



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Science:

Bachelorarbeit

Thomas Nemitz

Lebensdaueranalyse und Berechnung der Restlebensdauer von Turbomaschinen am Beispiel von Dampfturbinen im Kraftwerk einer Raffinerie und Untersuchung von Aspekten der Ersatzbeschaffung.

*Fakultät Technik und Informatik
Department Maschinenbau und Produktion*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Mechanical Engineering and
Production Management*

Thomas Nemitz

**Lebensdaueranalyse und Berechnung der
Restlebensdauer von Turbomaschinen am
Beispiel von Dampfturbinen im Kraftwerk
einer Raffinerie und Untersuchung von
Aspekten der Ersatzbeschaffung.**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Energie- und Anlagensysteme
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Raffinerie Heide GmbH
Abteilung Maschinentechnik

Meldorfer Str. 43
25770 Hemmingstedt

Erstprüfer: Dr. Ing. Thomas Flower
Zweitprüfer/in: Dipl.-Ing. Lutz Mittelbach

Abgabedatum: 23. August 2016

Zusammenfassung

Thomas Nemitz

Thema der Bachelorthesis

Lebensdaueranalyse und Berechnung der Restlebensdauer von Turbomaschinen am Beispiel von Dampfturbinen im Kraftwerk einer Raffinerie und Untersuchung von Aspekten der Ersatzbeschaffung.

Stichworte

Lebensdaueranalyse, Lebensdauerberechnung, Maschinenalterung, Instandhaltung, Revision, Wartung, Instandhaltungskosten, Projektplanung, Projektfinanzierung, Kostenanalyse, Kraftwerk, Raffinerie, Dampfkraftprozess,

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Analyse zur Maschinenalterung und die daraus hervorgehende Betrachtung der Maschinenlebensdauer. Es wird untersucht wie die Maschinenlebensdauer durch geeignete Instandhaltungs- und Wartungsmaßnahmen verlängert werden kann. Ziel der Arbeit ist es zu bestimmen wann die maximale Lebensdauer erreicht ist und wann sich die Neuanschaffung einer Maschine im Vergleich zu den laufenden Instandhaltungskosten lohnt. All dies wird vergleichend an den Dampfturbinen aus dem firmeneigenen Kraftwerk dargestellt.

Thomas Nemitz

Title of the paper

Lifetime analysis and calculation of the remaining service life of turbomachinery on the example of steam turbines in the power plant of a refinery and investigate aspects of the replacement.

Keywords

lifetime analysis, lifetime calculation, aging equipment, machine strategy, maintenance, maintenance costs, maintenance measures, machine service, revision, system engineering, project financing, cost analysis, power plant, refinery, steam power process

Abstract

This work includes the analysis of equipment aging and the resulting depth contemplation at the life of the machine. It examines how the machine life can be extended by maintenance based on the actual condition of plant and equipment. The aim of this work is to determine when the maximum lifetime is reached and when the acquisition of a machine compared to the ongoing maintenance costs worthwhile. All this is shown comparatively to the steam turbine from the company's own power plant.

Inhaltsverzeichnis

1. Abbildungsverzeichnis	5
2. Tabellenverzeichnis	7
3. Internationales Einheitensystem	8
4. Formel- und Symbolverzeichnis	9
5. Indizes	10
6. Abkürzungsverzeichnis	11
I. Einleitung	12
II. Grundlagen	13
1. Die Raffinerie	13
2. Die Geschichte der Raffinerie	15
3. Begriffserklärung zu Revisionen	16
4. Begriffserklärung zur Lebensdaueranalyse	19
III. Rahmenbedingungen für die Thesis	22
1. Datenanalyse mit dem Prozessleitsystem	22
2. Das Kraftwerk der Raffinerie	27
3. Prozessdampf für die Raffinerie	30
4. Aufgabenstellung für die Untersuchung	33
IV. Die Dampfturbinen	34
1. Beschreibung der Turbosätze 1 und 2 von Siemens	35
2. Beschreibung des Turbosatzes 3 von Blohm und Voss	36
3. Reduzierstationen	36
4. Turbinenüberwachung	36
V. Verluste und Wirkungsgrad bei Dampfturbinen	37
1. Grundlagen für eine Bilanzierung	37
2. Wirkungsgrade, Enthalpiedifferenzen, Dampfdurchsatz, Leistung	38
2.1 Der innere Wirkungsgrad η_i	40
2.2 Der mechanische Wirkungsgrad η_m	40
2.3 Stromerzeuger Wirkungsgrade η_{erz}	40
2.4 Anlagen Wirkungsgrad	40
2.5 Die Enthalpiedifferenz	41
2.6 Dampfdurchsatz (Massenstrom)	41
3. Probleme bei der Berechnung - Massenströme	43
4. Probleme bei der Berechnung - Eingangstemperaturen	46
5. Berechnung des Turbinengütegrades	48
6. Der innere Turbinenwirkungsgrad im HD-Teil der Turbosätze	55
VI. Stillstände und Ausfallzeiten	57

1.	Rückschlüsse auf die Berechnungsergebnisse	61
2.	Bedeutung von Ausfällen für die Raffinerie	62
VII.	Neubeschaffung einer Turbomaschine	63
1.	Eingangsparameter an Turbo 3	63
2.	Entnahme 1 – 12 bar	64
3.	Entnahme 2 – 2,5 bar	66
4.	Bedingungen am Kondensator	67
5.	Erzeugte elektrische Energie an den Turbosätzen	70
6.	Betriebsparameter am Turbo 3	71
7.	Kosten bei Neuanschaffung	72
VIII.	Fazit	73
1.	Empfehlung für die Frischdampfauslegung	75
2.	Empfehlung für die Auslegung der Entnahme 1	76
3.	Empfehlung für die Auslegung der Entnahme 2	76
4.	Empfehlung für die Auslegung der elektrischen Leistung	77
5.	Empfehlung für die Auslegung des Kondensators	77
IX.	Literaturverzeichnis	78
X.	Anhang	80

1. Abbildungsverzeichnis

Abbildung II-1: Lage der Raffinerie Heide GmbH	13
Abbildung II-2: Absatz und Produkte der Raffinerie	13
Abbildung II-3: Mineralölprodukte der Raffinerie	14
Abbildung II-4: heutige Ansicht der Raffinerie Heide	14
Abbildung II-5: Geschichte der Raffinerie Heide	15
Abbildung II-6: Die Schachttürme zur Förderung von Ölkreide im Jahr 1926	15
Abbildung II-7: Die Crackanlage und Nebenverarbeitungsanlagen im Dezember 1952	16
Abbildung II-8: Nichtverfügbarkeit	20
Abbildung II-9: Badewannenkurve	20
Abbildung II-10: Ausfallwahrscheinlichkeit einer Turbine abhängig von der Betriebszeit	21
Abbildung III-1: RocRed Raffinerieübersicht - Ebene 0	23
Abbildung III-2 Kraftwerksübersicht in RocRed – Ebene 2	23
Abbildung III-3 Übersicht über die Turbine 1 (Y-11) – Ebene 3	24
Abbildung III-4 Übersicht über die Turbine 2 (Y-12) – Ebene 3	24
Abbildung III-5 Übersicht über die Turbine 3 (Y-21) - Ebene 3	25
Abbildung III-6 Beispiel für die Erstellung von Daten mittels Excel-AddIn „PI DataLink“	26
Abbildung III-7: erzeugte elektrische Leistung KWK	27
Abbildung III-8: Schema des Kombikraftwerkes	27
Abbildung III-9: erzeugt Leistung im Kraftwerk nach Jahren getrennt	28
Abbildung III-10: Ausfall der Gasturbine während der Revision Turbo2 im August 2010	29

Abbildung III-11: erzeugter Prozessdampf 74bar	30
Abbildung III-12: 74 bar Prozessdampf vom Kraftwerk an die Anlagen	31
Abbildung III-13: benötigter Prozessdampf bei 74bar in Pyrolyse und Platformer	31
Abbildung IV-1: Schnittzeichnung der Turbine 1 (Siemens) 1962.....	35
Abbildung IV-2: Schnittzeichnung der Turbine 3 (Blohm+Voss) 1972	36
Abbildung V-1: der Dampfkraftprozess im T-S-Diagramm	38
Abbildung V-2: Bilanzierung der Dampfturbine	39
Abbildung V-3: η_i im h-s-Diagramm	40
Abbildung V-4: Erosion einer Dampfturbine (Gsälzbär, 2013)	42
Abbildung V-5: Mollier-h-s-Diagramm für Wasserdampf (Gheorghiu, 2011).....	43
Abbildung V-6: Massebilanz der Turbosätze.....	45
Abbildung V-7: Kraftwerksübersicht am 15.12.2014 11:10:00Uhr	47
Abbildung V-8: η_{is} im h-s-Diagramm	49
Abbildung V-9: Gütegrad von Turbo 1.....	51
Abbildung V-10: Gütegrad von Turbo 2.....	51
Abbildung V-12: Gütegrad von Turbo 3.....	51
Abbildung V-11: Vermuteter Verlauf des Gütegrades über die Zeit	51
Abbildung V-13: Gütegrad der drei Turbosätze im Vergleich.....	52
Abbildung V-14: Gesamtwirkungsgrad der Turbinen	53
Abbildung V-15: Temperatur am Kondensator Turbo 3	53
Abbildung V-16: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 1	55
Abbildung V-17: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 2	55
Abbildung V-18: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 3	56
Abbildung V-19: Wirkungsgrade aller HD-Turbinen	56
Abbildung VI-1: Stillstandszeiten der Turbosätze.....	57
Abbildung VI-2: gesamte Stillstände an den Turbosätzen	58
Abbildung VI-3: ungeplante Stillstände an den Dampfturbinen.....	59
Abbildung VI-4: Stillstände 1999 - 2016	59
Abbildung VI-5: Stillstandszeiten Turbo 1	60
Abbildung VI-6: Stillstandszeiten Turbo 2	60
Abbildung VI-7: Stillstandszeiten Turbo 3	60
Abbildung VI-8: Auswertung am Turbo3	61
Abbildung VI-9: Stillstandzeiträume in der Massebilanz an	61
Abbildung VI-10: elektrische Leistung an das EVU-Netz	62
Abbildung VII-1: Frischdampfdruck am Turbo 3.....	64
Abbildung VII-2: Frischdampftemperatur am Turbo 3	64
Abbildung VII-3: erzeugte Dampfmenge Entnahme 1	65
Abbildung VII-4: gesamt erzeugte Dampfmenge Entnahme 1	65
Abbildung VII-5: Dampfdrücke Entnahme 1	65
Abbildung VII-6: Dampftemperaturen Entnahme 1	66
Abbildung VII-7: gesamte Dampfmenge Entnahme 2	66
Abbildung VII-8: Dampfdrücke Entnahme 2	66
Abbildung VII-9: Dampfmenge Entnahme2.....	67
Abbildung VII-10: Dampftemperaturen Entnahme 2	67
Abbildung VII-11: Kondensatmassenströme	68
Abbildung VII-12: Kondensattemperaturen	68
Abbildung VII-13: Kondensatdrücke	68

Abbildung VII-14: Kühlwassereingangstemperaturen	69
Abbildung VII-15: Ausgangstemperaturen Kühlwasserseite	69
Abbildung VII-16: Skizze Kondensator	69
Abbildung VII-17: erzeugte elektrische Leistung an den Turbos	71
Abbildung VII-18: erzeugte, elektrische Gesamtleistung KWK	71

2. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Arten von Revisionen	18
Tabelle 2: Auslegungsdaten der Turbosätze im Kraftwerk.....	28
Tabelle 3: Auslegungsdaten der drei Turbosätze.....	34
Tabelle 4: Messwerte zum gemessenen Massenstromüberschuss	44
Tabelle 5: Abweichung der Massebilanz	46
Tabelle 6: Messwerte zum Temperatur-Messfehler	47
Tabelle 7: Steigungen der Trendlinien, Gütegradberechnung	52
Tabelle 8: Durchschnittswerte Gütegradberechnung	53
Tabelle 9: Durchschnittswerte der Turbosätze über den gesamten Zeitraum.....	54
Tabelle 10: Berechnung Wirkungsgrad der HD-Turbinen	55
Tabelle 11: Stillstandszeiten an den Turbosätzen.....	58
Tabelle 12: Steigungen der Stillstandszeiten	61
Tabelle 13: Frischdampfparameter an den Turbosätzen	63
Tabelle 14: Bedingungen an der Entnahme 1	64
Tabelle 15: Bedingungen an der Entnahme 2	66
Tabelle 16: Bedingungen am Kondensator	67
Tabelle 17: Bedingungen Kühlwasserseite	68
Tabelle 18: Bedingungen erzeugte elektrische Leistung.....	70
Tabelle 19: Betriebsparameter am Turbo 3.....	71
Tabelle 20: veränderte Betriebsparameter	74
Tabelle 21: Bedingungen Frischdampf.....	76
Tabelle 22: Auslegungsdaten Frischdampf	76
Tabelle 23: Auslegungsdaten Entnahme 1	76
Tabelle 24: Auslegungsdaten Entnahme 2	76
Tabelle 25: Auslegungsdaten Kühlwasser	77

3. Internationales Einheitensystem

Internationales Einheitensystem - "SI" (Kretzschmar, 2016)

Größe	SI - Einheit	empfohlene Einheit
Länge z	1 m	1 m
Zeit τ	1 s	1 s
Masse m	1 kg	1 kg
Molmenge n	1 mol	1 kmol = 1000 mol
Thermodynamische Temperatur T	1K	1K
Kraft F	$1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$	1 kN = 1000 N
Druck p	$1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ $1 \text{ bar}^* = 1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ $1 \text{ bar}^* = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa}$	$1 \text{ kPa} = 1 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ $1 \text{ kPa} = 0,01 \text{ bar}^*$
Enthalpie H Innere Energie U Exergie E Wärme Q Arbeit W	1 J = 1 Nm	1 kJ = 1 kNm
spezifische Enthalpie h spezifische innere Energie u spezifische Exergie e spezifische Wärme q spezifische Arbeit w	$1 \frac{\text{J}}{\text{kg}} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{kg}} = 1 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$	$1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$
Enthalpiestrom \dot{H} Exergiestrom \dot{E} Wärmestrom \dot{Q} Arbeitsleistung $P = \dot{W}$	$1 \text{ W} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s}} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	$1 \text{ kW} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 1 \frac{\text{kNm}}{\text{s}}$
Spezif. Wärmekapazitäten c_p, c_v Spezifische Entropie s Spezifische Gaskonstante R	$1 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$	$1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} = 1 \frac{\text{kNm}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$
Entropiestrom \dot{S} Wärmekapazitätsstrom \dot{C}	$1 \frac{\text{W}}{\text{K}} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{K}} = 1 \frac{\text{Nm}}{\text{s} \cdot \text{K}}$	$1 \frac{\text{kW}}{\text{K}} = 1 \frac{\text{kJ}}{\text{s} \cdot \text{K}} = 1 \frac{\text{kNm}}{\text{s} \cdot \text{K}}$

*in der Technik oft verwendete Einheit (bar) für den Druck

4. Formel- und Symbolverzeichnis

Formelzeichen:	Benennung:	Einheit:
'	gesättigte Flüssigkeit / Eingangsseite	-
"	gesättigter, trockener Dampf / Ausgangsseite	-
κ	Isentropenexponent	-
η	Wirkungsgrad	-
ε	Leistungsziffer	-
ε	Verdichtungsverhältnis	-
ϕ	Einspritzverhältnis	-
γ	Volumenverhältnis	-
ξ	Massenanteile, Gewichtsanteile	-
\dot{Q}	Wärmestrom	W
\dot{W}	Arbeitsstrom = Leistung (P)	W
c_i	spezifische Wärmekapazität des bestimmten Stoffes	$\frac{J}{kgK}$
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	$\frac{J}{kgK}$
c_v	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	$\frac{J}{kgK}$
c	Geschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
E	Energie	J
g	Erdbeschleunigung = 9,81	$\frac{m}{s^2}$
H	Enthalpie	J
h	spezifische Enthalpie	$\frac{J}{kg}$
m	Masse	kg
\dot{m}	Massestrom	$\frac{kg}{s}$
M	Molmasse	$\frac{kg}{kmol} = \frac{g}{mol}$
N	Teilchenzahl	-
N_A	Avogadro-Konstante	$\frac{1}{mol}$
n	Polytropenexponent	-
n	Stoffmenge	mol
p	Druck	bar
P	Leistung	W
Q	Wärme	J
R	spezifische Gaskonstante	$\frac{J}{kgK}$
R_m	allgemeine molare Gaskonstante = 8,314 510	$\frac{J}{molK}$
r	Verdampfungsenthalpie	-
S	Entropie	$\frac{J}{K}$
s	spezifische Entropie	$\frac{J}{kgK}$
T	Temperatur	K
t	Zeit	s
U	Innere Energie	J
u	spezifische innere Energie	$\frac{J}{kg}$

V	Volumen	m^3
v	spezifisches Volumen	$\frac{m^3}{kg}$
V_H	Hubvolumen	m^3
V_T	Totraumvolumen	m^3
W	Arbeit	J
x	Dampfgehalt	%
z	Höhe über dem Bezugsniveau	m

5. Indizes

Index:	Benennung:
2,5	2,5 bar Druck
12	12 bar Druck
74	74 bar Druck
a	angezeigter
ab	abgeführt
eff	effektiv
erz	Stromerzeuger
FD	Frischdampf
Gen.	Generator
ges	gesamt
i	innere
is	isentrop
isen	isentrop
j	über die Systemgrenzen hinweg
Kessel	Kessel
kin	kinetisch
Kond	Kondensator
M	Mischtemperatur
mech	mechanisch
Nutz	genutzte
Plat.	Platformer
pot	potentiell
Pyro.	Pyrolyse
r	richtiger
real	Realer, richtiger Wert
rev.	reversibel
Rohr	Rohrleitungen
Sys	System
t	total
T1	Turbine 1
T2	Turbine 2
T3	Turbine 3
tech	technisch
Temp.	Temperatur
th	thermisch
Turb.	Turbine
v	Volumenänderung
w	wahrer
zu	zugeführt

6. Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung:	Benennung:
a	Jahr
abs.	absoluter Druck
DT	Dampfturbine
EVU	Energieversorgungsunternehmen
HD	Hochdruck
GT	Gastrubine
K3	Hochdruckdampfkessel 3
K4	Hochdruckdampfkessel 4
K5	Hochdruckdampfkessel 5
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
rel.	relativer Druck
SSV	Schnellschlussventil
SQL	„Structured Query Language“; standardisierte Datenbanksprache
T1	Turbine 1 Siemens T4436 Y-011
T2	Turbine 2 Siemens T4437 Y-012
T3	Turbine 3 Blohm & Voss Y-021“
TBO	Time between overhaul
VE	vollentsalzt
WKM	Wärme­kraft­ma­schinen

I. Einleitung

Die Raffinerie Heide GmbH betreibt ein eigenes Industriekraftwerk zur Deckung des in der Raffinerie benötigten Bedarfes an Prozessdampf und elektrischer Energie. Überschüssige elektrische Energie wird in das Netz des lokalen Energieversorgerunternehmens eingespeist.

Im Fokus des Betreibers steht eine maximale Verfügbarkeit an Prozessdampf zur Deckung des Bedarfes der Raffinerie und eine sehr hohe Verfügbarkeit an elektrischer Energie. Elektrische Energie kann auch vom lokalen Energieversorger bezogen werden, jedoch erlaubt die gegebene Infrastruktur dies nur zu einem Teil der benötigten Energie. Daher ist das Risiko einer Unterbrechung der Eigenversorgung durch wirtschaftliche Redundanzen im Kraftwerk und durch den allgemein verfügbaren technischen Stand der Anlagen zu minimieren. Aus diesem Grund werden durch die Raffinerie Heide zum jetzigen Zeitpunkt mehrere Untersuchungen zur zukünftigen Energieversorgung angestellt. Hintergrund dafür sind die aktuellen Gesetzesänderungen die das *Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (EEG 2014)* (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2014) mit sich bringt.

