bis auf die zulässige Gasturbineneintrittstemperatur angehoben werden. Dies ist möglich durch Zufeuerung von Öl oder Erdgas bzw. Kohlegas in Hybridprozessen. Neben der Erzeugung des Kohlegases in einem externen Vergaser ist das Verfahren der „Extern gestuften Verbrennung“ ein interessanter Ansatz, weil dieses Verfahren vom Grundprinzip relativ einfach ist. Es gibt keine getrennten Vergasungs- und Wirbelschichtreaktoren sondern nur einen Druckreaktor, in dem durch unterstöchiometrische Verbrennung der Kohle ein Schwachgas erzeugt wird. Nach der Entstaubung wird es in der Gasturbinenbrennkammer vollständig mit Luft bei hohen Temperaturen verbrannt. FuE-Bedarf besteht bei der Entwicklung des Verfahrens z. B. bei der Aufteilung der Reaktionsstufen zur Optimierung des Verbrennungs- und Emissionsverhaltens. Außerdem ist zu untersuchen, inwieweit durch Zugabe von Ad-

ditiven und unter reduzierenden Bedingungen eine ausreichende Schwefelbindung möglich ist. Bei Zufeuerung bzw. Nachverbrennung ist eine Verstärkte Bildung von NO_x zu vermeiden. Die Heißgasreinigung ist wie bei ähnlichen Verfahren zu entwickeln und zu optimieren [xxxix].

Stadium der Entwicklung: Pilot bis Demonstrationsanlagen

8.10 Keramikfilter

Für einige Anwendungen wie beispielsweise bei der Gasgenerierung aus Biomasse oder in der chemischen Industrie ist es oft aus energetischer Sicht sinnvoll, Gasströme bei hohen Temperaturen zu reinigen. Hier kann die Abwärme aufgrund von starken Verunreinigungen der Gasphase derzeit nicht genutzt werden kann.

Mittels Schwer- und Fliehkraftentstaubern können oftmals die geforderten Gasreinheiten nicht erreicht werden. Auch Elektrofilter oder Waschentstauber sind für diese Einsatztemperaturen nicht geeignet.

Aus diesem Grund ist es sinnvoll, Metall oder Keramik als Werkstoff für Hochtemperaturgasreinigung zu verwenden. Ein Forschungsschwerpunkt aufgrund des Entwicklungspotenzials von Keramikmaterialien und der Korrosionsproblematik bei Metallfiltern wurde in den letzten Jahren im Bereich der Keramikfilter beobachtet. Derartige Filtermaterialien werden bei der Hochtemperaturgasreinigung sowohl chemisch als auch thermisch sehr stark belastet. Die Hauptprobleme bei der Entwicklung derartiger Keramikfilter sind somit:

- Chemische Beständigkeit
- Mechanische Beständigkeit
- Hoher Filtrationswirkungsgrad (kann oftmals problemlos gewährleistet werden)
- Zufriedenstellende Standzeiten der Filterelemente
- Effektive pulsierende Abreinigungssysteme
- Kleiner Druckabfall in den Filterelemente.

Als Filtermaterialien wurden in jüngster Vergangenheit hauptsächlich Quarz SiO_2 , Aluminiumoxid Al_2O_3 , Siliziumkarbid SiC , sowie Aluminiumsilikate $3\text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 2\text{SiO}_2$ verwendet. Einige wichtige Eigenschaften dieser Materialien wie etwa äußere Dichte, Biegespannung, Temperaturbeständigkeit und relative Kosten werden in folgender Zusammenstellung verglichen (siehe Abb. 73).