Diese Arbeit ist Teil der Untersuchungen und dient dazu den derzeitigen Zustand der Dampfturbinen im Kraftwerk zu erfassen. Sie beschäftigt sich mit der Lebensdaueranalyse und der Berechnung einer Restlebensdauer am Beispiel der Dampfturbinen im Kraftwerk. Die Dampfturbinen werden miteinander verglichen um eine Prognose zu erstellen, welche der drei Turbinen den größten Bedarf für eine Ersatzbeschaffung aufweist. Dazu werden eine Wirkungsgradberechnung an den Turbosätzen, sowie eine statistische Auswertung der Stillstandszeiten und -ursachen durchgeführt. Zusätzlich werden die Aspekte und Rahmenbedingungen für eine Ersatzbeschaffung untersucht und eine Empfehlung für die Auslegungsdaten einer neuen Maschine anhand der aktuellen Betriebsparameter gegeben.

II. Grundlagen

Für die Untersuchung ist es sinnvoll sich zunächst ein Verständnis über die Komplexität der Anlage anzueignen, da diese ausschlaggebend für den Betrieb und die Verfügbarkeit an Energie ist. Daher wird zunächst in den Grundlagen auf das Unternehmen, die Produkte und die Anlage selbst eingegangen.

1. Die Raffinerie

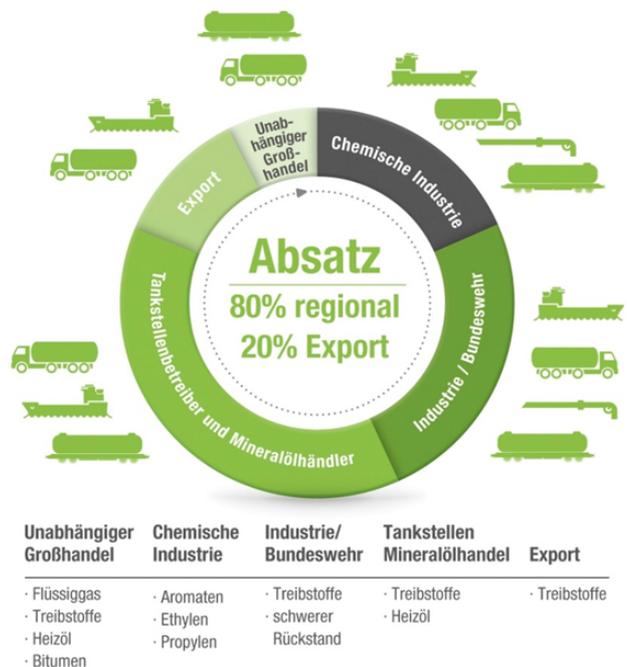
Die Raffinerie Heide ist der nördlichste Rohölverarbeiter in Deutschland. Schon seit 1856 werden in Dithmarschen zuerst Ölkreide und später Rohöl gefördert und verarbeitet. (Raffinerie Heide GmbH, Stand 2012)

Im Standort Hemmingstedt werden jährlich mehr als 4,5 Millionen Tonnen Rohöl auf insgesamt 136 Hektar Fläche verarbeitet. Zusätzliche 53 Hektar umfasst das Tanklager in Brunsbüttel an der Nordseite des Nord-Ostsee-Kanals, welches Teil des ChemCoast Parks Brunsbüttel ist. Die beiden Standorte sind durch neun jeweils 32 km lange Pipelines verbunden, die zusätzlich auf rund 16 Hektar Grund liegen. Die Raffinerie der größte Abnehmer und Verarbeiter von deutschem Rohöl.



Abbildung II-1: Lage der Raffinerie Heide GmbH

Die Raffinerie ist auf die Produktion von Mitteldestillat ausgerichtet, jedoch mit zusätzlicher erhöhter Ausrichtung für Produkte der Petrochemie. Als Hauptprodukte werden Diesel, Heizöl, Flugturbinentreibstoff und chemische Produkte hergestellt. Fast 70 Prozent des Rohöls werden für die Produktion von Treibstoffen verwendet. Zusätzlich werden rund 450.000 Tonnen petrochemische Produkte jährlich produziert. Rund 80 Prozent des im nördlichen Teil Deutschlands verbrauchten Benzin- und Dieseltreibstoffs wird in der Raffinerie Heide produziert. Zudem werden fast alle Flüge, die vom Hamburger Flughafen starten, mit dem Flugturbinentreibstoff Jet A1 aus der Raffinerie versorgt. Mit dem produzierten Heizöl können 250.000 Einfamilienhäuser mit Ölheizung zwischen Flensburg und Hamburg beheizt werden. Dabei generierte das Unternehmen 2015 einen Jahresumsatz von 2,0 Mrd. Euro



und tätigte 48,9 Mio. Euro Investitionen. Als mittelständisch organisiertes Energieunternehmen gehört die Raffinerie seit 2010 zu dem Verbund der Klesch-Group (UK).

Die jährlich produzierten Durchschnittsmengen setzen sich aus folgenden Mineralölprodukten zusammen:

- 59,9 % Mitteldestillate
- 16,1 % Ottokraftstoffe
- 15,7 % Schweres Heizöl
- 4,0 % Bitumen
- 4,2 % Sonstige

Zu den Mineralölprodukten kommen noch die Vorprodukte für die chemische Industrie mit folgenden Durchschnittsmengen:

- 66,3 % Aromaten
- 33,6 % Ethen/Propen

Aus Ethylen, Propylen, Xylol, Benzol, Toluol oder Schwefel werden so Waschmittel, Dünger, Reifen oder die Innenverkleidungen von Fahrzeugen.

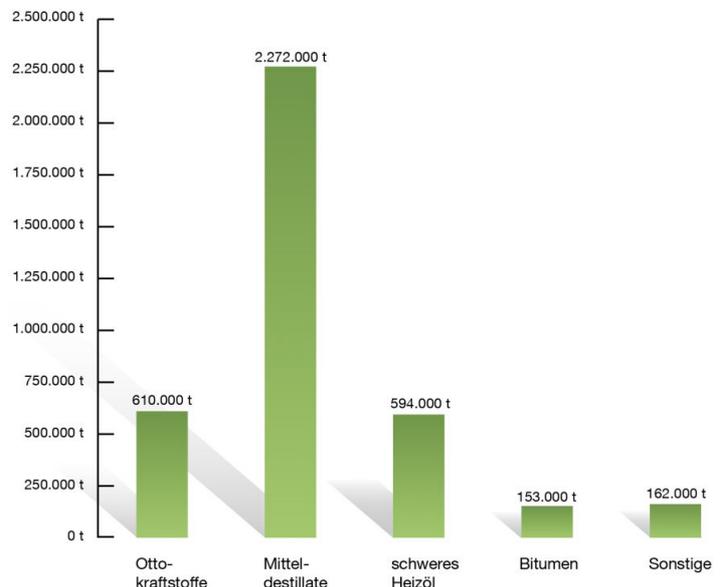


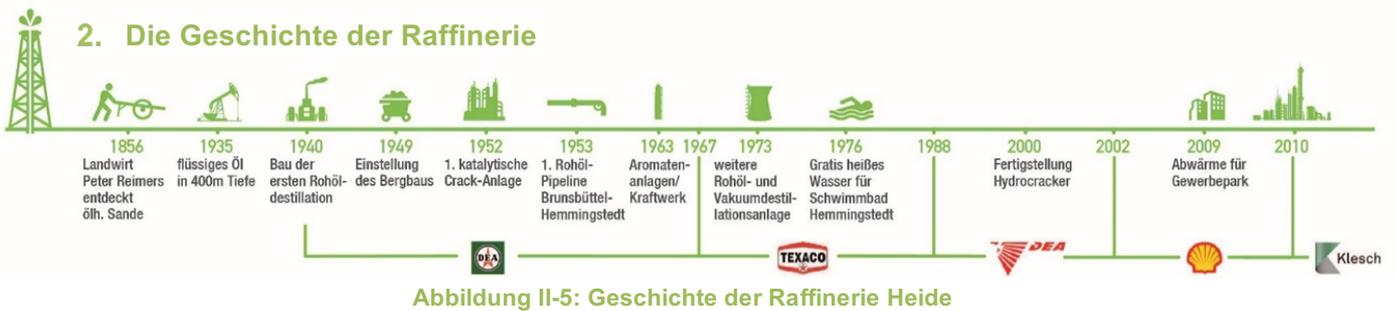
Abbildung II-3: Mineralölprodukte der Raffinerie

Mit einer Rohölkapazität von 4,5 Mio. Tonnen pro Jahr besitzt die Raffinerie Heide eine vergleichsweise niedrige Verarbeitungsmenge. Jedoch ist ihre Komplexität mit einem Nelson-Index¹ von 9,6 bewertet, was bedeutet, dass sie zu den komplexesten Raffinerien in Deutschland und Europa gehört.



Abbildung II-4: heutige Ansicht der Raffinerie Heide

¹ Der Nelson-Index ist eine Kennzahl zur Messung der Komplexität einer Erdölraffinerie und kennzeichnet die Fähigkeit, Erdöl zu höherwertigen Produkten zu verarbeiten. Je höher der Wert ist, desto höher ist auch die Ausbeute an Produkten. Europäische Anlagen erzielen durchschnittlich einen Wert von 6,5. (Investopedia.com, Stand 2015)



In der Abbildung II-5 ist die Raffineriegeschichte am Standort Hemmingstedt dargestellt. (Raffinerie Heide GmbH, Stand 2012) Daraus ist zu erkennen, dass es im Verlauf mehrere Betreiberwechsel gab. Dies bedeutete stets eine wechselnde Unternehmens- und Finanzpolitik, welche sich direkt auf den Betrieb, den Anlagenneubau und die Anlageninstandhaltung auswirkten. Um die Komplexität der Raffinerieanlagen und die Anforderungen, bzw. die Rahmenbedingungen für die folgenden Untersuchungen besser zu verstehen muss an dieser Stelle zunächst die Geschichte der Raffinerie näher erläutert werden. Denn jede Inbetriebnahme und jede Stilllegung einer Anlage wirkt sich direkt auf den Energieverbrauch und somit auf die Energieerzeugung im Kraftwerk aus.

Die Geschichte (Plata, 2011), (RWE-DEA AG, Okt. 2000), (Nissen:, 1981) der Raffinerie Heide beginnt im Jahr 1856 als Herr Peter Reimers ölige Sande auf seinem Grundstück entdeckte. Daraufhin wurde von Ludwig Meyn die erste Erdölbohrung per Hand durchgeführt. Ab 1858 wurde zunächst Bitumen, Wagenschmiere und Petroleum aus dem ölhaltigen Sand im Tagebau gewonnen. Bei den Bohrarbeiten stieß man immer wieder auf Ölkreide statt auf flüssiges Öl, sodass zunächst die Ölkreide ab 1880 bergmännisch abgebaut wurde. Erst 1935 traf man bei der Bohrung „Holstein 2“ in 400 Meter Tiefe auf flüssiges Öl. Durch mehrere weitere erfolgreiche Bohrungen konnte so die Förderkapazität bis 1940 auf 231.347 Jahrestonnen angehoben werden.

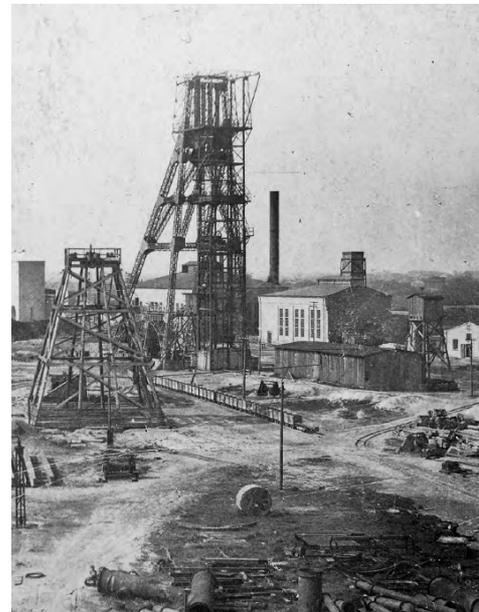


Abbildung II-6: Die Schachttürme zur Förderung von Ölkreide im Jahr 1926

Ab 1939 baute die DEA/DPAG (Deutsche Erdöl AG / Deutsche Petroleum-Aktiengesellschaft) mit Reichsmitteln das Bergwerk aus und errichtete Schmel- und Destillationsanlagen zur Gewinnung von geeigneten Heiz- und Kraftstoffen für die Marine. So wurden zwei Rohöldestillationsanlagen mit einer Kapazität von insgesamt 100.000 Tonnen pro Jahr gebaut. Anfang Juni 1942 nahm die Topp II, eine moderne Raffinerieanlage, nach nur einem Jahr Bauzeit ihren Probetrieb auf. Am 18. Juli 1944 begann der erste der insgesamt zehn Bombenangriffe auf die Raffinerie, wodurch die Verarbeitung eingestellt werden musste. Ab Mitte Juli 1945 versuchten DEA-Angestellte die größten der über 2600 Bombenrichter aufzufüllen, sodass im Oktober bereits wieder einige Mineralölprodukte ausgeliefert werden konnten. Ab 1948 wurde die Instandsetzung der Destillationsanlagen beendet und es fanden umfangreiche Umrüstungs- und Erweiterungsarbeiten statt. Die Förderung der Ölkreide wurde 1949 wegen Unwirtschaftlichkeit eingestellt und das Bergwerk geschlossen. Somit wurde der Standort zu einer reinen Rohölraffinerie.



Abbildung II-7: Die Crackanlage und Nebenverarbeitungsanlagen im Dezember 1952

1952 wurde die erste katalytische Crack-Anlage Deutschlands in Betrieb genommen.

1953 legte man die erste Pipeline zwischen dem Elbhafen Brunsbüttel und Hemmingstedt.

1963 wurden die Aromaten-Anlage und ein eigenes Kraftwerk in Betrieb genommen. Mit der Übernahme der Raffinerie von der Texaco (1967) wurden mehrere neue Anlagen errichtet. Darunter auch eine Rohöl- und Vakuumdestillationsanlage die 1973 den Betrieb aufnahm. Weitere Anlagen folgten: 1980 - MTBE-Anlage, 1982 - katalytische Reformieranlage, 1983 - Schwefelgewinnungsanlagen, 1987 – Visbreaker-Anlage (thermische Crackanlage). Der Energiekonzern RWE übernahm im Juni 1988 die Deutsche Texaco AG. Der Konzernbereich Mineralöl und damit auch die Raffinerie firmierten fortan unter der RWE DEA AG. Weitere Modernisierungen wurden getätigt: 1990 – Heizgas-Entschwefelung, 1992 – neues Werklabor, 1995 – zwei neue Dampfkessel im Kraftwerk zur Lieferung von Prozessdampf für die

Verarbeitungsanlagen und für die Stromerzeugung. Eine umfangreiche Umstrukturierung und Modernisierung fand 2000, durch den Bau und die Inbetriebnahme eines Hydrocrackers mit Nebenanlagen für den Einsatz von 800.000t Vakuumdestillat, statt. Die Pyrolyse- und die Claus-Anlage wurden erweitert, sowie eine Anpassung der Reformieranlage durchgeführt.

Ab 2002 betrieben die DEA Mineralöl GmbH und Shell Deutschland Oil GmbH die Raffinerie als gemeinsames Joint Venture. 2004 wird die SHELL Deutschland Oil GmbH neuer Alleineigentümer. Diese formierte durch weitere Investitionen, die Raffinerie zu einer der modernsten in Europa. Seit 2010 ist die Raffinerie ein Teil der Klesch Group des US-Finanzinvestors A. Gary Klesch und firmiert unter dem Namen Raffinerie Heide GmbH.

3. Begriffserklärung zu Revisionen

Der wirtschaftliche Betrieb von Dampfturbinen wird im Wesentlichen von der Verfügbarkeit und dem thermischen Wirkungsgrad bestimmt (VGB PowerTech Service GmbH, 1993), (Siemens AG Power Generation, 2006). Ausfälle oder eine Wirkungsgrad-minderung bedeuten Verluste und damit einen Anstieg der Energieerzeugungskosten. Hohe Anforderungen sind entsprechend an die Verfügbarkeit zu stellen. Die Lebensdauer und die fehlerfreie Funktion der Dampfturbine werden maßgeblich davon beeinflusst, ob die bei der Auslegung vorgesehenen Bedingungen im Betrieb eingehalten werden.

Steigende Investitionskosten und Ausgaben für Bedienung und Instandhaltung stellen zudem hohe Ansprüche an die Lebensdauer, die Einsatzbereitschaft und die Wirtschaftlichkeit der Anlage. Die Wirtschaftlichkeit wird neben der Erhaltung des bestmöglichen Wirkungsgrades während der Nutzungsdauer durch das Maß an Verfügbarkeit wesentlich bestimmt. Lebensdauer und ein störungsfreier Betrieb hängen entscheidend von der Betriebsweise und den Betriebsbedingungen in Auslegung und Betrieb ab.

Jede unvorhergesehene Störung des Betriebes, hat einen Produktionsausfall zur Folge, welcher sich unmittelbar auf die vorab getroffene, wirtschaftliche Kalkulation auswirkt. Die aus-

gefallene Leistung muss gegebenenfalls aus dem öffentlichen Versorgungsnetz gekauft werden, oder falls ein Fremdbezug aufgrund zu hoher Netzauslastung nicht möglich ist, führt dies unmittelbar zum Ausfall der angeschlossenen Produktion mit entsprechenden wirtschaftlichen Verlusten und weiter anfallenden fixen Kosten. Aus diesem Grund muss zunächst geklärt werden in welchem Rahmen Instandsetzungsarbeiten an den Maschinen durchgeführt werden um die Verfügbarkeit sicher zu stellen.

Als wichtigste Maßnahme für einen optimalen, zuverlässigen und sicheren Betrieb hat sich die gezielte Revision der Dampfturbosätze zum richtigen Zeitpunkt erwiesen. Zur umfassenden Beurteilung des Zustandes von Dampfturbosätzen ist außer der üblichen Überwachung im Betrieb auch eine Untersuchung während der Instandhaltung nach dem Öffnen von Anlagenteilen erforderlich. Bestimmte Ereignisse, wie z.B. Rissbildung an beanspruchten Teilen, lassen sich nur bei einer Revision durch Prüfungen feststellen, wenn die Anlagenteile auseinandergebaut worden sind.

Sinn und Zweck von Revisionen

- aufgetretene Mängel beseitigen
- Ertüchtigungsmaßnahmen durchzuführen
- Schäden erkennen, beheben oder ihr Fortschreiten gezielt weiterzuverfolgen
- den derzeitigen Zustand der Anlage zu erfassen
- Gewinn von Informationen über die Restlebensdauer der Maschine
- Wirkungsgrad wiederherstellen durch Beseitigung von Verschmutzungen, Aufrauungen und Abrieb
- die Verfügbarkeit und Wirtschaftlichkeit während der kommenden Lebensdauer erhöhen

Revisionen an Turbosätze erfordern meist einen Stillstand der Maschine und beeinflussen somit die Energieerzeugungskosten sowie die Verfügbarkeit. Berücksichtigt man diese Zeiten und die bestehenden Betriebserfahrungen, müssen Revisionen einem elastischen Zyklus angepasst werden. Der richtige Zeitpunkt für eine Revision muss entsprechend auf die Instandhaltungskosten, die Verfügbarkeit und das Betriebsverhalten abgestimmt sein.

Bei der zeitlichen Planung von Revisionen sind die Ersatzteilhaltung und -beschaffung die wichtigsten Faktoren. Die Ergebnisse und Erkenntnisse aus einer Revision sind für den weiteren Betrieb, die Planung der nächsten Revision und die Ersatzteilbeschaffung ausschlaggebend.

Durch Sensoren und Überwachungsanlagen können im laufenden Betrieb vorzeitig Schäden erkannt und zusätzlich zu denen im zeitlichen Rhythmus durchgeführten Revisionen, rechtzeitig und eindeutig schadensträchtige Entwicklungen aufgezeigt werden. Somit kann eine Revision und zusätzlich Kontrolle genau zum richtigen Zeitpunkt erfolgen, wenn eine Beeinträchtigung am Turbosatz auftritt.

Zeitabhängige Revision

Diese Strategie wird in der Raffinerie bevorzugt eingesetzt. Bei der zeitabhängigen Revision werden in festgelegten Zeitintervallen Revisionen vorbeugend durchgeführt. Der Vorteil dieser Strategie ist die hohe Verfügbarkeit des Turbosatzes, die Stillstandszeiten sind zeitlich planbar, Ersatzteile können mit genügend Vorlaufzeit bestellt werden.

Dabei ist es möglich, dass eine Revision durchgeführt wird, wenn Bauteile noch nicht verschlissen sind. Dies ist ein Nachteil dieser Strategie.

Grundsätzlich werden 4 Arten von Turbinenrevisionen unterschieden:

Nr.:	Bezeichnung Hersteller	Weitere Bezeichnung	Zeitabstand
1	Kurzrevision	kleine Revision	3 Jahre
2	Zwischenrevision	mittlere Revision	3 Jahre
3	Hauptrevision	große Revision	9 Jahre
4	Modulrevision	Abschnittsrevision	Wenn nötig

Tabelle 1: Arten von Revisionen

Hierbei lässt sich der Kontroll- und Arbeitsumfang zeitlich abgrenzen vorausgesetzt, dass keine zusätzlichen und ungeplanten Schäden am Turbosatz entdeckt werden.

Ziel jeder Revision ist es den Normalzustand der neuen Anlage an der Maschine wiederherzustellen.

Kurzrevision

Eine „kleine Revision“ sollte nach Bedarf und vom Zeitpunkt geplant, durchgeführt werden. In besonderen Fällen kann hierzu auch ein durch andere Anlagenkomponenten verursachter Stillstand, wie eine Kesselrevision oder einem Stillstand in der Raffinerieanlage, genutzt werden. Anlässlich dieser Überprüfung werden die Turbinengehäuse nicht geöffnet. Durch gezielte Inspektion und Wartung sollen Zwangsausfälle verhindert werden. Die durchzuführenden Kontroll- und Inspektionsarbeiten beschränken sich im Zentralen stichprobenartig auf die Anlagen der Turbinenperipherie und auf einzelne Maßnahmen an der Turbine (z.B. Lagerkontrollen, Kupplungs- und Ausrichtüberprüfung, Sichtkontrolle von Getriebe, Überholung der Steuerung, Neueinstellung der Regelung und der Schutzeinrichtungen, Eichung der Betriebsinstrumente, usw.). Im Wesentlichen werden in der Betriebszeit aufgetretene, vorhandene Störungen, wie zum Beispiel Dampf- oder Ölleckagen, beseitigt.

Zwischenrevision

Eine „mittlere Revision“ findet, wie die Kurzrevision, wenn möglich während eines geplanten Anlagenstillstandes statt. Auch hier wird im Normalfall das Turbinengehäuse nicht geöffnet. Eine Öffnung der Gehäuse ist nur aus folgenden Gründen plausibel:

- Folgerungen aus der Langzeitüberwachung (erhöhte Schwingungen)
- Erfahrungen aus dem Betrieb
- auf Empfehlung von Versicherer oder Lieferer
- die Zwischenrevision als „Modulrevision“ durchgeführt wird

Es werden annähernd die gleichen Maßnahmen durchgeführt, wie bei der einer Kurzrevision, wobei der Prozentsatz bei den Stichproben erhöht wird. Zusätzlich werden noch Messungen und Kontrollen (z.B. Rundlaufkontrollen, Axialvergangsmessung bei ausgebautem Drucklager, Z-Ausrichtung) durchgeführt. Es werden detaillierte Erkenntnisse für die nächste „große Revision“ gewonnen.

Hauptrevision

Für eine „große Revision“ muss ein längerer Stillstand des Turbosatzes geplant werden. Anlässlich dieser Revision werden alle Teile der Turbine aufgedeckt, wobei diese Einzelteile (z.B. Gehäuse, Läufer, Lager, Leitungen usw.) und alle Turbinenzubehöerteile einer eingehenden Kontrolle, Inspektion und Überholung im Herstellerwerk unterzogen werden. Sie gestattet einen Befund des Zustandes aller Teile einschließlich aller Nebenaggregate und Nebenanlagen. Schadhafte oder verschlissene Teile werden gegen Ersatzteile ausgewechselt.

Modulrevision

Haupt- und Zwischenrevisionen können auch abschnittsweise als sogenannte Modulrevisionen durchgeführt werden. Hierbei handelt es sich um zeitlich versetzte Maßnahmen an Anlagenteilen oder dem Turbinengehäuse. Dabei ist zu beachten, dass für jede Teilturbine die empfohlenen maximalen Revisionszeiträume nicht wesentlich überschritten werden sollen.

Im Fall, dass zeichnungsgleiche Maschinen, wie Turbo 1 und Turbo 2 unter vergleichbaren Bedingungen eingesetzt sind, kann von einer Turbine auf die andere geschlossen werden. Dieses Verfahren ist laut den Unterlagen zur Maschinenwartung von „Siemens Power Generation“ zulässig (Siemens AG Power Generation, 2006).

Die Modulrevision ist bei Anlagen durchzuführen, bei denen eine Stillstandszeit für eine Gesamtüberholung aus Produktionsgründen nicht vertretbar ist. Auch in Schadens- oder Störfällen, die das Öffnen eines Turbinengehäuses notwendig machen ist eine Modulrevision zu planen.

4. Begriffserklärung zur Lebensdaueranalyse

Eine Lebensdaueranalyse ist in der Technik ein Teil der Zuverlässigkeitstheorie. Das Ziel ist es durch Berechnungen, Aussagen über die Lebensdauer oder die Funktionsdauer betrachteten technischen Systemen zu treffen (Fahrmeir, 2007), (Koch, 2001).

Die Lebensdauer ist ein zufallsbeeinflusstes Phänomen womit immer eine gewisse Restunsicherheit vorhanden ist. Durch mathematische Methoden ist es möglich den Prüfaufwand mit der Restunsicherheit in ein optimales Verhältnis zu bringen.

Mit der Lebensdauer ist entsprechend die Zeit gemeint, in der die Maschine ohne den Austausch von Kernkomponenten oder einen Ausfall durchgehend seit der Inbetriebnahme genutzt werden kann. Vor Erreichen dieser Lebensdauer werden Wartungsarbeiten, bzw. Revisionen an der Maschine durchgeführt (Time between overhaul (TBO)).

Die Zuverlässigkeit einer Betrachtungseinheit wird auf statistischem Wege ermittelt. Dabei wird stets eine Gruppe gleicher Einheiten betrachtet. Bei der Untersuchung der Zuverlässigkeit einer Einheit geht man davon aus, dass die Einheit zwei Zustände annehmen kann: funktionsfähig oder ausgefallen. Weiterhin unterscheidet man zwischen reparierbaren und nicht reparierbaren Einheiten.

Reparierbare Einheiten können nach einem Ausfall durch Instandsetzungsmaßnahmen wieder in einen „funktionstüchtigen“ Zustand versetzt werden. Ausfallabstand und Ausfalldauer dienen in dem Fall der Charakterisierung.

Nicht reparierbare Einheiten können nach einem Ausfall nicht mehr instandgesetzt werden. Unter der Lebensdauer (life time) wird die Zuverlässigkeit einer nicht mehr zu reparierenden Einheit charakterisiert. Die Lebensdauer ist entsprechend die Zeit, in der die Einheit funktionstüchtig ist oder auch stillsteht, dabei ist die Einheit auf jeden Fall noch betriebsbereit. Die Lebensdauer darf nicht mit der Betriebsdauer verwechselt werden. Die Betriebsdauer ist das Zeitintervall, in der eine Einheit funktionstüchtig und betriebsbereit ist (BIGA - Institut für Arbeitsschutz der deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (DGUV), 2/2008), (Birolini, 1997).

In der Raffinerie wird für die Turbosätze eine Betriebsdauer von 3 Jahren (26.280 Betriebsstunden) zwischen den einzelnen Revisionen angenommen. Dieser Zeitraum hat sich im

Laufe der Jahre und durch die Erfahrung mit den Maschinen bereits verkürzt. Mehr dazu folgt im Kapitel VI.

Das Ende der Betriebsdauer kann neben dem Erreichen der geplanten Nutzungsdauer durch verschiedene Ereignisse erreicht werden:

- Ausfall der Maschine
- Verschleißerscheinungen machen den weiteren Betrieb zu gefährlich
- zu erwartender Instandhaltungsaufwand lässt einen weiteren Betrieb nicht sinnvoll erscheinen

Eine Turbine ist ein System, dass aus vielen Einzelteilen besteht. Auch bei hoher Zuverlässigkeit der Einzelteile nimmt die Ausfallwahrscheinlichkeit entsprechend der Anzahl der verwendeten Teile zu. Als Beispiel ist hier ein Bauelement in der Turbinenregelung herausgegriffen. In Abbildung II-8 wird die Zeit der Nichtverfügbarkeit in Abhängigkeit von der Zeitspanne seit der letzten Revision für die Regelung dargestellt. In Rot sind die Ereignisse aufgenommen und daraus ein Trendverlauf berechnet worden. Zunächst stellt sich ein abfallender Ast ein. Dieser ist durch die Arbeiten nach der Revision (einstellen, Nachziehen, etc.) gekennzeichnet. Solche Vorgänge benötigen kein Abschalten der Dampfturbine. Die Nichtverfügbarkeit bleibt lange konstant. Abschließend steigt die Nichtverfügbarkeit wieder an. Diese Überlegungen führen, graphisch dargestellt, zu einer sogenannten „Badewannenkurve“ Abbildung II-9. Die Badewannenkurve wird häufig durch drei sogenannte Gefahrfunktionen modelliert:

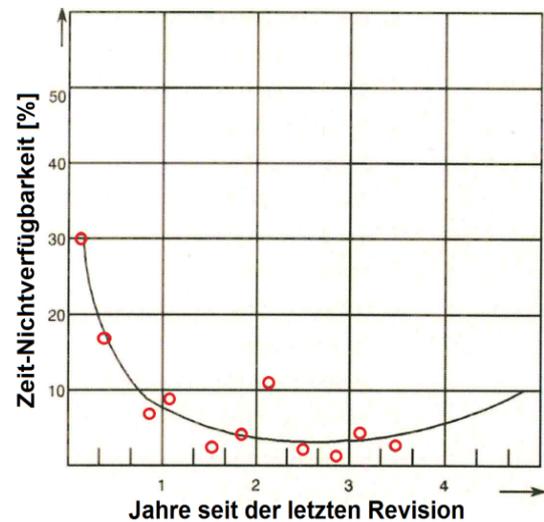


Abbildung II-8: Nichtverfügbarkeit

$$y(t) = \begin{cases} c_0 - c_1 t + \lambda, & 0 \leq t \leq c_0/c_1 \\ \lambda, & c_0/c_1 < t \leq t_0 \\ c_2(t - t_0) + \lambda, & t_0 < t \end{cases}$$

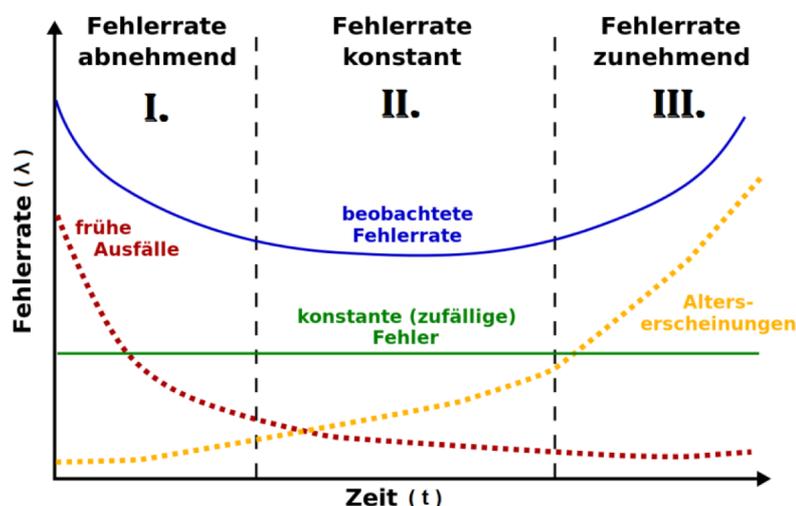


Abbildung II-9: Badewannenkurve

Der Verlauf des linken Astes der Kurve ergibt sich als direkte Folge der Inbetriebnahme.

Die Betriebszeit einer Turbinenanlage lässt sich in drei Phasen aufteilen.

1. Erste Betriebsperiode mit vorwiegend betriebszeitunabhängigen Störungen
2. Hauptbetriebsperiode mit vorwiegend überschaubarem, etwa konstantem Verschleiß an besonders beanspruchten Bauteilen
3. Alternde Maschine mit zunehmender Werkstoffermüdung

Mit zusätzlichen Revisionen wird im erhöhten Betriebsstundenbereich in der Phase 3 die Zuverlässigkeit größer als ohne Revisionen, d.h. die Ausfallwahrscheinlichkeit verringert. Zum Ende der Lebensdauer treten, langsam ansteigend, verstärkt Ausfälle oder Schäden auf. Diese sind hauptsächlich auf Alterung und Verschleiß an der Maschine zurückzuführen. Wenn dieser Bereich erreicht ist, sind entweder größere Instandsetzungsmaßnahmen oder der Austausch notwendig. Zur Ermittlung der Lebensdauer können *End of life tests* zugrunde gelegt werden, z.B. der *Highly Accelerated Life Test* (Jürgen Valldorf, 2007).

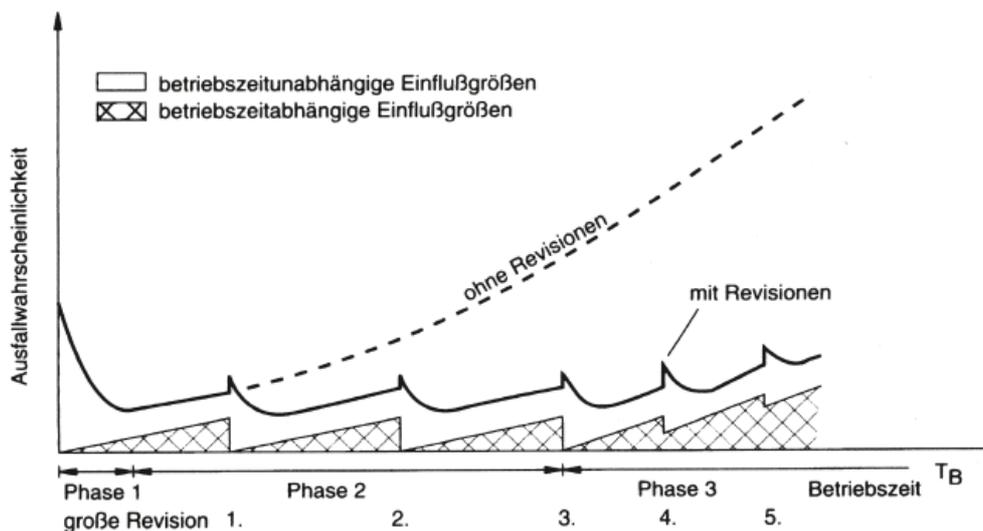


Abbildung II-10: Ausfallwahrscheinlichkeit einer Turbine abhängig von der Betriebszeit

Aus Abbildung II-10 ist klar abzuleiten, dass im hohen Betriebsalter der Turbinen die Revisionsfolge kürzer sein sollte als an der neuen Maschine. Entsprechend wurde in der Raffinerie bereits die Revisionsfolge auf 3 Jahre verkürzt. Außerdem lässt sich daraus ableiten, inwieweit die Lebensdauer und die Ausfallwahrscheinlichkeit durch Revisionen verlängert werden kann. Die geschätzte Nutzungsdauer durch den Hersteller endet im Idealfall am Ende von Phase 2. Wobei dies durch Schwankungen der Produktionsqualität und der Einsatzbedingungen verschoben werden kann.

Beanspruchungen der Bauteile unter Betriebsbedingungen während des Betriebes sind auf folgende Gründe zurückzuführen:

- normaler Verschleiß
- Korrosion, Erosion, Verformung
- Materialalterung, Versprödung
- Lebensdauerverbrauch
- Ablagerungen aller Art (einschließlich deren Folgen)
- Betriebsstörfälle

Insbesondere sind hierbei Abweichungen der Betriebsdaten von den ursprünglichen Auslegungsbedingungen, Störlastbetrieb, An- und Abfahrvorgänge und kurzfristige Schwankungen des Frischdampfes von Bedeutung. Verschleiß und Werkstoffermüdung bzw. Werkstoffschädigungen sind die Folge.

Die wesentlichen Faktoren aus der Betriebsweise, die die Lebensdauer entscheidend beeinflussen, werden nachfolgend kurz genannt:

- schlechte Stillstandwartung
- mangelnde Betriebsüberwachung durch die Sensorik
- Regelungsabstimmung zwischen Dampferzeuger und Turbine
- Dampfqualität des Frischdampfes
- Störungen im Dampfnetz (Wasserschlag, Temperatursturz)
- Teillastfahrten
- starke Belastungsschwankungen
- Anteil der Vollastfahrten (Grund- bzw. Spitzenlast)
- schnell wechselnde Belastung und Belastungsspitzen
- Haltepunkte während des Anfahrens
- Art des Anfahrens der Maschine (Gleit- oder Festbetrieb)
- vorwärmen der Maschine vor Inbetriebnahme

III. Rahmenbedingungen für die Thesis

Um mit der Untersuchung beginnen zu können, mussten zunächst die Rahmenbedingungen und die Anforderungen durch den Betreiber geklärt werden, damit eine Untersuchung möglichst zielgerichtet zu Ergebnissen führt. Nachfolgend werden die Rahmenbedingungen im dargestellt.

1. Datenanalyse mit dem Prozessleitsystem

Grundlage der Daten bildet der firmeneigene Echtzeit-Datenbankserver mit der Bezeichnung: „RocRed“. Die Displays in RocRed dienen dem Online-Monitoring von ausgewählten Großmaschinen in der Raffinerie. Dabei werden alle im Prozessleitsystem verfügbare, relevante Größen für die entsprechende Maschine dargestellt. Die Messwerte werden abgespeichert und archiviert. Diese Datenbank wurde am 01. Januar 1999 eingerichtet. Sämtliche Sensordaten stehen seit dem Zeitpunkt zur Verfügung.

Der Server basiert auf einer SQL-Datenbank. Er speichert Informationen über die Messstellen im Anlagenumfeld. Für Anlagen, Anlagenteile und Messstellen lassen sich Vorlagen erstellen, sogenannte Templates. Diese Vorlagen erleichtern die Arbeit und machen die Auswertung der Daten einfacher. Darüber hinaus können Berechnungen und Umrechnungen in andere Maßeinheiten durchgeführt werden. Zur Konfiguration der Messreihen und zum Einrichten von Schnittstellen stehen dem Anwender diverse Tools und Oberflächen zur Verfügung. Dabei ist die gesamte Anlage der Raffinerie übersichtlich im Prozessleitsystem in einzelnen Ebenen hinterlegt. Es kann von jedem Firmenrechner auf die Daten zugegriffen werden.