Daraus ist ersichtlich, dass SiC sehr gute mechanische und thermische Eigenschaften besitzt und so – trotz relativ hoher Kosten – zu einem der wichtigsten Filtermaterialien in der Hochtemperaturgasreinigung werden wird. Neben diesen Eigenschaften besitzt SiC eine gute thermische Schockbeständigkeit. Daneben ist auch das Gewicht der Filterelemente bei der Wahl des Filtermaterials ein wichtiger Parameter. Oft ist es bei der Konstruktion der Elemente notwendig, diese so zu gestalten, dass sie ihr eigenes Gewicht tragen können. Außerdem können dem Filtermaterial auch organische Binder wie Stärke zugegeben werden, um die Festigkeit beim oft problematischen Einbau der Elemente zu erhöhen. Die Stärke brennt dann beim erstmaligen Einsatz der Filter vollständig ab. Man unterscheidet oftmals zwischen

- körnigen Keramikfiltermaterialien und
- fasrigen Keramikfiltermaterialien.

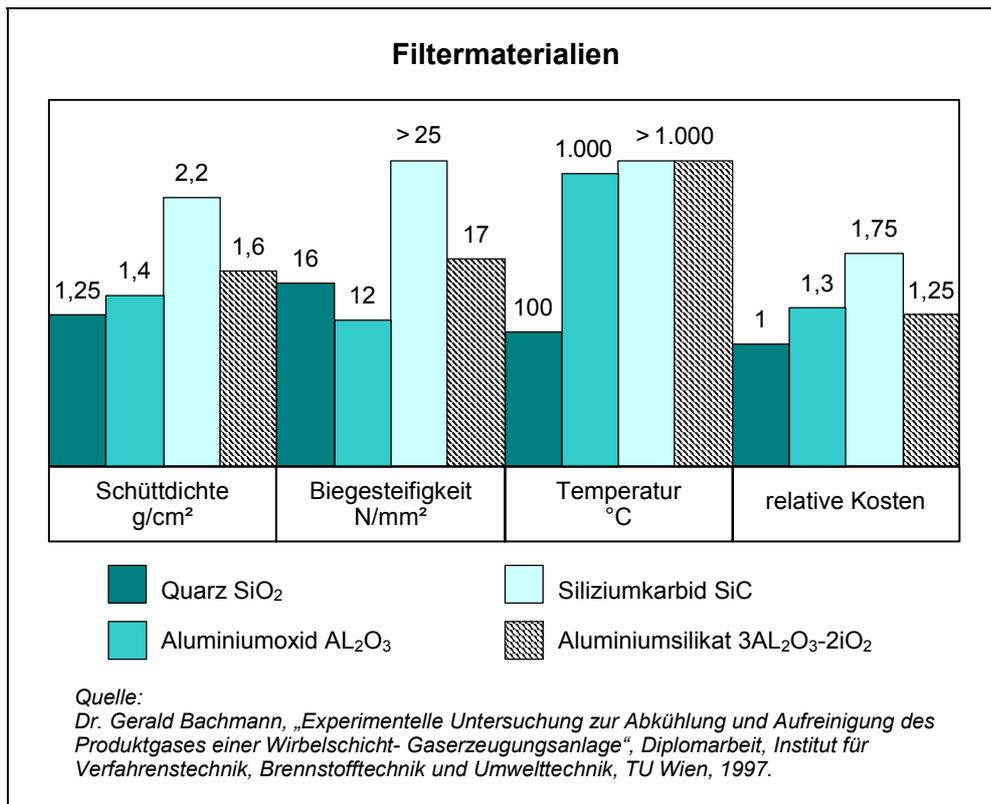


Abb. 73:
 Eigenschaften der
 Filtermaterialien

Körniges Filtermaterial bildet sich meist bei SiC, seltener bei Aluminiumoxid oder Aluminiumsilikaten. Die Porosität liegt zwischen 0,3 und 0,5. Fasriges Filtermaterial hingegen tritt häufig bei Aluminiumoxid und Aluminiumsilikaten auf. Die Porosität ist strukturbedingt wesentlich höher und liegt zwischen 0,8 und 0,9. Die Festigkeit ist bei fasrigem Filtermaterial naturgemäß kleiner als bei körnigem Filtermaterial.