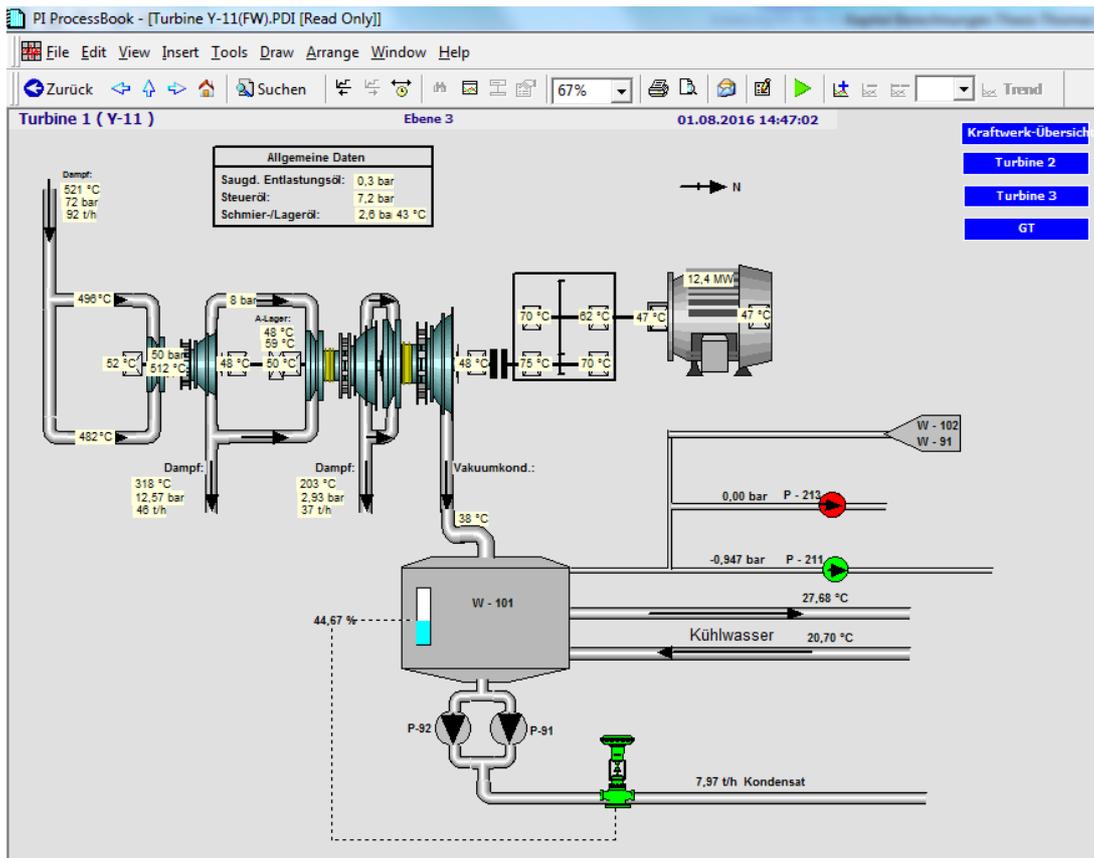


Abbildung III-3 Übersicht über die Turbine 1 (Y-11) – Ebene 3

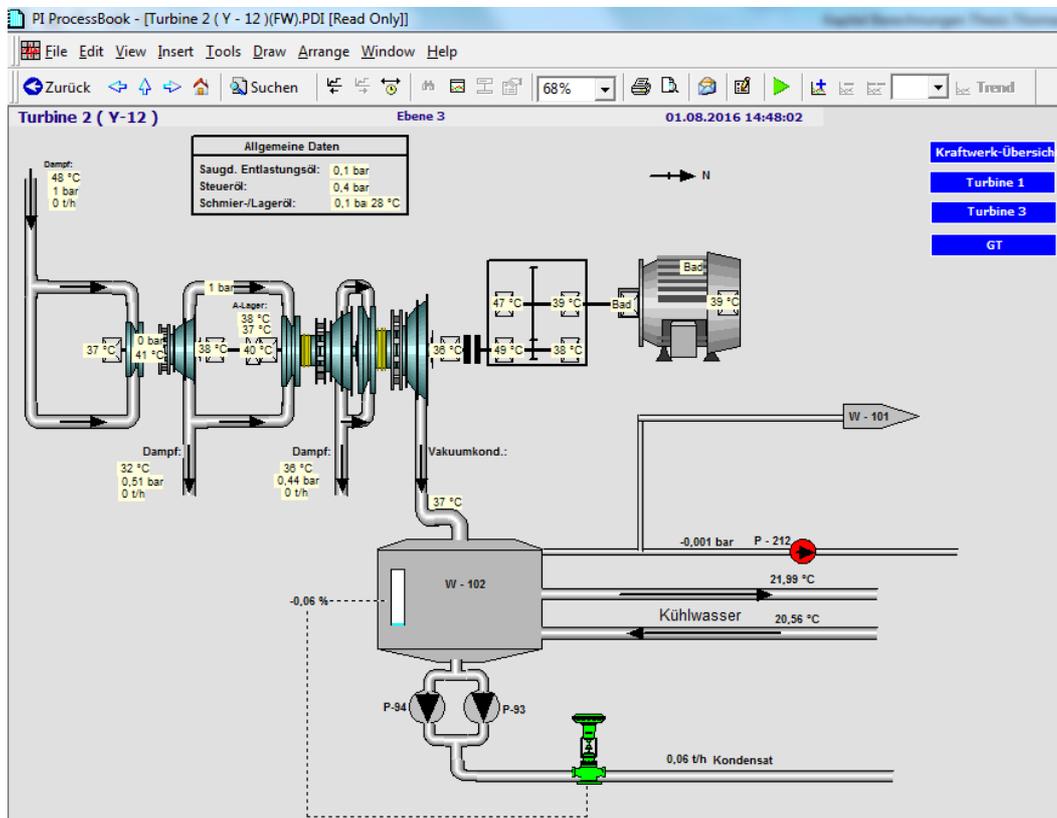


Abbildung III-4 Übersicht über die Turbine 2 (Y-12) – Ebene 3

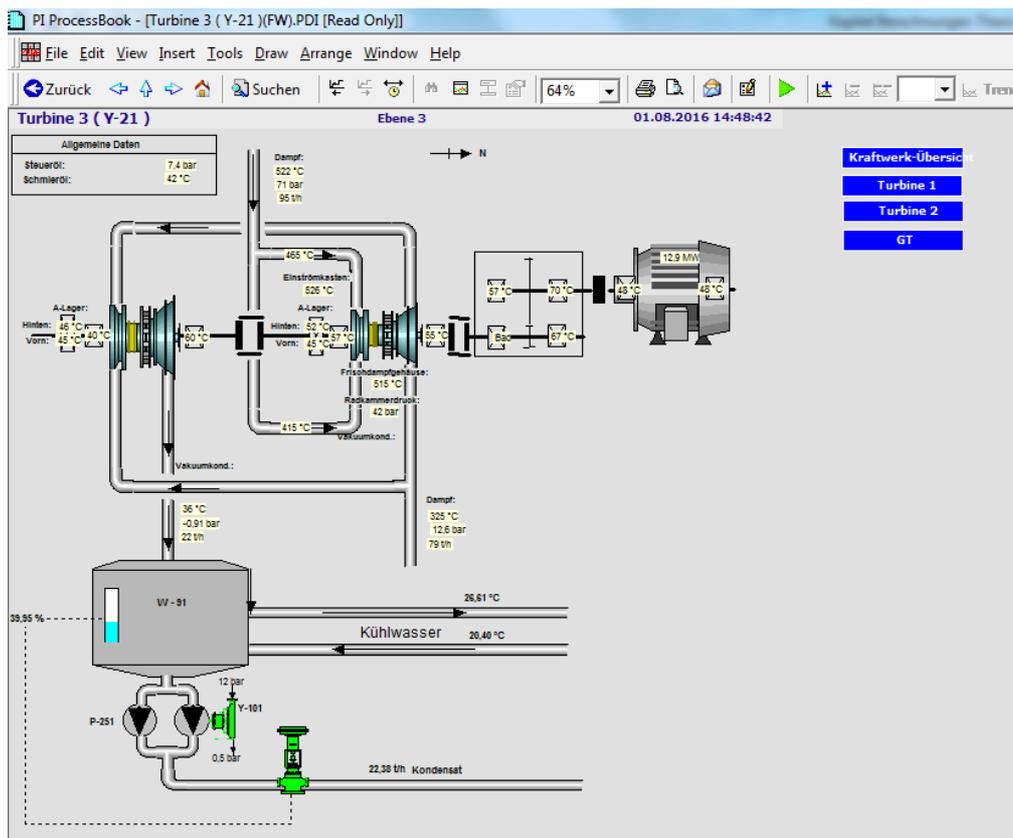


Abbildung III-5 Übersicht über die Turbine 3 (Y-21) - Ebene 3

Mit Hilfe des Auswertetools „PI DataLink“ können auf Basis von einem selbst erstellten Microsoft-Excel-AddIn die Daten für einen definierten Zeitraum analysiert werden. Vor dieser Untersuchung war die Auswertung in Microsoft-Excel nicht möglich, entsprechend musste durch ein programmiertes AddIn eine Brücke zu „RocRed“ erst geschaffen werden, um die Daten verarbeiten zu können. Damit war es erstmalig möglich, die Zusammenhänge im System leicht und übersichtlich darzustellen.

Mit DataLink ist es möglich über zahlreiche Zusatzfunktionen auf die gespeicherten Informationen zuzugreifen. Mit diesem Tool lassen sich zeitnahe, statistische Auswertungen von Produktionsdaten herbeiführen. Diagramme lassen sich in Microsoft-Excel leicht erstellen und auswerten. Hierbei muss beachtet werden, dass die Daten in Ihrer Größenordnung und Einheit bereits im System definiert sind. Eine Anpassung an die benötigte Größenordnung und SI-Einheiten ist in der Regel notwendig.

Abbildung III-6 zeigt beispielhaft die Verwendung des Excel-AddIns „PI DataLink“ um die Werte in dem gewählten Zeitraum: 01. Januar 1999 bis 20. Mai 2016 im Abstand von jeweils einer Stunde für eine Datenreihe zu ermitteln.

Für die statistische Auswertung der Daten wurde generell der Zeitraum vom 01. Januar 1999, 10 Uhr bis zum 20. Mai 2016 um 9 Uhr gewählt. Das Ende des Zeitraums markiert den Beginn der Revision an Turbo 2. Dieser Zeitpunkt wurde gewählt damit die Durchschnittswerte aller Maschinen durch den Stillstand einer der drei Turbosätze, nicht unnötig verfälscht werden. Um den Rechenaufwand zu minimieren, wurden die Daten, wenn möglich stündlich erfasst und ausgewertet. Einige Sensordaten konnten jedoch ausschließlich für täglich Werte interpoliert ausgegeben werden. Dies bedeutet nach Abzug fehlerhafter Daten einen Datensatz pro Sensor mit circa 152.200 Daten, bei stündlichen Werten. Unter „fehlerhaften Daten“

sind die Daten zu verstehen, bei denen ein Sensor defekt war oder sich die Daten durch einen Stillstand an der Maschine offensichtlich nicht mehr im kalibrierten Zustand befanden.

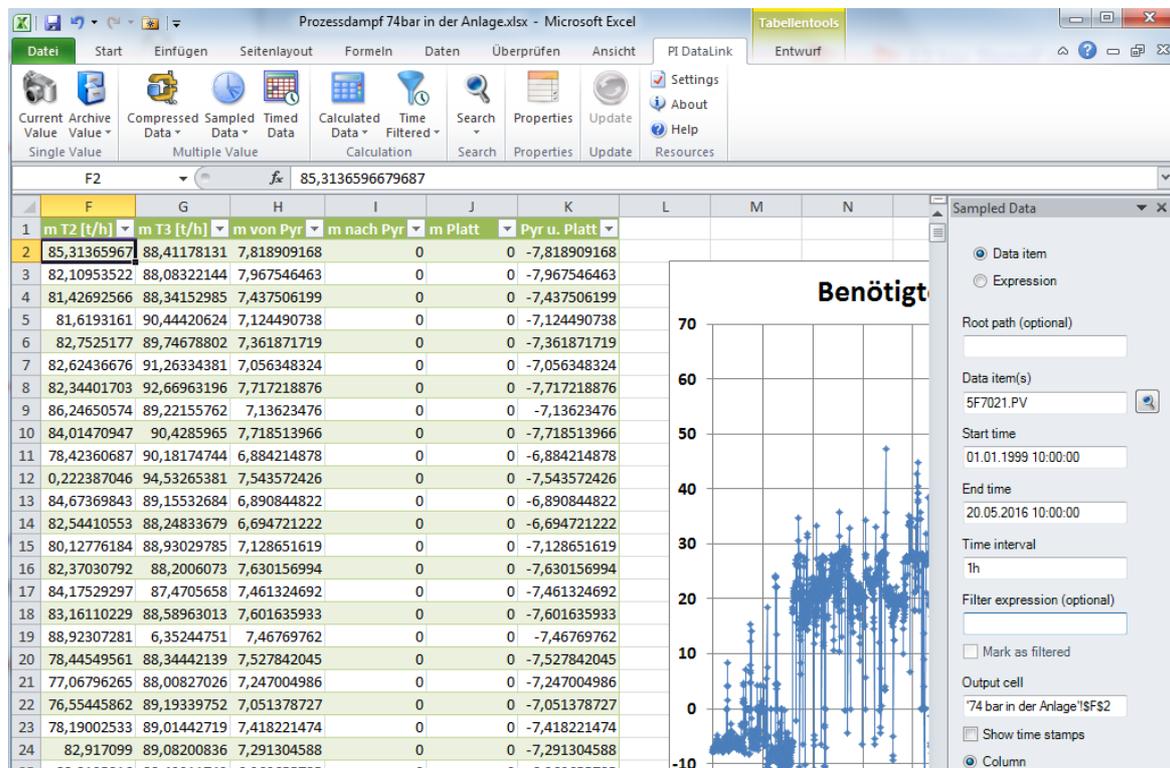


Abbildung III-6 Beispiel für die Erstellung von Daten mittels Excel-AddIn „PI DataLink“

Diese Daten wurden, wenn nachvollziehbar immer per Hand ausgewählt und anschließend gelöscht, um eine Verfälschung der Ergebnisse zu verhindern. Microsoft-Excel ist für die Auswertung solcher Datenmengen das ideale Programm. Mit Hilfe von Microsoft-Excel können Berechnungen in einer definierten, tabellarischen Form übersichtlich und zeitsparend erstellt werden. Die Ergebnisse können in Diagrammen anschaulich dargestellt werden. Zuvor sollte jedoch genau überlegt werden, welche Sensordaten wirklich benötigt werden, bevor eine Datei angelegt und Berechnungen anstellt werden. Ungeachtet einer guten Rechnerleistung, dauert das Erstellen einer Datenreihe für einen Sensor bis zu 5 Minuten. Als günstig für kurze Rechenzeit hat sich erwiesen, wenn für jede Berechnung eine eigene Datei erstellt wurde. Sekundär ist es von Vorteil, wenn die Sensordaten zusammen mit dem Zeitabschnitt in eine neue Datei als „Zahlen“ kopiert werden ohne dabei die Formeln oder weitere Informationen zu übertragen. Diese Vorgehensweise spart sowohl Rechenzeit als auch Speicherplatz und macht es möglich viele Sensordaten in einer Datei zu speichern, sollte dies für eine komplizierte Berechnung (vgl. Kap. V.) erforderlich sein.

Die Diagramme in den folgenden Kapiteln sind mittels Microsoft-Excel und PI-DataLink-AddIn selbstständig erstellt worden.

2. Das Kraftwerk der Raffinerie

Für die notwendige Energieversorgung der Raffinerie sorgt ein eigenes Kombikraftwerk mit Kraft-Wärmekopplung. Es besteht aus drei Hochdruckdampfkesseln mit einer Gesamtleistung von maximal 370 t/h an Dampf bei 74bar und 520°C. 3 Dampfturbinen und eine vorge-schaltete Gasturbine wandeln den Dampf in mechanische Energie um. Das Kraftwerk kann

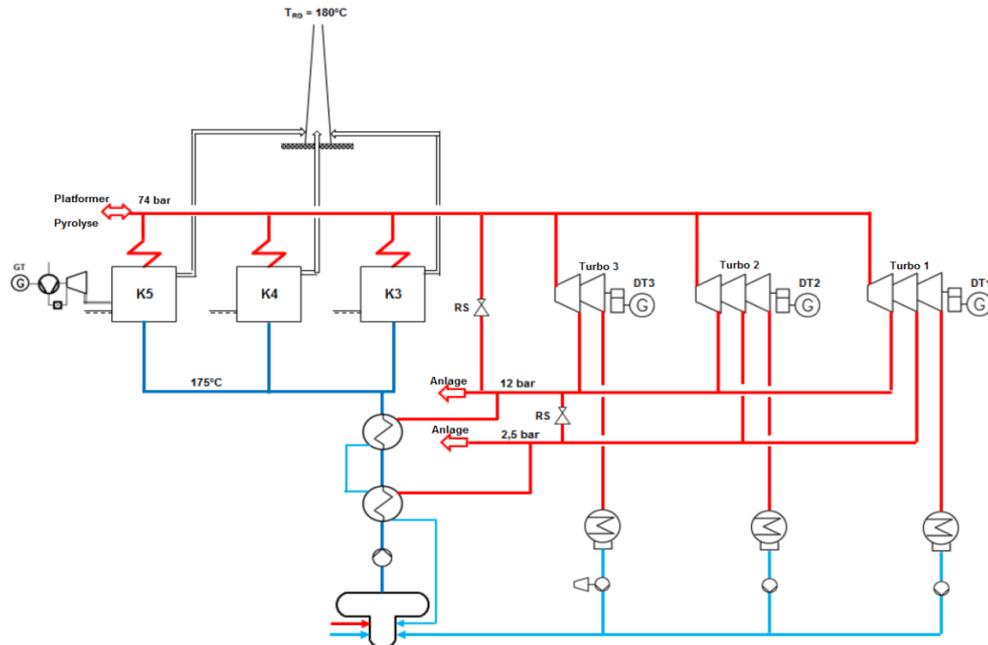


Abbildung III-8: Schema des Kombikraftwerkes

mit Raffineriegas, verdampftem Flüssiggas und schwerem Heizöl betrieben werden und ist für die Verfeuerung von schweren Rückstandsölen eingerichtet. Ausgehend durch das Pro-

jekt zur „Kraftwerkserüchtigung“ wird untersucht, inwieweit es wirtschaftlich möglich ist, das Kraftwerk zukünftig ausschließlich mit Erdgas zu betreiben. Dieses Verfahren würde die Emissionswerte der Anlage drastisch senken. Die Raffinerie benötigt für den Betrieb eine elektrische Leistung von konstant, circa 40MW (siehe Abbildung III-7). Zusätzlich wird Prozessdampf in drei unterschiedlichen Drücken – 2,5bar, 12bar und 74bar für die Produktion benötigt. Da das örtliche Energieversorgungsunternehmen durch die

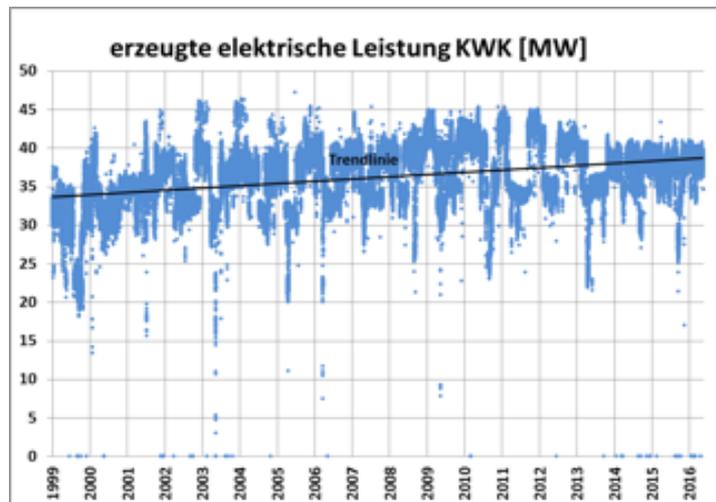


Abbildung III-7: erzeugte elektrische Leistung KWK

Infrastruktur maximal 8MW konstant an die Anlage liefern kann, wurde bereits 1963 ein eigenes Kraftwerk errichtet. Nach einigen Modernisierungen kann das Kraftwerk momentan eine maximale elektrische Leistung von etwa 50MW bereitstellen. Dies ist jedoch abhängig von Witterungseinflüssen. Das Kraftwerk dient als Versorger der Raffinerie und ist verantwortlich für die Bereitstellung der benötigten Energie. Um die Netzstabilität zu gewährleisten wird in der Regel mehr Energie erzeugt als von der Anlage benötigt wird. Das Kraftwerk arbeitet im Verbund mit dem örtlichen Energieversorger, in dessen Netz überschüssige elektri-

sche Energie eingespeist wird, bzw. wenn erforderlich entnommen werden kann. Die erzeugte gesamte elektrische Leistung ist in Abbildung III-7 dargestellt. Wie aus der Abbildung ersichtlich ist liegt die momentan von der Raffinerie benötigte Leistung bei circa 40MW. Dieser Verbrauch ist seit 1999 stetig gestiegen, wie die berechnete Trendlinie in der Abbildung deutlich zeigt. Die Steigung beträgt 0,298 MW pro Jahr. Mit einer entsprechenden Zunahme sollte auch für die kommenden Jahre kalkuliert werden.

Im Diagramm zeichnet sich ein Unterschied im Energiebedarf zwischen Sommer und Winter ab. Aus diesem Grund wurde ein weiteres Diagramm (Abbildung III-9) mit jährlich getrennten Werten erfasst und ein Mittelwert für die Jahre 1999 bis 2015 berechnet. Die Ursache für den um bis zu 5MW geringeren Verbrauch im Sommer ist in den jährlichen Raffineriestillständen zu suchen, die bevorzugt in den Monaten April bis November an großen Teilen der Anlage geplant und durchgeführt werden. Im Vergleich zu anderen europäischen Raffinerien kann die Raffinerie Heide durchaus als „klein“ bezeichnet werden. Die entsprechend „großen“ Raffinerien planen Ihre Stillstände in der Regel immer im Frühjahr oder Herbst, daher steht der Raffinerie Heide in diesem Zeitraum wenig fachlich, geschultes Personal in ausreichender Anzahl zur Verfügung. Als Vergleich für eine Größenordnung - im Stillstand 2016 wurde das Unternehmen während des dreiwöchigen Stillstandes von etwa 850 Mitarbeitern aus externen Unternehmen unterstützt.

In den Sommermonaten benötigt die Raffinerie zusätzliche Kühlanlagen. In der Pyrolyse werden beispielsweise Kühlaggregate mit einem durchschnittlichen Energieverbrauch von insgesamt 5,5MW betrieben. Entsprechend wird im Sommer generell mehr elektrische Energie benötigt. Wartungsarbeiten und Stillstände innerhalb dieser Zeit wirken sich so positiv auf den Verbrauch aus.

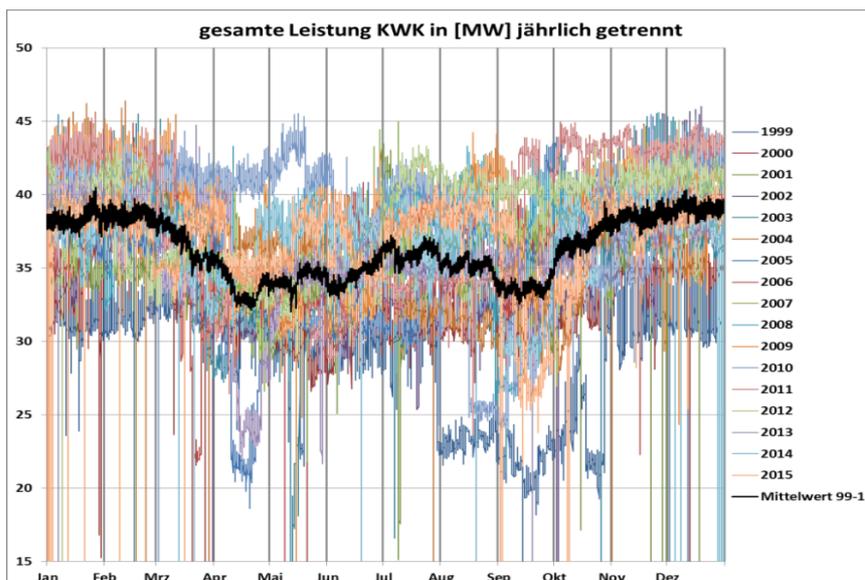


Abbildung III-9: erzeugt Leistung im Kraftwerk nach Jahren getrennt

Um die Raffinerie mit der benötigten Leistung zu versorgen, befinden sich, wenn möglich, alle drei Dampfturbinen auf Teillastbetrieb. Da die Gasturbine abhängig von den Umweltgegebenheiten, wie Außentemperatur und -druck ist, befindet diese sich in der Regel in Grundlastbetrieb. Für den Fall einer Revision oder eines ungeplanten Stillstandes an einem Turbosatz, müssen die anderen Turbosätze diese Last abfangen.

AUSLEGUNGSDATEN:	Turbo 1	Turbo2	Turbo3	Gasturbine
Frischdampfmenge [t/h]	100	100	100	-
Elektrische Leistung [MW]	13,5	13,5	13	10,45
Hersteller	Siemens	Siemens	B+V	Alstom

Tabelle 2: Auslegungsdaten der Turbosätze im Kraftwerk

Wie in der Tabelle 2 deutlich wird, stehen der Anlage unter besten Bedingungen 50,45 MW an elektrischer Leistung zur Verfügung. Bei durchschnittlich 40MW, die die Raffinerie benötigt, muss bei Abschaltung eines Turbosatzes bereits Energie aus dem Versorgernetz entnommen werden. Problematisch daran ist die Begrenzung einer Entnahme auf konstant maximal 8MW. Diese Begrenzung ist bedingt durch die Infrastruktur des örtlichen Energieversorgers.

Sollte bei einer Revision eine weitere Maschine ungeplant ausfallen, ist unverzügliches Handeln durch das Personal erforderlich. Zudem müssen zwingend alle Anlagen in der Raffinerie abgeschaltet werden auf die der Betrieb kurzfristig verzichten kann ohne dabei ein Produkt oder eine Anlage nachhaltig zu beschädigen. Für solche Vorkommnisse existieren bereits komplexe Abschaltpläne. Zusätzlich ist die jeweilige Marge eines Produktes zum jeweiligen Zeitpunkt zu berücksichtigen für die Wirtschaftlichkeit einer Abschaltung.

Ein solcher Zwischenfall, bei dem zwei Energieerzeuger parallel stillstanden, ist bereits mehrmals in der Vergangenheit vorgekommen. Zur Verdeutlichung, welche Auswirkungen ein solcher Zwischenfall zur Folge hat, wurde in Abbildung III-10 der längste Ausfallzeitraum, der durch die Sensoren

dokumentiert wurde, dargestellt. Am Beispiel, wird deutlich wie sehr ein funktionierender Betrieb der Raffinerie vom Kraftwerk abhängt. Am 16. August 2010 fiel die Gasturbine während einer Revision an Turbosatz 2 durch erhöhte Schwingungen aus. Im laufenden Betrieb hatte sich eine Schaufel vom Läufer gelöst. Daraufhin mussten Teile der Raffinerie abgefahren werden, um den Bedarf an elektrischer Energie zu senken. Zu diesem Zeitpunkt war die Inbetriebnahme der Gasturbine nicht mehr möglich und konnte erst am 06. Dezember 2010 nach langen Revisionsarbeiten erfolgen. Daher wurde die Revision am Turbo 2 so schnell wie möglich beendet, sodass dieser am 05. September 2010 vorzeitig angefahren werden konnte. Bis zu diesem Zeitpunkt mussten Teile der Raffinerie abgeschaltet bleiben. Aus der Abbildung lassen sich jedoch noch weitere Rahmenbedingungen erkennen. Zum einen wird deutlich welche maximale Entnahmemenge aus dem Netz des Energieversorgers möglich ist. Zum anderen ist ersichtlich, dass Turbo 3 (grüne Linie) ungleichmäßiger elektrische Energie erzeugt, im Vergleich zur Gasturbine (vor dem Ausfall) und Turbo 1. Die Ursache hierfür wird im Kapitel IV. erläutert.

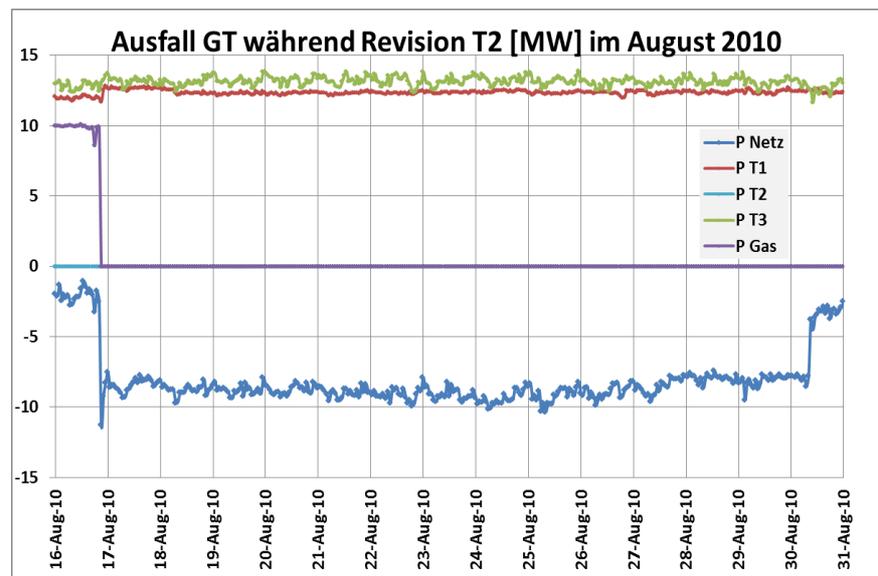


Abbildung III-10: Ausfall der Gasturbine während der Revision Turbo2 im August 2010

weiteren Rahmenbedingungen erkennen. Zum einen wird deutlich welche maximale Entnahmemenge aus dem Netz des Energieversorgers möglich ist. Zum anderen ist ersichtlich, dass Turbo 3 (grüne Linie) ungleichmäßiger elektrische Energie erzeugt, im Vergleich zur Gasturbine (vor dem Ausfall) und Turbo 1. Die Ursache hierfür wird im Kapitel IV. erläutert.

3. Prozessdampf für die Raffinerie

Das Kraftwerk wird nicht nur zur Versorgung mit elektrischer Energie benötigt, genauso wichtig für die Produktion ist die Versorgung mit Prozessdampf. Die dafür vorhandenen drei Hochdruckdampfkessel versorgen in erster Linie die Dampfturbinen. Nach der Hochdruckstufe besitzen alle drei Turbinen eine Entnahme für 12 bar Prozessdampf. Die beiden Siemens-Turbinen besitzen zusätzlich nach der Mitteldruckstufe jeweils eine zweite Entnahme für 2,5 bar Prozessdampf. Diese drei unterschiedlichen Dampfnetze werden in der Raffinerieanlage unter anderem zur Beheizung und zum Antrieb für Verdichter und Pumpen über Turbinen

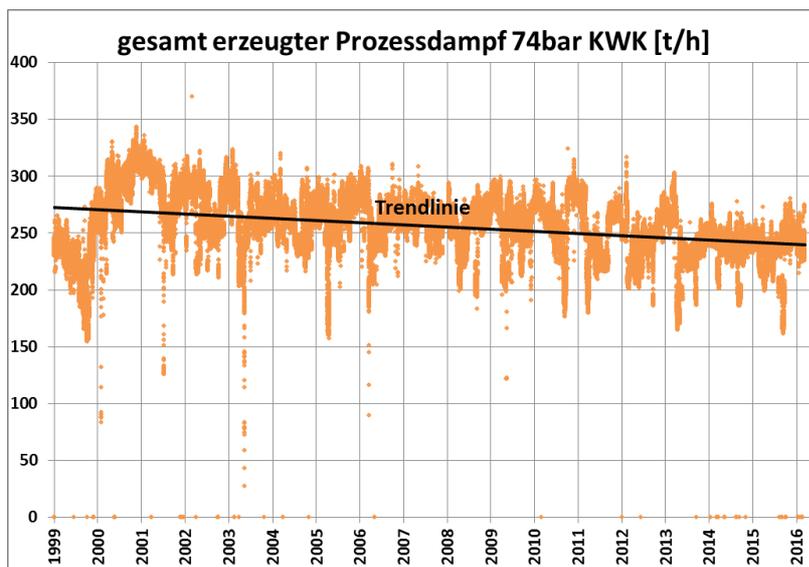


Abbildung III-11: erzeuater Prozessdampf 74bar

benötigt. Abbildung III-11 zeigt den durch das Kraftwerk insgesamt erzeugten Prozessdampf bei 74 bar. Bemerkenswert ist hierbei der konstant fallende Trend. Im Jahr 2000 lag der Verbrauch noch bei über 300 t/h. Momentan liegt er bei unter 250 t/h. Diese Verringerung ist auf eine ständige Optimierung der Anlage zurückzuführen. Dabei wurde die Steigung der Trendlinie zu $-1,915$ t/h pro Jahr berechnet. Das Maximum im Jahr 2000/2001 ist auf die

Inbetriebnahme des Hydrocrackers zurückzuführen. Man erkennt auch, dass die maximale Dampfleistung von 370 t/h nicht annähernd ausgeschöpft wird. Die Dampfturbinen werden auf Teillast betrieben benötigen entsprechend nicht einmal die maximal, ausgelegte Frischdampfmenge von 300 t/h für alle drei Dampfturbosätze.

Zusätzlich wird der 74 bar Prozessdampf in der Raffinerie zur Versorgung der Pyrolyse und des Platformers benötigt. In Abbildung III-12 wurden der von der Raffinerie benötigte Prozessdampf an den einzelnen Anlagen erfasst und die jeweiligen Trendlinien eingefügt. Dabei ist die Pyrolyse durch ihren eigenen Kessel auch in der Lage, je nach Fahrweise und Betriebszustand 74bar Prozessdampf in die Dampfleitung einzuspeisen. Der Dampfverbrauch durch die Pyrolyse ist mit durchschnittlich 1 t/h als gering einzuschätzen.

Der Bedarf der Prozessdampfmenge im Platformer liegt im Jahr 2015 bei durchschnittlich 30 t/h. Dabei ist der Bedarf in den vergangenen Jahren stetig gestiegen, von anfänglich 26,5t/h im Jahr 2000, bei der Inbetriebnahme, auf bis zu 31 t/h aktuell. Die Dampfmenge die von der Pyrolyse aufgenommen wurde, sinkt leicht im Trend. Jedoch gibt es auch Peaks in denen die Pyrolyse über 25 t/h an Prozessdampf benötigt. Diese Peaks sind im Zeitraum von 16 Jahren jedoch überschaubar und könnten durch die vorherige Planung und Steuerung der Anlage vorab abgefangen werden.

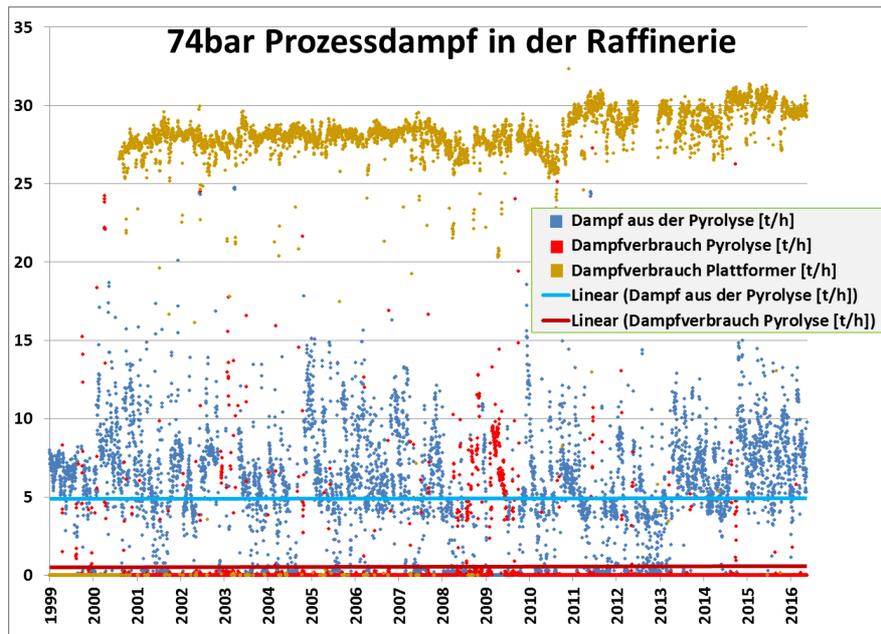


Abbildung III-12: 74 bar Prozessdampf vom Kraftwerk an die Anlagen

Die Prozessdampfmenge, die von der Pyrolyse abgegeben wurde, bleibt im Trend konstant über den Zeitraum. Sie liegt im Schnitt bei 5 t/h, ist dabei jedoch sehr gestreut, da die Dampferzeugung in der Pyrolyse stark Prozessabhängig ist. Die Temperatur des 74 bar Dampfes aus der Pyrolyse liegt im Durchschnitt bei $455,31^{\circ}\text{C}^2$ und damit weit unterhalb der für die Turbinen benötigten Frischdampftemperatur von 510°C . Dieses Problem wurde bereits im Dezember 2011 festgestellt und analysiert.

In Abbildung III-13 wird der gesamte von der Anlage benötigte Prozessdampf bei 74 bar dargestellt.

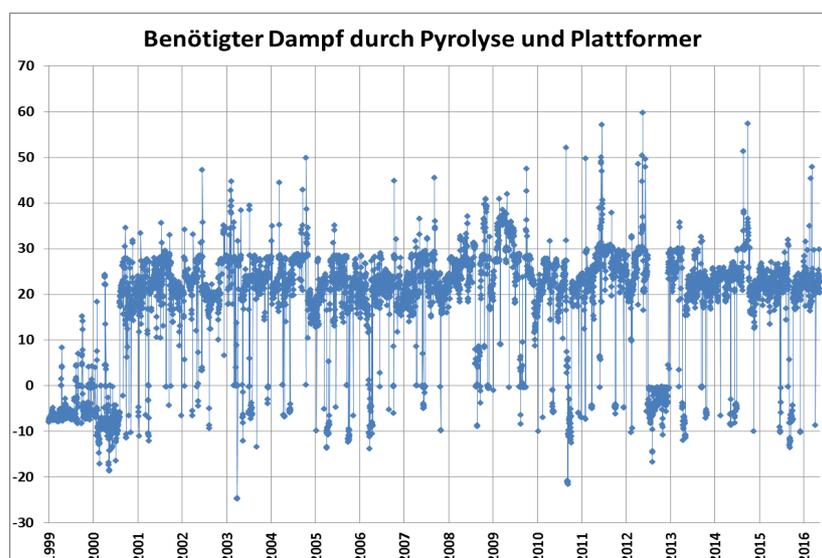


Abbildung III-13: benötigter Prozessdampf bei 74bar in Pyrolyse und Plattformen

Dabei wurde berücksichtigt, welche Mengen an Dampf von der Pyrolyse eingespeist, bzw. von der Pyrolyse und dem Plattformen entnommen wurden. Wie bereits aus der vorherigen

² Alle Durchschnittswerte wurden aus dem ROCRED-System in einem Zeitraum vom 01.01.1999 bis zum 20.05.2016 für tägliche Durchschnittswerte des jeweiligen Sensors ermittelt

Abbildung ersichtlich ist, werden im Schnitt etwa 25 t/h an Dampf vom Kraftwerk geliefert. Erkennbar ist weiterhin, dass vereinzelte Zeitpunkte existieren, wo bis zu 60 t/h an Dampf zur Versorgung erforderlich waren (20.06.2011; 21.05.2012; 02.10.2014). Hingegen gab es Zeitpunkte an denen 20t/h an Dampf an das Kraftwerk geliefert wurden (28.03. bis 01.04.2003; 08.09 bis 13.09.2010). Jedoch sind auch diese Zeiträume überschaubar und können durch eine gute Planung und Steuerung vorab definiert und für den Betrieb günstig gesteuert werden.

Im Platformer wird der Prozessdampf zum Antrieb der Wasserstoff-Kolbenverdichter benötigt. Diese Verdichter werden mit jeweils einer Siemensturbine (Turbinentyp HG 25/16, interne Bezeichnung: H-0228-PCT-302A) angetrieben, wobei jeweils nur ein Verdichter in Betrieb ist. Die Maximalleistung der Turbine PCT-302A beträgt 3.412 kW. Die Turbine ist ausgelegt für einen Frischdampfdruck von 73 bar bei einer Frischdampf Temperatur von 510 °C. Die Kolbenverdichter dienen dazu Wasserstoff, der für den Betrieb des Hydrocrackers benötigt wird, von 6,5 bar auf 35 bar zu verdichten. Bereits 2011 war die Befürchtung, dass die Turbine bei Unterschreitung der Betriebsparameter, durch den Prozessdampf aus der Pyrolyse, Schaden nimmt. Herr Thomas Klein, Mitarbeiter der Siemens AG berechnete auf Nachfrage, dass mit Frischdampfparametern von 71,5bar abs. und 420°C für die Turbine „keine negativen Auswirkungen zu erwarten“³ sind.

Entsprechend ist es möglich den Prozessdampf aus der Pyrolyse ohne weiteres zum Antrieb von PCT_302_A einzusetzen. Die Pyrolyse liefert im Mittel 5 t/h Dampf für die Anlage, womit sich die benötigte Prozessdampfmenge am Platformer auf 25 t/h Prozessdampf reduziert. In Annahme, dass die Dampfleitungen adiabat arbeiten, wird aus dem Kraftwerk 25 t/h an Dampf mit durchschnittlich 516,94°C und 5 t/h aus der Pyrolyse mit durchschnittlich 455,31°C geliefert. Rechnerisch ist eine Frischdampf Temperatur von durchschnittlich 506,67°C vorhanden. Die tatsächliche durchschnittliche Frischdampf Temperatur vor PCT_302_A beträgt laut Sensor: 469,52°C. Dies verdeutlicht wieviel Wärme in der Anlage verloren geht, bis der Prozessdampf den Platformer erreicht.