Gute Filtermaterialien sollten neben der Beständigkeit gegen chemische und thermische sowie mechanische Angriffe auch eine möglichst große Porosität aufweisen, um den Strömungswiderstand gering zu halten. Im Hinblick auf die Regenerierbarkeit sollte das Filtermaterial jedoch möglichst dicht sein, d. h. geringe Porosität aufweisen, da kleine Teilchen, die sich innerhalb des Filtermaterials ablagern nicht mehr entfernt werden können und so die Lebensdauer des Filtermaterials drastisch herabsetzen. In der Praxis werden deshalb sehr oft Zweischichtkonstruktionen verwendet, welche neben einem porösen Innenraum eine feine Oberfläche besitzen. Beide Filtermaterialien (körnig und fasrig) werden üblicherweise in Form von langen, hohlen Filterkerzen gebaut, wobei sich der zu reinigende Volumenstrom von innen nach außen bewegt, d. h. der gereinigte Gasstrom an der Außenseite der Kerzen austritt. Nach einer gewissen Zeit bzw. nach Erreichen eines gewissen Druckabfalls über die verwendeten Filterkerzen wird das Filtermaterial gereinigt. Dies geschieht fast ausschließlich durch Gasimpulsreinigung. Dabei wird ein gewisser Gasstrom von der Außenseite der Filterkerzen in das Filtermaterial gepresst, sodass der Filterkuchen im Inneren der Kerze abfällt und ein neuer Filterzyklus beginnen kann. Die Hauptfaktoren, welche die Lebensdauer von Keramikfilterelementen limitieren, sind folgende:

- Reaktion von Alkali und Dampf aus der Gasphase mit der amorphen Bindephase
- Phasenübergänge im Bindemittel
- Thermischer Schock während Puls-Abreinigung bzw. Systemänderungen (z. B. Hochfahren der Anlage bzw. Wechsel des Betriebszustandes)
- Materialabtrag durch Erosion.

Die größten Probleme entstehen dabei oft durch den Materialabtrag des Trägermaterials bei ca. 650 °C durch den Alkaliangriff auf Aluminiumsilikate. Seltener werden Siliziumkarbide durch Alkali angegriffen. Das Vorhandensein von Dampf und erhöhtem Druck beschleunigt den Alkaliangriff auf nichtoxidische Keramiken deutlich. Körniges SiC-Filtermaterial wurde in Langzeitversuchen über einige tausend Stunden soweit weiterentwickelt, dass es in einem Temperaturbereich von 250–400 °C kommerziell eingesetzt werden kann. Viele Versuche an verschiedenen Ausführungen haben gezeigt, dass Hochtemperaturbinder oftmals effizienter sind als etwa Ton. Bei höheren Temperaturen treten bei Ton-Verbund-SiC-Filtern Schwierigkeiten durch thermische Ermüdung infolge wiederholter Impulsabreinigung und chemischem Angriff auf die Bindungsmasse auf. Bei Alkali-Oxiden, Hydroxiden und Carbonaten können Reaktionen auftreten, welche eine bis zu 30 %-ige Volumenexpansion hervorrufen und so das Filtermaterial zerstören. Oxidische keramische Materialien besitzen mehrere Vorteile gegenüber nichtoxidischen Keramiken. Oxidische Keramiken befinden sich in einem stabileren Zustand und sind weniger anfällig auf mögliche Phasenübergänge. Sie haben eine bessere Widerstandsfähigkeit gegenüber Alkalien in der Gasphase bei Verbrennungsprozessen. Große Probleme treten jeweils bei Temperatur- und Druckschwankungen im System auf. Dabei kann es zu Rissbildungen an der Innenseite der Kerzen kommen (bis ca. 5 mm). Vor allem SiC-Kerzen können durch wiederholte thermische Zyklen zerstört werden. Eine Vorheizung des Pulsierungsgases bei der Abreinigung kann dabei die Lebensdauer der Kerzen bedeutend erhöhen. Die Hauptprobleme bei der Temperaturschwankung der Filtermaterialien sind die Oxidation und der Phasenwechsel der Binderkomponenten.