Es werden gegenwärtig Überlegungen angestellt, wie in Zukunft anstelle eines Turboantriebes für den Kolbenverdichter ein elektrischer Antrieb eingesetzt werden könnte. Somit könnte auf die 74 bar Prozessdampfversorgung verzichtet werden. Diese Überlegung gab es bereits in der Planung der Anlage, jedoch hat sich die Raffinerie für den Turboantrieb entschieden, da ein E-Motor in dieser Größenordnung ein Gewicht von schätzungsweise 35t aufweist. Für eine derartig schwere Maschine ist jedoch kein Fundament in der Anlage vorhanden. Dieses Fundament müsste zunächst gebaut werden. Aus diesem Grund hat sich die Raffinerie in der Planung des Platformers für einen leichteren Turboantrieb entschieden. Ein weiteres Problem mit einem elektrischen Antrieb wäre die fehlende Infrastruktur, um die benötigte Mehrleistung an elektrischer Energie zu liefern. Eine derartige Überlegung ist einzig bei Anschaffung einer autarken Gasturbine in der Anlage sinnvoll. Da eine Gasturbinenanlage die benötigte Mehrleistung an elektrischer Energie erzeugen und die Abhitze in einem, in der Anlage vorhandenen Öfen, gewinnbringend nutzen kann. Diese Feststellung ist nicht Mittelpunkt der Untersuchung und wird nur aufzählend genannt, damit ein Verständnis für die Komplexität der Anlage gewonnen werden kann.

³ Email von: Herrn Thomas Klein (kleinthomas@siemens.com) vom: Dienstag, 3.Januar 2012 12:48 an: Klaus-Peter Steinberg mit dem Betreff: „AW:T8591 Heide“

Im Vorfeld sind bereits mehrere Studien zur „Zukunft des Kraftwerkes“ durch die Raffinerie Heide durchgeführt worden. Bereits im Juli und Oktober 2012 gab es jeweils einen Workshop durch die REINSTEIN GmbH mit den Zielen Optimierungspotential im derzeitigen Prozessaufbau zu identifizieren und Optionen als Grundlage zur Diskussion aufzuzeigen. Dabei wurden bereits mehrere mögliche Varianten zur Optimierung analysiert und eine Priorisierung durch die Raffinerie vorgenommen. Im Hinblick auf Wirtschaftlichkeit, Investitionskosten, Verfügbarkeit und Platzbedarf, hat sich dabei eine Variante besonders herausgebildet, die es im Folgenden zu untersuchen gilt.

4. Aufgabenstellung für die Untersuchung

Ziel der Untersuchung ist es, die drei Turbosätze im Kraftwerk zu vergleichen und zu ermitteln, welche der drei Turbosätze aufgrund der Instandhaltungskosten am unwirtschaftlichsten für die Raffinerie arbeitet. Mit der Auswertung wird die Restlebenszeit der Maschine ermittelt. Diese Prognose dient als Empfehlung für die zukünftige Instandhaltung oder für eine Ersatzbeschaffung. Folgende Evaluierungskriterien wurden dazu bereits vorab von der Raffinerie festgelegt:

- ständiger Betrieb der Raffinerie (Stillstände nur an einzelnen Produktionsanlagen)
- Versorgungssicherheit elektrische Energie
- Versorgungssicherheit Dampf 12 bar
- Versorgungssicherheit Dampf 2,5 bar
- Stromeigenerzeugung
- bevorzugt Stromexport statt –import
- maximale Stromentnahme aus dem Netz von maximal 8 MW konstant möglich
- Effizienzsteigerung

Die Gasturbine und die weiteren Anlagen im Kraftwerk definieren die Rahmenbedingungen und werden für die Untersuchung ausschließlich als unveränderlich betrachtet.

Die Möglichkeit eine weitere Gasturbine anzuschaffen und damit die Kapazitäten zu erweitern, wurde im Vorfeld durch die Untersuchung „Einsatz gebrauchte Gasturbine“ am 25. Oktober 2011 verworfen. Die ausschlaggebenden Gründe dafür waren:

- schlechte Platzverhältnisse im Kraftwerk
- ein weiterer Kessel muss für die Abhitzenutzung umgebaut werden
- Gleichzeitiger Betrieb von 5 Generatoren ist aus Kurzschlussgründen nicht möglich (3 Dampfturbos plus 2 GTs)

Parallele Untersuchungen zu einer möglichen anderen Anlagenkonfiguration werden nicht berücksichtigt. Es werden ausschließlich die drei Dampfturbosätze betrachtet.

Aktuell plant und baut der Netzbetreiber TenneT TSO GmbH an der Westküste Schleswig-Holsteins eine rund 120 Kilometer lange 380-kV-Stromleitung. Diese Stromleitung soll dienen an der Küste erzeugten Windstrom in Richtung Süden abzutransportieren. Die Inbetriebnahme erfolgt voraussichtlich 2018. Da in der Nähe der Raffinerie Heide eine Umspannstation errichtet werden soll, würden sich damit die Bedingungen für einen wirtschaftlichen Stromeinkauf verändern. Auch würde sich die Infrastruktur positiv verändern, was eine höhere Leistungsentnahme aus dem Netz ermöglichen könnte. Diese Pläne sind aktuell noch nicht belastbar und können somit nicht miteinbezogen werden. Die geplante Umspanneinrichtung wird an dieser Stelle erwähnt damit anschließende Untersuchungen dieses Thema einbeziehen.

IV. Die Dampfturbinen

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Funktionsweise der drei Turboaggregate erläutert. Dazu werden zunächst die Auslegungsdaten der Maschinen tabellarisch gegenübergestellt. Die Daten entstammen der Dokumentation der Maschine und wurden in den Jahren 1960 bis 1963 für das damalige DEA Werk festgelegt. Im ANHANG A bis ANHANG F sind die wichtigsten Unterlagen zu finden.

Turbinen:	T1 und T2	T3
Hersteller:	Siemens	Blohm + Voss
Typ:	Topf 1315	TL IV und KT OI
Gleichdruckturbine :	2-geh. 2-fach Ent.-Kon.-Turbine	2-geh. 1-fach Ent.-Kon.-Turbine
Baujahr:	1962	1962 – Gegendruckturbine
Leistung:	13.500 kW	13.000 kW
Stufenanzahl HD:	16 + 1	11 + 1
Stufenanzahl MD:	7 + 1	-
Stufenanzahl ND:	7 + 4	14 + 1
Turbinendrehzahl:	6.000 U/min	7.520 U/min
Schnellschlußdrehzahl:	6.550 U/min	8.400 U/min
Krit. Drehzahl 1.Ordnung:	-	HD-Teil: 9.304 U/min
	-	ND-Teil: 11.796 U/min
Turbinedaten:		
Dampfeintrittsdruck (abs.):	73 bar	74 bar
Dampfeintrittstemperatur:	515°C	510°C
Entnahmedampfdruck 1 (abs.):	13 bar ± 1 bar	13 bar
Entnahmedampftemperatur:	-	290 – 311 °C
Entnahmedampfmenge:	10 bis 70 t/h	bis 83 t/h
Entnahmedampfdruck 2 (abs.):	4 bar ± 1 bar	-
Entnahmedampftemperatur:	°C	-
Entnahmedampfmenge:	5 bis 40 t/h	-
Kühlwassereintrittstemperatur:	25 °C	29 °C
Kondensatordruck:	0,11 bar	0,15 bar
Abdampftemperatur:	-	49°C max. 200°C
Leistungsdaten, abhängig von der Entnahme:		
Leistung an der Kupplung:	13.500 kW	13.150 kW
Entnahme Menge:	E1: 30 t/h, E2: 12,5 t/h	52 t/h
Dampfverbrauch:	55 t/h	81,5 t/h
Leistung an der Kupplung:	-	13.150 kW
Entnahme Menge:	-	83 t/h
Dampfverbrauch:	-	100 t/h
Leistung an der Kupplung:	-	12.400 kW
Entnahme Menge:	-	56 t/h
Dampfverbrauch:	-	81,5 t/h
Getriebe		
Fabrikat:	Siemens	Renk
Typ:	TB 60 A	T 64 b So
Drehzahl:	6.000 / 3.000 U/Min	7.500 / 3.000 U/Min
Drehstrom-Synchron-Generator		
Fabrikat:	Siemens	Siemens
Typ:	FT 470/51-2	FT 470/51-2

Tabelle 3: Auslegungsdaten der drei Turbosätze

1. Beschreibung der Turbosätze 1 und 2 von Siemens

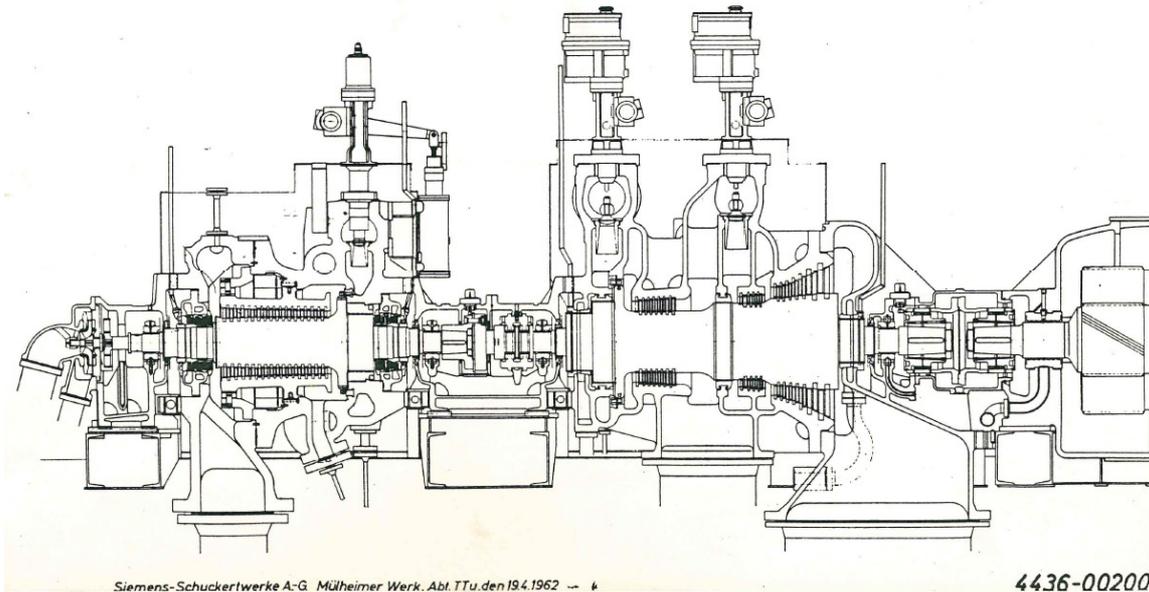


Abbildung IV-1: Schnitzzeichnung der Turbine 1 (Siemens) 1962

Die Turboaggregate 1 und 2 sind als zweigehäusige axiale Kondensationsturbinen in vielstufiger Reaktionsbauart mit wärmeelastisch, aufgehängten Leitschaufelträgern ausgeführt. Für Produktionszwecke kann aus dem Entnahmestutzen der Überströmleitung, Prozessdampf mit den Drücken 13 bar (abs.) und 4 bar (abs.) entnommen werden. Der jeweilige Entnahmedampf gelangt über ein Entnahme-Schnellschlussventil in das Dampfnetz des Betriebes. Durch zwei kombinierte Schnellschlussventile strömt der Frischdampf in das Regelventilgehäuse der HD-Turbine und von dort durch 6 Düsengruppenventile in das Innere der Turbine. Die HD-Turbine besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 16-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Über eine Dampfüberführungsleitung strömt der Dampf in das MD-Regelventilgehäuse der MD-Turbine und von dort aus durch 2 Düsenventile in den MD-Teil. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 7-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen). Am Austritt MD-Teil strömt der Dampf über eine Dampfüberführungsleitung in das ND-Regelventilgehäuse der ND-Turbine und von dort durch 2 Düsenventile in den ND-Teil. Dieser besteht aus einer 14-stufigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 7-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen). Der Abdampf wird anschließend direkt in den Oberflächen-Kondensator abgeführt und dort niedergeschlagen.

2. Beschreibung des Turbosatzes 3 von Blohm und Voss

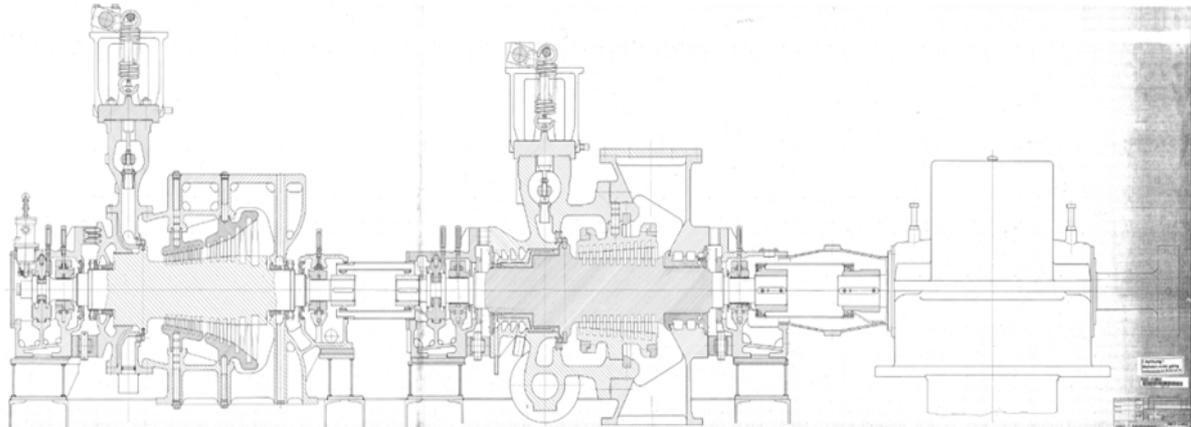


Abbildung IV-2: Schnittzeichnung der Turbine 3 (Blohm+Voss) 1972

Der Turbinensatz vom Hersteller Blohm+Voss ist als zweigehäusige Einfach-Entnahme-Kondensationsturbine in vielstufiger Reaktionsbauart mit wärmeelastisch, aufgehängten Leitschaufelträgern ausgeführt. Für Produktionszwecke kann aus dem Entnahmestutzen der Überströmleitung zwischen HD- und ND-Turbine Prozessdampf entnommen werden. Der Entnahmedampf gelangt über ein Entnahme-Schnellschlussventil in das Dampfnetz des Betriebes. Der Entnahme-Dampfdruck wird von dem B+V-Verbund-Regler in Verbindung mit einem ASKANIA-Druckregelwerk konstant gehalten.

Durch zwei kombinierte Anfahr-Schnellschlussventile strömt der Frischdampf in das Regelventilgehäuse der HD-Turbine und von dort durch 5 Düsengruppenventile in das Innere derselben. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 11-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Über eine nach oben abgehende Dampfüberführungsleitung strömt der Dampf in das ND-Regelventilgehäuse der ND-Turbine und von dort durch 5 Düsengruppenventile in den ND-Teil. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 14-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Der Abdampf wird anschließend direkt in den Oberflächen-Kondensator abgeführt und dort niedergeschlagen.

3. Reduzierstationen

Es sind eine elektrisch betätigte Siemens-Reduzierstation von 72 bar(abs.) auf 12 bar(abs.) sowie dieselbe von 12 bar(abs.) auf 3 bar(abs.) vorhanden. Diese beiden Reduzierstationen sind mit einem Schnellgang ausgerüstet. Die Umschaltung auf Schnellgang erfolgt durch ein Differenzialquotienten-Messwerk, das auf Druckabfall in einer bestimmten Zeiteinheit anspricht (dp/dt). Die Laufzeit bis zum maximalen Dampfdurchsatz beträgt 6 Sekunden. Die Reduzierstationen sprechen an, wenn die Dampfdrücke um 0,2bar unter die von den Turbinen-Entnahmedruckreglern gehaltenen Drücke absinken. Die Reduzierstation sollten in der Lage sein, bei Ausfall einer Turbine den Druckabfall in den Dampfnetzen vor Erreichen der unteren 11bar(abs.)- bzw. 2bar(abs.)-Grenze abzufangen und auf den Sollwert konstant zu halten.

4. Turbinenüberwachung

Die Turbine 3 ist mit einer mechanisch/elektrischen Axialschubüberwachung ausgerüstet, mit Voralarm und Abschaltung.

In den Jahren 1982 bis 1984 wurde eine elektronische Axial Schubüberwachung bei den Turbinen 1 und 2 im Kraftwerk mit 2-aus-3-Meldungen eingerichtet. Diese Einrichtung sollte nach einer Probezeit von 1-2 Jahren als Alarmeinrichtung dienen und bei erkannter Betriebssicherheit auf Abschaltung der Turbine geschaltet werden.

V. Verluste und Wirkungsgrad bei Dampfturbinen

Ziel der Wirkungsgrad-Betrachtung ist es den Zustand der einzelnen Turbinen besser zu beurteilen, um daraus eine Prognose für den bestehenden und irreparablen Verschleiß abzuleiten. Daher wurde mittels der existierenden Daten aus dem firmeneigenen Programm „RocRed“ eine Analyse erstellt, bei der jeweils der gesamte Turbosatz im Verlaufe der Zeit zwischen den Revisionen betrachtet wurde.

1. Grundlagen für eine Bilanzierung

Grundlage für jede Bilanzierung (Hans Dieter Baehr, 2006), (Zahoransky, 2015) einer Arbeitsmaschine ist der 1. Hauptsatz der Thermodynamik, dieser ist eine besondere Form des Energieerhaltungssatzes der Mechanik. Der erste 1.Hauptsatz sagt aus, dass Energien ineinander umwandelbar sind, aber nicht gebildet, bzw. vernichtet werden können.

Die Bilanz für ein instationäres System, bei dem sowohl Masseinhalt als auch Energieinhalt sich zeitlich ändern, lautet:

$$\frac{dE_{sys}}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i + \sum_j \dot{W}_{tech,j} + \sum_{zu} \dot{m}_{zu} \left(h_{zu} + g \cdot z_{zu} + \frac{1}{2} c_{zu}^2 \right) - \sum_{ab} \dot{m}_{ab} \left(h_{ab} + g \cdot z_{ab} + \frac{1}{2} c_{ab}^2 \right)$$

Dabei ist:

- $\frac{dE_{sys}}{dt}$ die zeitliche Änderung der inneren Energie des Systems.
- \dot{Q}_j der Wärmestrom über die Systemgrenze.
- $\dot{W}_{t,j}$ der Arbeitsstrom (technische Arbeit) über die Systemgrenze.
- \dot{m}_{zu} der Massenstrom in das System.
- \dot{m}_{ab} der Massenstrom aus dem System.
- h die spezifische Enthalpie.
- $g \cdot z$ die spezifische potentielle Energie (z = Höhe über dem Bezugsniveau, g = Erdbeschleunigung).
- $\frac{1}{2} c^2$ die spezifische kinetische Energie (c = Geschwindigkeit).

Als Sonderfall und zur Vereinfachungen kann man für den stationären Prozess eines Turbosatzes annehmen, dass sowohl der Massestrom als auch die zeitliche Änderung der inneren Energie des Systems gleichbleibt:

$$\dot{m}_{zu} = \dot{m}_{ab} = \dot{m} \quad \text{und} \quad \frac{dE_{sys}}{dt} = 0$$

Daraus folgt:

$$0 = \dot{Q} + \dot{W}_{tech} + \dot{m} \left(h_{zu} - h_{ab} + g \cdot z_{zu} - g \cdot z_{ab} + \frac{1}{2} c_{zu}^2 - \frac{1}{2} c_{ab}^2 \right)$$

Unter der Annahme, dass von der Turbine an die Umgebung keine Wärme abgegeben wird, diese also adiabat arbeitet ($\dot{Q} = 0$), gilt entsprechend:

$$P = \dot{W}_{tech} = \dot{m} \left(h_{ab} - h_{zu} + g \cdot z_{ab} + g \cdot z_{zu} + \frac{1}{2} c_{ab}^2 + \frac{1}{2} c_{zu}^2 \right)$$

Dabei ist P die Wellenleistung der Maschine, die dann über die Kupplung an den Generator abgegeben wird. Da in der Thermodynamik vom System abgegebene Energien negativ definiert sind, wird die Leistung einer Turbine negativ. In der Praxis wird in der Regel das Vorzeichen gewechselt (Hans Dieter Baehr, 2006). In vereinfachten Berechnungen werden die äußeren Energien vernachlässigt, da Turbineneingang und der Turbinenausgang dieselbe Höhe besitzen, entfällt folglich die potentielle Energie.