Für die kommerzielle Entwicklung der Filtersysteme wurde vor allem auf die Filterelemente, die Pulsreinigungssysteme sowie die Ausfallssicherungen bedacht genommen. Ausfallssicherungen können sehr oft technisch und finanziell aufwendig gestaltet werden, vor allem wenn empfindliche Gasturbinen dem Filtersystem nachgeschaltet werden. Sehr oft werden den Filtersystemen Heißgaszyklone vorgeschaltet, um die Grobfracht des Gases abzuscheiden und so die Beladung des Filtermaterials zu minimieren und die Abreinigungszeiten zu erhöhen. Dabei können jedoch Probleme bei der Abreinigung der Filter auftreten, da der durch die Vorreinigung im Zyklon übrig gebliebene Feinstaub oft schwer von der Filteroberfläche zu entfernen ist.

Da einige Faktoren, wie z. B. Kohäsion zwischen den Staubteilchen bzw. Adhäsion zwischen den Staubteilchen und dem Filtermedium nicht bekannt sind, ist es oft notwendig Experimente durchzuführen. Parallel zur Entwicklung der Keramikfiltersysteme wurden andere Filtersysteme wie Heißgaszyklone, Elektrostatische Abscheider sowie granulare Filter weiterentwickelt und verbessert [xl].

Stadium der Entwicklung: Demonstrationsstadium bis Marktreife.

8.11 Chemical-Looping-Combustion (CLC-Prozess)

Chemical Looping Combustion ist ein noch in Entwicklung befindlicher Kraftwerksprozess. Das System besteht aus zwei Reaktoren: einem Air- und einem Fuel-Reaktor (siehe Abb. 74).

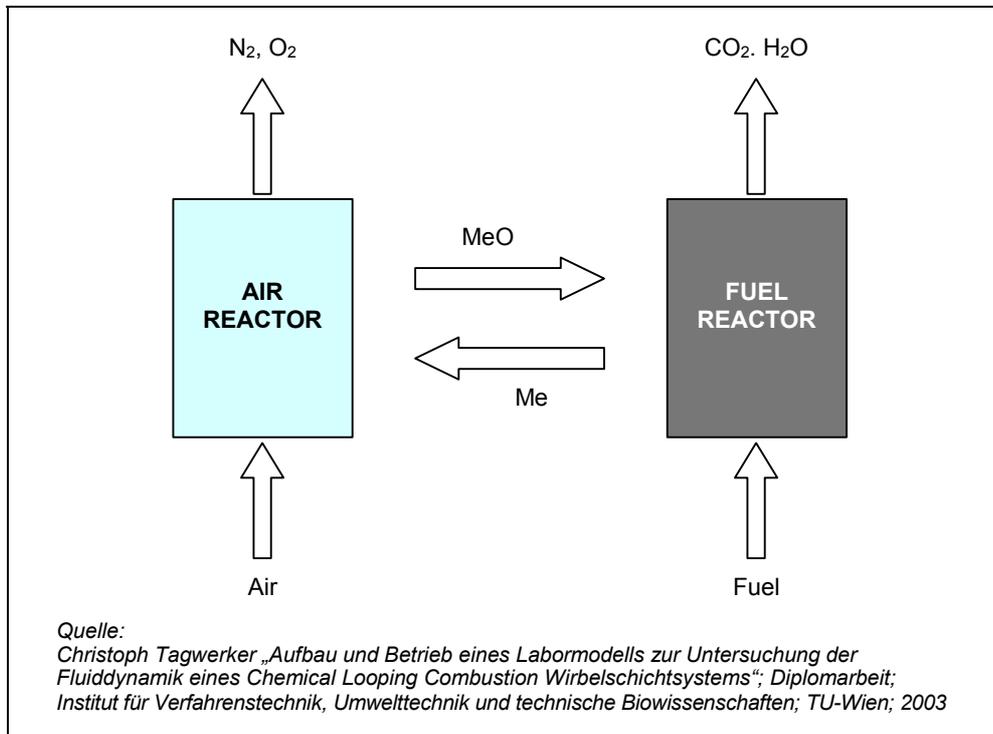
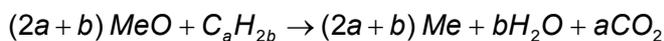


Abb. 74:
Schema Chemical
Looping Combustion

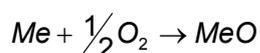
Die Oxidation des im Fuel-Reaktor aufgegebenen gasförmigen Brennstoffes wird im Unterschied zu einer „konventionellen“ Verbrennung nicht mit Luftsauerstoff, sondern mittels eines Metalloxides (MeO) durchgeführt, d. h. der Sauerstoff wird mittels eines Trägers mit dem Brennstoff in Kontakt gebracht. Als Sauerstoffträger werden hauptsächlich Eisen- und Kupferoxide verwendet.

Der Brennstoff und das Metalloxid reagieren dabei nach folgender Reaktionsgleichung, wobei a und b die stöchiometrischen Faktoren bezeichnet:



Da sich Brennstoff und Luft nicht gemeinsam im Fuel-Reaktor befinden, sind in dessen Abgasstrom nur CO_2 und H_2O aber kein N_2 und daher auch keine Stickoxide (NO_x) vorhanden. Durch Auskondensieren von H_2O erhält man reines CO_2 , welches verflüssigt und endgelagert werden kann.

Das aus dem Fuel-Reaktor austretende, reduzierte Metalloxid bzw. Metall (Me) wird in den Air-Reaktor geleitet, wo es gemäß nachstehender Gleichung mit Sauerstoff aus der Umgebungsluft wieder zu einem Metalloxid höherer Oxidationsstufe aufoxidiert wird.



Dieses wird wieder in den Fuel-Reaktor zurückgeführt und schließt somit den Kreislauf. Der Abgasstrom des Air-Reactors besteht nur aus N_2 und unverbrauchtem O_2 .

Die Oxidation des Metalls im Air Reactor ist exotherm, d. h. es wird Wärme frei. Die Reduktion des Metalloxids im Fuel Reactor ist hingegen endotherm, d. h. es wird Wärme aufgenommen. Die Summe dieser beiden Wärmemengen ist gleich jener die bei einer herkömmlichen Verbrennung mit Luftsauerstoff entsteht. Somit wird in Summe Wärme frei.

Diese Wärme kann dem Air Reactor z. B. mittels Tauchheizflächen oder Membranwänden entnommen werden. Die in den Abgasströmen der beiden Reaktoren enthaltene Energie kann in nachgeschalteten Wärmeaustauschern genutzt werden.

In einem CLC-System ist im Vergleich zu normaler Verbrennung der Brennstoffenergieverlust geringer. Es ist weiters möglich, mehr Wärme auf einem höheren Temperaturniveau zu erzeugen, wodurch der Gesamtwirkungsgrad gesteigert werden kann.

Der große Vorteil dieses Verfahrens ergibt sich dadurch, dass kaum zusätzliche Energie zur Entfernung von CO₂ aus dem Abgasstrom benötigt wird.

Laut Kostenschätzungen der amerikanischen Fa. TDA Inc. ergeben sich für einen CLC-Gasturbinen Prozess spezifische Kosten von ca. 25 €/Tonne CO₂. Dies bedeutet eine Kostenreduktion um 50 % im Vergleich mit derzeit eingesetzten Technologien [xli].

Entwicklungsstand: Labormodelle in kleinem Maßstab.



9 ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Studie wird in Kapitel „Technologiebeschreibungen“ ein Überblick über praxiserprobte energieeffiziente Technologien gegeben. Diese zeichnen sich dadurch aus, dass bei gleicher Leistung ein geringerer Energieeinsatz notwendig ist, d. h. der spezifische Energiebedarf kleiner ist. Die angeführten Technologien werden bereits teilweise in der Industrie eingesetzt und sind vor allem bei Neuinvestitionen interessante Alternativen zu den herkömmlich verwendeten. Hemmnisse für deren Einsatz stellen vielfach die höheren Investitionskosten bei der Neuanschaffung dar, die sich aber teilweise durch geringere Betriebskosten rasch amortisieren.