Bei bekannten Zuständen am Eintritt und Austritt können auf der Grundlage die spezifische Leistung direkt als Ordinatendifferenz aus dem h-s-Diagramm abgelesen werden.

2. Wirkungsgrade, Enthalpiedifferenzen, Dampfdurchsatz, Leistung

Der Wirkungsgrad einer Anlage ist eine dimensionslose Größe und beschreibt das Verhältnis der nutzbar gemachten Energie zur zugeführten Energie. Vor dem Hintergrund, dass in einer Turbine keine Energie gespeichert wird, kann auch mit der Leistung gerechnet werden. Dies entspricht dem Verhältnis der Nutzleistung P_{Nutz} zur zugeführten Leistung P_{zu} . Der Wirkungsgrad wird mit dem griechischen Buchstaben η (eta) bezeichnet.

Weiterhin können Wirkungsgrade auch über das Verhältnis zwischen der abgeführten Wärme Q_{ab} und der zugeführten Wärme Q_{zu} berechnet werden.

$$\eta = \frac{E_{ab}}{E_{zu}} \quad \text{bzw.} \quad \eta = \frac{P_{Nutz}}{P_{zu}} \quad \text{bzw.} \quad \eta = \frac{Q_{ab}}{Q_{zu}}$$

Das Verhältnis kann einen Wert zwischen 0 bis 1 annehmen, dieser wird dann in der Regel in Prozent angegeben.

Für den unterkritischen Dampfkraftprozess in einem Kraftwerk gilt folgender idealer Clausius-Rankine-Kreisprozess (Zahoransky, 2015):

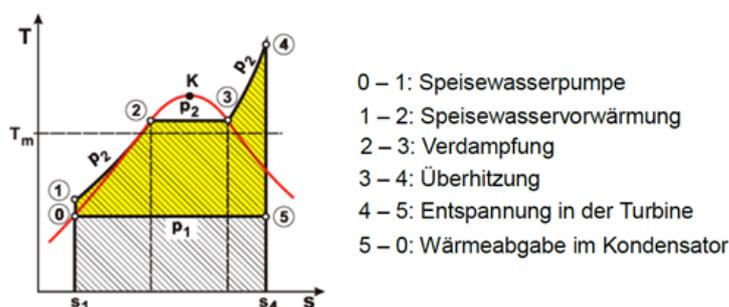


Abbildung V-1: der Dampfkraftprozess im T-S-Diagramm

Im Dampferzeuger wird die chemische Energie des Brennstoffes durch Verbrennung in Wärmeenergie umgewandelt. Die Wärme überträgt sich auf die Rohrleitungen im Dampferzeuger, durch die das Arbeitsmittel Wasser fließt. Das Wasser erwärmt sich, beginnend bei Umgebungstemperatur, und verdampft. Dieser Vorgang ist wiederum im T-S-Diagramm (Abbildung V-1) eingetragen. Die Erwärmung des Wassers entspricht den Punkten ① nach ②, die Verdampfung den Punkten ② nach ③. Um möglichst viel Wärme in mechanische Arbeit umwandeln zu können, wird der Dampf überhitzt (Punkte ③ nach ④).

Die in Abbildung V-1 gezeigte Kurve ist zur Verdeutlichung mit einem hohen Frischdampfdruck p_2 dargestellt, da das Verhältnis von mechanischer Arbeit zu zugeführter Wärme bei einem hohen Druck auch höher ist. Die zugeführte Wärme und die gewinnbare, mechanische Arbeit lassen sich im T-S-Diagramm direkt als Flächen ablesen. In diesem Beispiel entspricht die zugeführte Wärme der gesamten, schraffierten Fläche unter den Punkten ① bis ④. Die maximal, gewinnbare, mechanische Arbeit ist in der gelb gekennzeichneten Fläche zu erkennen. Vergleicht man diese beiden Flächen, so ist zu erkennen, dass wesentlich mehr Wärme zugeführt wird, als an mechanische Arbeit gewonnen werden kann. Der Wirkungsgrad berechnet sich entsprechend:

$$\eta = \frac{\text{gelbe Fläche}}{\text{gelbe Fläche} + \text{schraffierte Fläche}}$$

Das Arbeitsmedium (VE-Wasser) kehrt beim Durchlaufen des Kreisprozesses zum Ausgangszustand zurück. Dadurch vereinfacht sich die Bilanz für den Dampfkraftprozess. Denn die zeitlichen Änderungen der Zustandsgrößen entfallen und es verbleiben die Prozessgrößen (Wärme, Arbeit). Gemäß dem 2. Hauptsatz der Thermodynamik kann die zugeführte Wärme nicht komplett in Arbeit umgewandelt werden, es muss zusätzlich auch Wärme abgeführt werden. Die vereinfachte Bilanzgleichung lautet in diesem Fall:

$$W_{ges} = - \oint \delta Q$$

Das Kreisintegral beinhaltet alle Wärmeströme, summiert aus dem Kreisprozess. Wärmeströme sind negativ, wenn sie das System verlassen und positiv, wenn sie in das System eintreten. W_{ges} ist die gesamte Arbeit im Prozess. Sie ist ebenfalls als negativ definiert, wenn sie abgegeben wird.

Damit die Wärmeabfuhr deutlich erkennbar wird, kann man die Gleichung auch mit den Wärmebeträgen schreiben:

$$W_{ges} = Q_{zu} - |Q_{ab}|$$

Für die Leistung entsprechend:

$$P = \dot{Q}_{zu} - |\dot{Q}_{ab}|$$

Die Leistung einer Turbine berechnet sich aus der Enthalpiedifferenz und dem Dampfdurchsatz. Zusätzlich treten wie bei jeder Maschine, Verluste bei der Energieumsetzung innerhalb der Turbine auf (J., 2000/2001).

$$P = h_{isen} \cdot \dot{m}_{ges} \cdot \eta_i \cdot \eta_{mech} \text{ in [kW]}$$

h_{isen} das spezifische isentrope Enthalpiegefälle in [kJ/kg]
auch als spezifische Totalenthalpie (h_{total}) bezeichnet.

\dot{m}_{ges} der Dampfdurchsatz der Turbine in [kg/s]

η_i innerer Turbinenwirkungsgrad

η_{mech} der mechanische Wirkungsgrad von Turbine und evtl. Getriebe

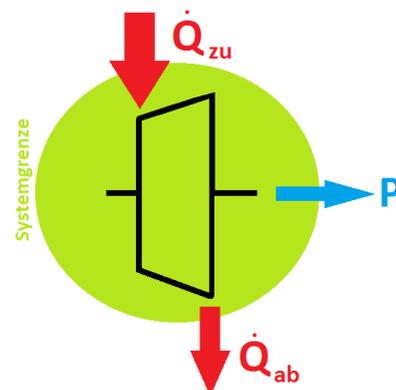


Abbildung V-2: Bilanzierung der Dampfturbine

Bei der Konstruktion einer Dampfturbine sind die Wirkungsgrade wichtig für die Vorausberechnung des notwendigen Dampfdurchsatzes. Der Dampfdurchsatz wird zur Berechnung

der Hauptabmessungen benötigt. Darunter versteht man unter anderem den Raddurchmesser und die Schaufellänge der Turbine.

2.1 Der innere Wirkungsgrad η_i

Der innere Wirkungsgrad einer Turbine ergibt sich aus Eintritts- und Austrittsverlusten, der Reibung sowie den Spaltverlusten. Er berechnet sich zu (vgl. (Zahoransky, 2015, S. 81; Abb. 4.40):

$$\eta_i = \frac{\Delta h_{real}}{\Delta h_{isen}} = \frac{h_4 - h_{5 real}}{h_4 - h_{5s}}$$

Einen wesentlichen Einfluss auf den inneren Turbinenwirkungsgrad hat die Energieumsetzung in der Beschauelung, verantwortlich hierfür ist das Spiel zwischen Läufer und Gehäuseteilen. Hier strömt der Dampf ungenutzt an der Stufe vorbei. Ein ausreichendes Spiel zwischen dem Läufer und den Gehäuseteilen muss vorhanden sein um einen Kontakt zwischen den drehenden und stillstehenden Teilen der Turbine zu vermeiden. Entsprechend hängt die Dimensionierung der Schaufellänge stark mit dem Wirkungsgrad zusammen. Da der Turbinenläufer im kalten Zustand eingebaut wird, gilt die Dimensionierung besonders für Hochdruckstufen, bei der sich große Wärmedehnungsspiele ergeben. Im Mittel- und Niederdruckteil gleichen sich die Spaltverluste durch längere Schaufeln wieder aus, da sie eine niedrigere Wärmedehnung besitzen. Somit ergibt sich auch ein wesentlich besserer Wirkungsgrad bei Mittel- und Niederdruckturbinen, was entsprechend den Gesamtwirkungsgrad anhebt.

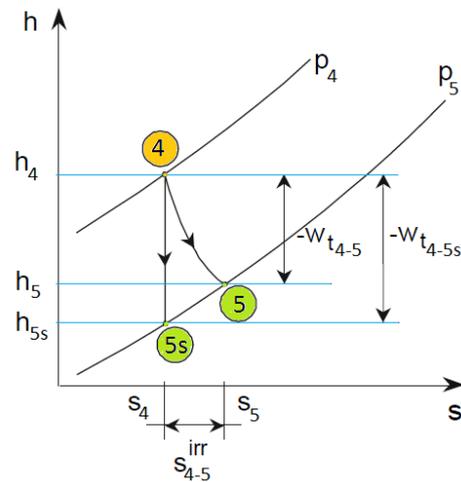


Abbildung V-3: η_i im h-s-Diagramm

2.2 Der mechanische Wirkungsgrad η_m

Der *mechanische Wirkungsgrad* η_m wird zum Beispiel bei Getrieben oder Lagern angegeben und ist ein Teil des Gesamtwirkungsgrades η_{ges} des Turbosatzes. Berücksichtigt wird dabei die Umwandlung eines Teils der mechanischen Eingangsleistung in die Erwärmung der Bauteile durch die Abwärme. Der mechanische Wirkungsgrad ist bei allen Strömungsmaschinen hoch, da für die Verluste meist nur die Lagerreibung und die Antriebsleistung der Lagerölpumpe verantwortlich sind. Beispielsweise bedeutet dies bei einer Turbinenleistung von 10MW und einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0.99$ eine Lagerverlustleistung von 100kW. Ein Verlust in der Größenordnung tritt in der Realität kaum auf.

2.3 Stromerzeuger Wirkungsgrade η_{erz}

Zu jedem Turbosatz gehört auch der Generator zur Stromerzeugung. Generatoren haben je nach Bauart sehr hohe Wirkungsgrade von 95 bis zu 99,3%. Da in der Betrachtung der komplette Wirkungsgrad des Turbosatzes betrachtet wird, ist der Generator miteingeschlossen und wird nicht separat behandelt. Diese gesamte Betrachtung ist sinnvoll, da eine Ersatzbeschaffung einen kompletten Turbosatz mit Generator beinhaltet.

2.4 Anlagen Wirkungsgrad

Mit dem Gas- und Dampfkraftprozess wird von der Umwandlung von Primärenergie (bezogen auf den Brennwert) in elektrische Energie, in der Regel Gesamtwirkungsgrade bis über 60% erreicht (Dolezal, 2001, S. 8). Dabei entstehen Verluste vor allem im Dampferzeuger

($\eta_{\text{Kessel}} = 90\%$) in den Rohrleitungen ($\eta_{\text{Rohr}} = 98,5\%$), in der Dampfturbine ($\eta_{\text{Turb.}} = 80\%$ bis 90%). Außerdem ist der große Abwärmeverlust aus dem Turbinenabdampf zu berechnen, der über einen Kondensator an die Umgebung abgeführt werden muss. Der Anlagenwirkungsgrad soll im Folgenden nicht weiter in Betracht gezogen werden, da die Anlage als Rahmenbedingung nicht veränderbar ist.

2.5 Die Enthalpiedifferenz

Darunter versteht man die Differenz zwischen der Enthalpie des Frischdampfes h_{zu} und des Abdampfes h_{ab} . die Differenz wird dem Mollier-Entropie-Enthalpie-Diagramm für Wasserdampf entnommen (Gheorghiu, 2011). Im ANHANG H (Turbo1), ANHANG I (Turbo2), ANHANG J (Turbo3) ist das Mollier-Entropie-Enthalpie-Diagramm für die jeweilige Maschine zu finden. Die Enthalpiedifferenz ist ein durch die Dimensionen der Turbine vorgegebener Wert. Da in den Einlassorganen zur Turbine, wie Dampfsieb, Hauptabschließung und Regelventile, Druckverluste auftreten, setzt man einen Druckverlust von etwa 5% des Frischdampfdruckes p_{FD} ein, erreicht p_1 und erhält eine entsprechend verkleinerte isentrope Enthalpiedifferenz.

Die Turbinen im Kraftwerk arbeiten nicht mit einer Zwischenüberhitzung. Daher ergibt sich die Gesamtenthalpiedifferenz als Summe der Teildifferenzen vom Hochdruck- bis zum Niederdruckteil. Die inneren Wirkungsgrade (η_i) von HD-, MD- und ND-Teil der Turbine sind unterschiedlich, daher berechnet sich die wirksame Enthalpiedifferenz in diesem Fall zu:

$$h_t \cdot \eta_{\text{Turb}} = (h_{t\text{HD}} \cdot \eta_{i\text{HD}} + h_{t\text{MD}} \cdot \eta_{i\text{MD}} + h_{t\text{ND}} \cdot \eta_{i\text{ND}}) \cdot \eta_m$$

2.6 Dampfdurchsatz (Massenstrom)

Aus dem Dampfdurchsatz ergeben sich die Größen der notwendigen Strömungsquerschnitte von Rohrleitungen, Ventilen und der Beschaufelung.

Aus $P = h_t \cdot \dot{m} \cdot \eta_{\text{Turb}}$ wird: $\eta_{\text{turb}} = \frac{P}{h_t \cdot \dot{m}}$ [P [kW], \dot{m} [kg/s], h_t [kJ/kg]]

Die Dampfturbinen verfügen über Entnahmen für den benötigten Prozessdampf und müssen folglich in die Berechnungen als „Nutzen“ miteinfließen.

Aus „RocRed“ erhält man die Daten für folgende Parameter:

- Abgegebene Leistung am Generator:	$P_{\text{Gen.}}$	[MW]
- Temperatur am Eingang der Turbine:	T_{Ein}	[°C]
- Druck (abs.) am Eingang der Turbine:	p_{Ein}	[bar]
- Dampfmassenstrom am Eingang der Turbine:	\dot{m}_{Ein}	[t/h]
- Temperatur an 12 bar Entnahme:	T_{12}	[°C]
- Druck (abs.) an 12 bar Entnahme:	p_{12}	[bar]
- Dampfenahme 12 bar:	\dot{m}_{12}	[t/h]
- Temperatur an 2,5 bar Entnahme:	$T_{2,5}$	[°C]
- Druck (abs.) an 2,5 bar Entnahme:	$p_{2,5}$	[bar]
- Dampfenahme 2,5 bar:	$\dot{m}_{2,5}$	[t/h]
- Temperatur vor dem Kondensator:	T_{Kond}	[°C]
- Druck (abs.) vor dem Kondensator:	p_{Kond}	[bar]
- Kondensatmassenstrom:	\dot{m}_{Kond}	[t/h]

Mit den Daten für Temperatur und Druck kann man mit Hilfe der Wasserdampfatafeln die Werte für die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie ermitteln:

- Spezifische Enthalpie am Eingang:	h_{Ein}	[kJ/kg]
- Spezifische Enthalpie 12 bar Ent.:	h_{12}	[kJ/kg]
- Spezifische Enthalpie 2,5 bar Ent.:	$h_{2,5}$	[kJ/kg]
- Spezifische Enthalpie vor dem Kondensator:	$h_{\text{Kond.}}$	[kJ/kg]
- Spezifische Entropie am Eingang:	s_{Ein}	[kJ/kg K]
- Spezifische Entropie 12 bar Ent.:	s_{12}	[kJ/kg K]
- Spezifische Entropie 2,5 bar Ent.:	$s_{2,5}$	[kJ/kg K]
- Spezifische Entropie vor dem Kondensator:	$s_{\text{Kond.}}$	[kJ/kg K]

Wie anhand des T-S-Diagramms (Abbildung V-1) für den Dampfkraftprozess zu erkennen ist, befindet sich der Dampf nach der Entspannung und vor den Kondensator gewöhnlich im Nassdampfgebiet. Für diesen Bereich ist es nur mit der Temperatur und dem Druck nicht möglich, die Werte für die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie zu bestimmen. Hierfür muss der Dampfgehalt ermittelt werden.

Punkt 5 entspricht dem Endpunkt der Expansion in der Turbine. Das heißt, dass der Dampf bereits zu kondensieren beginnt und sich flüssiges Wasser im Dampf befindet. Laut Herstellerangaben der Firma Siemens (Siemens AG Power Generation, 2006) ist zum Schutz der Turbine ein Dampfgehalt von $x = 0,9$ als Mindestmaß einzuhalten. Der Dampf sollte bei der Expansion in der letzten Schaufelreihe der Turbine keine größere Nässe als 10 % erreichen, da die auskondensierten Flüssigkeitstropfen wegen ihrer hohen Aufprallgeschwindigkeit mögliche Beschädigungen an den Laufschaufeln der Turbine hervorrufen können. Dies wird als Tropfenerosion bzw. Tropfenschlag bezeichnet, welche nicht nur den Wirkungsgrad durch abbremsen mindert, es kann zudem auch zu Korrosionsschäden durch die Bildung von Kohlensäure führen. Abbildung V-4 zeigt derartige Beschädigungen.

Entsprechend muss für eine Wirkungsgradberechnung der Dampfgehalt vor dem Kondensator ermittelt werden. Dies ist mit dem h-s-Diagramm nach Mollier möglich. Durch Interpolation können die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie des Dampfes aus den Dampfatafeln bestimmt werden. Das Eintragen dieser Werte im Diagramm liefert den Dampfgehalt x . Um dieses Ergebnis auf Richtigkeit zu überprüfen können im Schnittpunkt der Geraden zusätzlich den aktuellen Dampfdruck abgelesen werden, welcher selbstverständlich mit dem realen Dampfdruck übereinstimmen muss.



Abbildung V-4: Erosion einer Dampfturbine (Gsälzbär, 2013)

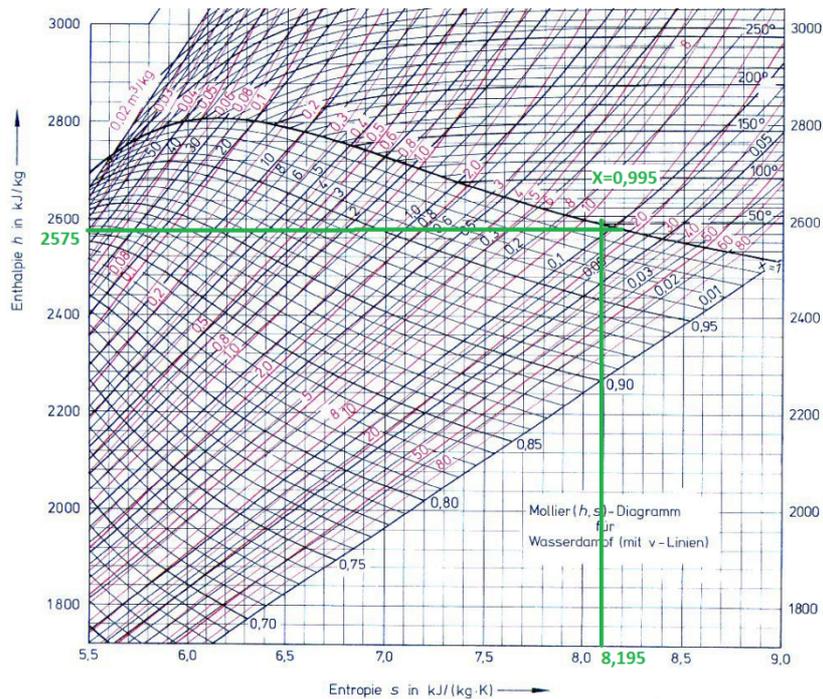


Abbildung V-5: Mollier-h-s-Diagramm für Wasserdampf (Gheorghiu, 2011)

Somit kann die Spezifische Enthalpie vor dem Kondensator bestimmt werden, mit:

$$h_{Kond.} = h'_{Kond.} + x \cdot (h''_{Kond.} - h'_{Kond.})$$

Unter der Annahme, dass der Wärmeverlust vom Turbosatz an die Umgebung über die Zeit konstant bleibt, muss der Verlust nicht berücksichtigt werden. Ziel ist es eine Untersuchung des Wirkungsgrades im Betriebszeitraum zwischen den Revisionen durchzuführen um damit auf einen erhöhten Verschleiß durch die Zunahme des inneren Wirkungsgrades schließen zu können. Entsprechend wird sich der Wärmeverlust konstant im Wirkungsgrad wiederfinden.