Im Kapitel „Fallbeispiel 1, Kesselhausoptimierung“ und „Fallbeispiel 2, Kraft-Wärme Kopplung“ werden anhand konkreter, in der Praxis realisierter Beispiele die Energie Einsparpotenziale einiger ausgewählter, vorher beschriebener Technologien gezeigt. Es soll damit auch die Praxisrelevanz und Durchführbarkeit der vorgestellten Maßnahmen unterstrichen werden. Im Fallbeispiel 1, Kesselhausoptimierung“ konnten Maßnahmen wie Verbrennungsluftvorwärmung, Abgaswärmenutzung zur Speisewasser- und Verbrennungsluftvorwärmung und die Regelung des Verbrennungsluftgebläses umgesetzt werden. Im Kapitel „Kraft-Wärme-Kopplung“ werden die Energieverbräuche und Wirkungsgrade der Anlage mit und ohne KWK verglichen und dadurch auch die Vorteile einer KWK aufgezeigt.

Allgemeine Ansätze wie Zeitreihenvergleiche, Benchmarks und Best Practice werden im Kapitel „Darstellung der Bewertungsmöglichkeiten der Energieeffizienz“ gezeigt.

Das Kapitel „Zukunftsverfahren oder Technologien in Entwicklung“ stellt eine Auswahl zukünftiger bzw. in Entwicklung befindlicher energieeffizienter Technologien dar. Dabei wird zwischen folgenden Entwicklungsstufen unterschieden:

- Theoretisches Modell
- Labormodell
- Pilotanlage
- Demonstrationsanlage.

Weiters werden auch mögliche Einsatzgebiete für diese Technologien aufgezeigt.

10 LITERATURVERZEICHNIS

- i Kansy, R.: Untersuchung des Fededampfverlustes bei der thermischen Speisewas-serentgasung, Diplomarbeit des Fachhochschulstudienganges Lebensmitteltechno-logie, Technische Universität München, Freising/Weihenstephan (2000), <http://www.esi-eu.de/Oxytherm/Grundlagen/schema.htm> (02. 2004):
- ii JOB report: Kappa A.I.R. (Aktives Inluft Reinigungssystem) im Stahlbau, http://www.kappa.at/pdfs/05_108d.pdf (02. 2004):
- iii Schlagnitweit H. und Wagner H.: Sanitär- und Klimatechnik, 1. Auflage, Bohmann Druck und Verlag GmbH & Co KG, Wien, S 188–189 (1999):
- iv Kerachemie GmbH, Siershahn: <http://www.energie-industrie.de/pdf-projekte/wrg/kch-wrg.pdf> (03. 2004):
- v Stuttgarter *unikurier*, Nr.79/Juni 1998: 10th International Heat Pipe Conference in Stutt-gart, Heizen und Kühlen auf kleinstem Raum, http://www.uni-stuttgart.de/uni-kurier/uk79/veranst/a_s64b.htm (03. 2004).
- vi Fa. Rubitherm GmbH: <http://www.rubitherm.com/deutsch/index.htm> (03. 2004).
- vii Zogg, M.: Wärmepumpen, Ausbildungsmodul Geothermie der schweizerischen Ver-einigung für Geothermie, http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/html/grundlagen/zogg_wp.pdf, (03. 2004).
- viii Sanner, B.: Wärmepumpen, http://www.geothermie.de/oberflaechennahe/waermepumpe/wp/wp_tec.htm, (04. 2004).
- ix Obernberger, I. und Hammerschmid, A.: Dezentrale Biomasse-Kraft-Wärme-Kopp-lungstechnologien, dbv-Verlag Graz, S 91–105 (1999).
- x Joanneum Research Graz: Strom aus Biomasse mittels Stirlingmotor http://www.joanneum.at/de/umwelt_energie/projekte_detail.php?p_iid=IEF&p_pid=261 (03. 2004).
- xi Hoffman, K.: Report on Power Optimiser for Steve Rolls Electrical, School of elec-trical and electronics system engineering, Brisbane (2002), <http://envirostart.com/documents/Brisbane%20University%20Evaluation%20February%202002.pdf>.
- xii Fa. EMS: http://envirostart.com/international/german/products_mec.htm (03. 2004).
- xiii Fa. Siemens AG: Energiesparen mit Energiesparmotoren von AFE und Siemens, Informationsdruck, (2000).
- xiv Das Europäische Pilotprogramm MotorChallenge, <http://energyefficiency.jrc.cec.eu.int/motorchallenge/about.htm> (01.2002).
- xv Energieagentur NRW: Energiekosten und Leckagen, Das Druckluftnetz – ein Energie-fresser im Betrieb, <http://www.druckluft-effizient.de/links/d/druckluft-leckage.pdf>, (03. 2004).
- xvi Vauck, W. und Müller H.: Grundoperationen chemischer Verfahrenstechnik, 10. durch-gesehene Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, Stuttgart, S 272, S 276, (1994).

- xvii Vauck, W. und Müller H.: Grundoperationen chemischer Verfahrenstechnik, 10. durchgesehene Auflage, Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Leipzig, Stuttgart, S 260–262, (1994).
- xviii Kaltenhäuser, A.: Prozesslenkung, Einführung, Vorlesungsskriptum Hochschule für angewandte Wissenschaften, Hamburg, (2004),
<http://www.cpt.fh-hamburg.de/~kaltenhaeuser/Unterlagen%20PI/>.
- xix Küppers und Lanzenrath GbR: Dotlight,
http://www.dotlight.de/site/technik/led_sind_heller.php, (04, 2004).
- xx Prelipceanu, A.: The Cooled Gas Turbine – A demonstration of innovative gasturbine technology, http://www.ltk.mw.tu-muenchen.de/forschung/konventionell/cgt2004_d.pdf, (03. 2004).
- xxi Fa. Vaisala: Leitfaden zur Auswahl und zum Gebrauch von Vaisala Feuchtemessgeräten, http://www.vaisala.com/DynaGen_Attachments/Att28786/Leitfaden%20zur%20Auswahl%20und%20zum%20Gebrauch%20von%20Vaisala%20Feuchtemessgeräten.pdf, (04. 2004).
- xxii Obernberger & Hammerschmid, Dezentrale Biomasse – Wärme – Kopplungstechnologien, 1999.
- xxiii Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt: Parabolinnenkraftwerke,
http://www2.dlr.de/TT/solartherm/HDV/PARABOL_HTM, (02, 2004).
- xxiv Ministeria de ciencia y tecnologia: Annual report 2002, S 13,
http://www.psa.es/webeng/techrep/2002/atr2002_ing.pdf, (04, 2004).
- xxv Energytech: KWK mit Dampfturbinenprozess,
[http://www.energytech.at/\(de\)/kwk/portrait_kapitel-2_1.html](http://www.energytech.at/(de)/kwk/portrait_kapitel-2_1.html), (04. 2004).
- xxvi Ledjeff-Hey, K., Mahlendorf, F., Roes, J.: Brennstoffzellen, Entwicklung, Technologie, Anwendung, 2. neu bearbeitete und erweiterte Auflage, C. F. Müller Verlag, Heidelberg, S 12 (2001).
- xxvii Energieverwertungsagentur (E.V. A.): Informationsinitiative Brennstoffzelle,
<http://www.eva.ac.at/opet/fuelcell.htm>, (04. 2004)
- xxviii Obernberger, I. und Hammerschmid, A.: Dezentrale Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplungstechnologien, 1. Auflage, Band 4, dbv – Verlag Graz, S 83–90 (1999).
- xxix Obernberger, I., Hammerschmid, A., Bini, R.: Biomasse-Kraft-Wärme-Kopplungen auf Basis des ORC-Prozesses, EU-*THERMIE*-Projekt Admont,
<http://www.turboden.it/public/BIAA0100.pdf>, (03, 2004).
- xxx BINE Informationsdienst, Projektinfo 08/03: Wasser als Kältemittel,
<http://www.bine.info/pdf/publikation/bi0803internetx.pdf>, (04. 2004).
- xxxi Geyer, J.: Kälte- und Wärmepumpentechnik, Vorlesungsskriptum, FH für Gebäudetechnik, Pinkafeld (2003).
- xxxii Solarserver: Mit Sonnenwärme kühlen: Das Interesse an solarer Kühlung wächst.
<http://www.solarserver.de/solarmagazin/artikeljuni2002.html>, (03. 2004).
- xxxiii Solarserver: Klimatisieren mit Sonne und Wärme,
<http://www.solarserver.de/solarmagazin/index.html>, (03. 2004).

-
- xxxiv Hauer, A.: Offene Adsorptionsspeicher mit Zeolith, http://www.muc.zae-bayern.de/zae/a4/deutsch/projekte/enerusorp/tcs3/offene_zeolithabsorp.pdf, (04, 2004).
- xxxv Reuß, M.: Saisonale Wärmespeicherung im Untergrund – eine Lösung für die effiziente Wärmenutzung auch bei Biogas? <http://www.carmen-ev.de/dt/portrait/sonstiges/reuss.pdf>. (03. 2004).
- xxxvi Römmling, U.: Erfahrungen mit den Bundesbauten: Übertragbarkeit auf bezirkliche Liegenschaften, <http://www.iemb.de/energiebeauftragter/%F6ffentlichkeits/14-03-02-Erfahrg-Bundesb-bezirkl-Liegenschaften.pdf>, (03. 2004).
- xxxvii Grillhofer, W.: „Der stationäre Wassersprung“, Dissertation, 2002.
- xxxviii Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (D): Kohlekraftwerke der Zukunft: sauber und wirtschaftlich, S 47 (1999).
- xxxix Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (D): Kohlekraftwerke der Zukunft: sauber und wirtschaftlich, S 43 (1999).
- xl Dr. Gerald Bachmann, „Experimentelle Untersuchung zur Abkühlung und Aufreinigung des Produktgases einer Wirbelschicht-Gaserzeugungsanlage“, Diplomarbeit, Institut für Verfahrenstechnik, Brennstofftechnik und Umwelttechnik, TU Wien, 1997.
- xli Christoph Tagwerker „Aufbau und Betrieb eines Labormodells zur Untersuchung der Fluidodynamik eines Chemical Looping Combustion Wirbelschichtsystems“; Diplomarbeit; Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik und technische Biowissenschaften; TU-Wien; 2003.



Umweltbundesamt GmbH
Spittelauer Lände 5
1090 Wien/Österreich

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

office@umweltbundesamt.at
www.umweltbundesamt.at

Durch die Anwendung energieeffizienter Technologien und effizienzsteigernder Maßnahmen können deutliche Energieeinsparungen erzielt werden. Voraussetzungen für die betriebliche Umsetzung sind die Kenntnis aller Energieverbraucher und eine Bewertung ihrer Energieeffizienz. Unterstützend dazu tragen Energiemanagementsysteme zur kontinuierlichen Reduzierung des Energieverbrauchs bei. Hindernisse für den Einsatz sind technische und organisatorische Aspekte, hohe Investitionskosten und der Zeitraum bis zur Amortisation. Für einige neue viel versprechende Energieeffizienz-Technologien besteht noch technischer Weiterentwicklungsbedarf, um Marktreife zu erreichen. Diese Studie gibt einen umfassenden Überblick über die wesentlichsten praxiserprobten Technologien und Maßnahmen, die sektorübergreifend zur Erhöhung der Energieeffizienz eingesetzt werden können.