Zusammengefasst sind alle Werte zur Bilanzierung des Turbosatzes gegeben. Die Formel zur Berechnung ergibt sich wie folgt:

$$\eta_{ges} = \eta_{el} \cdot \eta_m = \frac{P_{gen}}{[\dot{m}_{zu} \cdot (h_{zu} - h_{12}) + (\dot{m}_{zu} - \dot{m}_{12}) \cdot (h_{12} - h_{2,5}) + (\dot{m}_{zu} - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{2,5}) \cdot (h_{2,5} - h_{Kond})]}$$

3. Probleme bei der Berechnung - Massenströme

Bei genauerer Betrachtung der Werte aus RocRed viel auf, dass einige Werte im System anscheinend Messabweichungen enthalten. So ist beispielsweise der gesamte Massenstrom aller abgeführten Massen, in der Regel größer als die zugeführte Masse. Zur Verdeutlichung sind in der Tabelle 4 die Werte aller drei Turbinen für einen gemeinsamen Zeitraum gegeben. Der jeweilige Zeitraum für eine Berechnung wurde anhand einer möglichst gleichmäßigen Fahrweise des Kraftwerkes zu diesem Zeitpunkt gewählt.

Messwerte vom: 13.09.2011 10:45:00	Turbine 1	Turbine 2	Turbine 3	Einheit:
Dampfmenge Eingang:	86,518	79,832	76,102	t/h
Dampfentnahme 1 bei 12 bar:	50,411	40,067	45,888	t/h
Dampfentnahme 2 bei 12 bar:	-	-	0,273	t/h
Dampfentnahme 12 bar gesamt:	50,411	40,067	46,161	t/h
Dampfentnahme 2,5bar:	20,643	24,042	-	t/h
Kondensatmenge:	14,172	16,039	26,061	t/h
$\dot{m}_{zu\ berechnet} = \dot{m}_{12,5} + \dot{m}_{2,5} + \dot{m}_{Kond.} :$	85,226	80,148	72,222	t/h
Differenz (berechnet - gemessen):	-1,292	0,316	-3,880	t/h
Messwerte vom: 15.12.2014 11:10:00	Turbine 1	Turbine 2	Turbine 3	Einheit:
Dampfmenge Eingang:	68,648	69,508	89,806	t/h
Dampfentnahme 1 bei 12 bar:	-	-	56,760	t/h
Dampfentnahme 2 bei 12 bar:	-	-	21,085	t/h
Dampfentnahme 12 bar gesamt:	28,931	36,829	77,845	t/h
Dampfentnahme 2,5bar:	28,495	24,710	-	t/h
Kondensatmenge:	8,770	8,263	12,432	t/h
$\dot{m}_{zu\ berechnet} = \dot{m}_{12,5} + \dot{m}_{2,5} + \dot{m}_{Kond.} :$	66,196	69,802	90,277	t/h
Differenz (berechnet - gemessen):	-2,452	0,294	0,471	t/h

Tabelle 4: Messwerte zum gemessenen Massenstromüberschuss

Generell geht man bei der Auslegung eines Dampfkraftprozesses immer von einem geschlossenen, stationären Prozess aus, da es sich um einen Kreisprozess handelt. Somit ist die Änderung der Gesamtmasse gleich Null (Lucas, 2008).

$$\frac{d m (\tau)}{d \tau} = 0 = \sum \dot{m}_i(\tau)$$

Die Ermittlung der Massenströme im vorliegenden Dampfkraftsystem zeigt hingegen eindeutig, dass die Änderung der Gesamtmasse nicht gleich Null ist. Somit kann das Dampfsystem in diesem Fall nicht als geschlossen angesehen werden. Die Massenströme die demnach mit der Umgebung ausgetauscht werden, können man durch eine Massebilanz erfassen werden. Für die Massebilanz des Dampfes, der hier als reiner Stoff angesehen wird, gilt:

$$\frac{d m (\tau)}{d \tau} = \sum \dot{m}_{zu}(\tau) - \sum \dot{m}_{ab}(\tau)$$

Dabei ist:

- m die Gesamtmasse innerhalb der Systemgrenze
- \dot{m}_{zu} der über die Systemgrenze eintretende Massenstrom
- \dot{m}_{ab} der über die Systemgrenze austretende Massenstrom
- τ die Zeit

Eintretende Massenströme werden durch die häufig verwendete Vorzeichenkonvention als positiv und austretende Massenströme als negativ gezählt. Im Rahmen der Relativitätstheorie ist es möglich, dass Masse innerhalb eines Systems zu Energie umgewandelt wird. Die Massenbilanz der Thermodynamik betrachtet diesen Effekt jedoch nicht. Entsprechend wurde alle Masseströme, die die Turbinen verlassen addiert und von diesem Wert der Eingangsmassestrom abgezogen.

$$\dot{m}_{zu\ berechnet} = \dot{m}_{12bar} + \dot{m}_{2,5bar} + \dot{m}_{Kond.}$$

Die Differenzen, die positive Werte annehmen, sind in der Tabelle 4 in Rot dargestellt. Dies bedeutet, dass hier ein Messfehler vorliegen muss, da die Anlage mehr Masse abgibt als ihr zugeführt wird.

Woher dieser Messfehler stammt, konnte zunächst auch nach einer Besprechung mit der Kraftwerksleitung nicht eindeutig geklärt werden. Zu vermuten ist, dass der Messfehler sich aus der Toleranz der Messsensoren ergibt. Aus diesem Grund wurde die Massebilanz über den gesamten Zeitraum in einem Diagramm (Abbildung V-6) erfasst, um die Abweichungen an den einzelnen Turbosätzen direkt ablesen zu können.

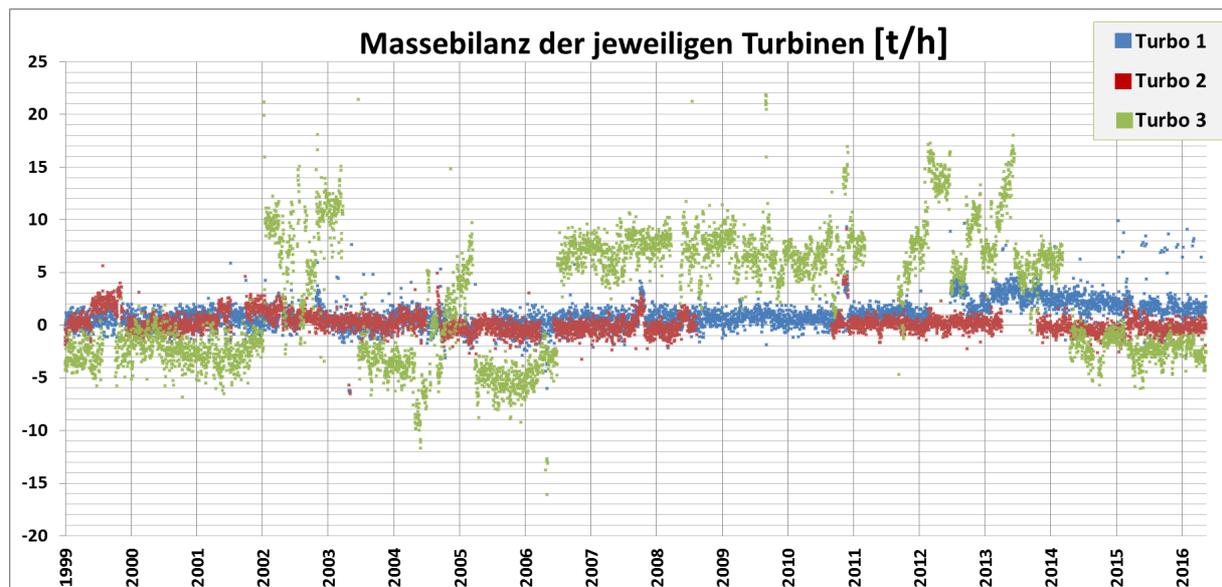


Abbildung V-6: Massebilanz der Turbosätze

Bei der Auswertung der Daten für die Massebilanz wurden zunächst sämtliche Daten im Abstand von 12h für den Zeitraum 01. Januar 1999, 10 Uhr bis zum 30. April 2016 um 22 Uhr aufgenommen. Bei der Durchsicht der daraus entstandenen Matrix wurde ein besonderes Augenmerk auf plötzliche oder besonders große Abweichungen und Peaks der berechneten Massebilanz gelegt. Dabei fiel auf, dass bei der Revision von Turbo 1 im Februar/März 2012, der Sensor für den Eingangsmassenstrom konstant bei 14,495 t/h stehen blieb. Dies bedeutete für das Ergebnis ungewöhnlich hohe Werte, da für einen Zeitraum, wo keinerlei Masseströme in die Anlage hinein- oder hinausgehen und somit die Massebilanz gleich Null sein muss.

Entsprechend wurden alle Werte der Matrix auf Plausibilität geprüft und dazu mit den Daten der anderen Turbosätze zum Zeitpunkt der Aufnahme verglichen. Bei ungewöhnlichen Werten die dann zusätzlich noch mit dem Zeitpunkt davor oder danach nicht plausibel erschienen wurde die gesamte Dampfkraftanlage mittels RocRed-Übersicht betrachtet.

Für den Fall einer Revision oder eines ungeplanten Stillstandes, bei der dem Turbosatz eindeutig kein Dampf zugeführt wird, sollten alle Massenstrommessungen an der Maschine den Wert „0“ anzeigen. Jedoch war in den meisten Fällen von einer Abweichung in den Messwerten auszugehen, da die Werte ungleich „0“ waren. Für die insgesamt 12.664 Daten pro Sensor, wurden am Turbo1: 1.003 Daten, am Turbo2: 1.015 Daten und am Turbo3: 1.186 Daten per Hand entfernt.

Wie man sehr gut erkennt, sind die Abweichungen am Turbosatz 3 am stärksten, hingegen sind die Turbosätze 1 und 2 sehr ähnlich und verlaufen zum Teil parallel. Dies ist im Oktober

2007 oder im November/Dezember 2010 deutlich zu erkennen. Die Ursache für diese starken Abweichungen am Turbo3 ist im Kapitel VII. näher untersucht worden.

Um eine Vorstellung über die Größe der Abweichung zu bekommen, wurde in Tabelle 5 die prozentuale Abweichung vom Mittelwert der Massebilanz (über den gesamten Zeitraum) zum Eingangsmassestrom ins Verhältnis gesetzt.

	Turbine 1	Turbine 2	Turbine 3	Einheit:
Mittelwert der Massebilanz	0,945	0,118	2,620	t/h
prozentuale Abweichung vom Eingangsmassestrom	1,170	0,147	2,774	%

Tabelle 5: Abweichung der Massebilanz

Da jedoch die Elektronik zur Auswertung vom selben Hersteller stammt, ist zunächst als Konsequenz für die Berechnungen davon auszugehen, dass die Masseströme zu Fehlern und Abweichung in der Berechnung führen. Die Berechnung des Wirkungsgrades muss also ohne Massenströme ermittelt werden.

Als weitere Konsequenz, werden die Daten zum Zeitpunkt einer Revision oder eines Stillstandes nicht weiter berücksichtigt. Einerseits erschwert dies zwar die Auswertung, da die Daten für die jeweiligen Revisionszeiträume per Hand aus den Tabellen entfernt werden müssen. Andererseits würden diese Daten die Ergebnisse nur unnötig verfälschen.

4. Probleme bei der Berechnung - Eingangstemperaturen

Ein weiterer Messfehler aus dem System waren die Eingangstemperaturen die vor der Turbine aufgenommen wurden. In der Regel lagen diese Temperaturen bei laufender Anlage stets zwischen 520°C bis 530°C. Die Messung der Temperatur die nach den Kesseln zur Bestimmung der stöchiometrischen Bilanz benötigt wird, ergab hingegen zum selben Zeitpunkt Werte von 510°C bis maximal 520°C, wobei der Druck stets gleich blieb.

Eine Temperaturerhöhung im System ohne eine Druckänderung ist nicht nachvollziehbar. Folglich bestehen Zweifel an der Richtigkeit dieser Messung. Zur Verdeutlichung sind hier in Tabelle 6 die Werte der Temperaturen für die Turbinen und Kessel im System bei einem gemeinsamen Zeitpunkt gegeben.

Wie auf der Abbildung V-7 gut zu erkennen ist, wird der Dampf nach den Kesseln auf eine Sammelschiene geleitet. Damit sind die Dampfturbinen nicht an einzelne Kessel gekoppelt, was bei Ausfall oder Revision eines Kessels oder eines Turbosatzes den weiteren Betrieb des Kraftwerkes gewährleistet.

Messwerte vom: 13.09.2011 10:45:00	Turbine 1	Turbine 2	Turbine 3	Einheit:
Temperatur Eingang:	524,560	527,730	525,291	°C
Temperatur am Ausgang Kessel 5		518,461		°C
Temperatur am Ausgang Kessel 4		518,326		°C
Temperatur am Ausgang Kessel 3		519,075		°C
Dampfmassenstrom aus Kessel 5		108,697		t/h
Dampfmassenstrom aus Kessel 4		94,411		t/h
Dampfmassenstrom aus Kessel 3		60,366		t/h
Berechnete Temp. in Sammelschiene:		518,553		°C
Unterschied (gemessen - gerechnet):	6,007	9,177	6,738	°C

Messwerte vom: 15.12.2014 11:10:00	Turbine 1	Turbine 2	Turbine 3	Einheit:
Temperatur Eingang:	521,394	524,860	520,493	°C
Temperatur am Ausgang Kessel 5	516,994			°C
Temperatur am Ausgang Kessel 4	514,230			°C
Temperatur am Ausgang Kessel 3	517,900			°C
Dampfmassenstrom aus Kessel 5	118,469			t/h
Dampfmassenstrom aus Kessel 4	88,453			t/h
Dampfmassenstrom aus Kessel 3	39,231			t/h
Berechnete Temp. in Sammelschiene:	516,146			°C
Unterschied (gemessen - gerechnet):	5,248	8,715	4,348	°C

Tabelle 6: Messwerte zum Temperatur-Messfehler

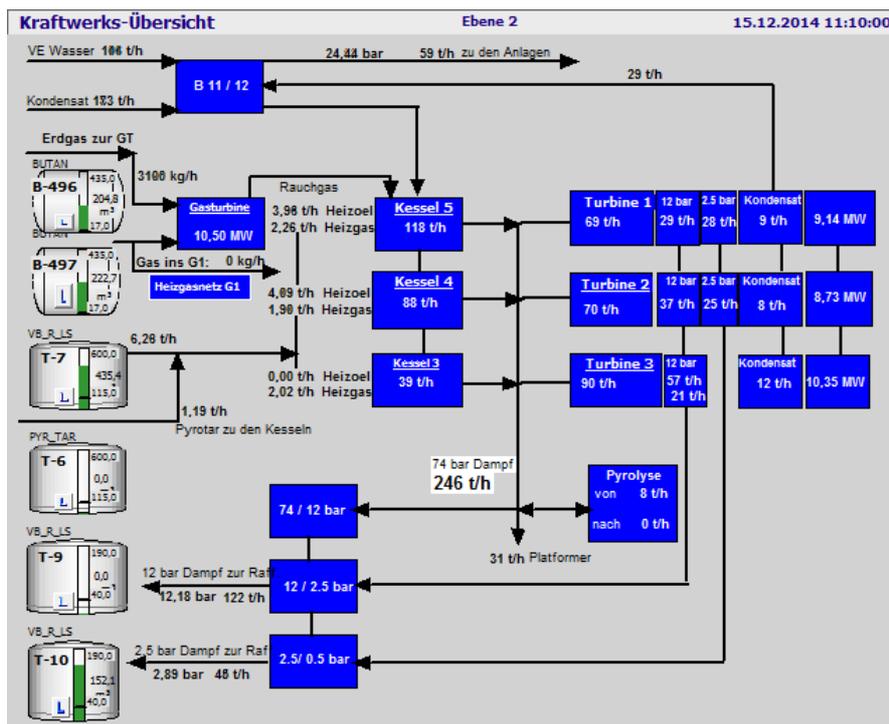


Abbildung V-7: Kraftwerksübersicht am 15.12.2014 11:10:00Uhr

Da der Druck in der Sammelschiene stets konstant bei 74bar (rel.) gehalten wird, konnte eine mittlere Temperatur in der Sammelschiene aus den jeweiligen Temperaturen der Kessel 3, 4 und 5 berechnet werden. In diesem Zusammenhang muss der Massenstrom der jeweiligen Kessel mit der Temperatur ins Verhältnis zu den anderen Kesseln gesetzt werden.

Die Mischtemperatur berechnet sich zu:

$$T_M = \frac{\dot{m}_{K5} \cdot c_{K5} \cdot T_{K5} + \dot{m}_{K4} \cdot c_{K4} \cdot T_{K4} + \dot{m}_{K3} \cdot c_{K3} \cdot T_{K3}}{\dot{m}_{K5} \cdot c_{K5} + \dot{m}_{K4} \cdot c_{K4} + \dot{m}_{K3} \cdot c_{K3}}$$

Dabei ist:

- T_M die Mischungstemperatur [°C]
- c_i die spezifische Wärmekapazität des Stoffes [J/(kg·K)]
- \dot{m}_{K_n} der Massenstrom aus dem jeweiligen Kessel [t/h]
- T_{K_n} die Temperatur hinter dem jeweiligen Kessel [°C]

Bei dem Medium aus allen drei Kesseln handelt es sich um überhitzten Wasserdampf, der den selben Druck und in etwa die selbe Temperatur aufweist. Folglich kann angenommen werden, dass $c_{K5} = c_{K4} = c_{K3}$ ist. Somit vereinfacht sich die Formel zu:

$$T_M = \frac{\dot{m}_{K5} \cdot T_{K5} + \dot{m}_{K4} \cdot T_{K4} + \dot{m}_{K3} \cdot T_{K3}}{\dot{m}_{K5} + \dot{m}_{K4} + \dot{m}_{K3}}$$

Die Werte wurden entsprechend in Tabelle 6 eingetragen und dann die Differenz aus dem gemessenen Wert und dem berechneten Wert ermittelt. Die Ergebnisse sind zur Übersichtlichkeit in Rot gekennzeichnet.

Weil die Turbinen bei der Konstruktion auf eine Temperatur von 510°C (Turbine 3 Blohm+Voss) bzw. 515°C (Turbine 1 und 2, Siemens) ausgelegt wurden, kann davon ausgegangen werden, dass die berechnete Mitteltemperatur in der Sammelschiene am ehesten der realen Eingangstemperatur an den Turbinen entspricht. Bei einem durchschnittlichen Druck von 73bar (abs.) und 515°C entspricht die spezifische Enthalpie: 3444.202 [kJ/kg]. Bei 525°C ergibt sich eine spezifische Enthalpie von: 3468.412 [kJ/kg]. Dies bedeutet einen Unterschied von 24,21 [kJ/kg]. Bei durchschnittlich 80 Tonnen Dampf pro Stunde (22,222 [kg/s]) ergibt sich ein Unterschied von 538 kW. Daraus lässt sich eine Abweichung in der Berechnung von 0,698% für die Energie am Eingang des Systems ableiten.

Für die Berechnung muss die Temperatur am Eingang der Turbosätze genutzt werden, da die Maschine mittels dieser Temperatur durch die Warte geregelt wird. Zudem dient die berechnete Mischungstemperatur als Anhalt und entspricht nicht der tatsächlichen Temperatur. In der Realität hat sich gezeigt, dass die Temperaturen am Turbineneingang stark von dem Kessel beeinflusst werden, der den Dampf am dichtesten zum Turbineneingang in die Sammelschiene einspeist. Bei Kesselrevisionen oder Stillständen an den Turbomaschinen würden Berechnungen mit der Mischungstemperatur zu weiteren Abweichungen führen. Hingegen können bei der erhöhten Temperaturmessung am Eingang von einem konstanten Fehler über den betrachteten Zeitraum ausgegangen werden. Ziel der Berechnung ist es eine Veränderung der Wirkungsgrade an der Maschine zu ermitteln. Somit kann eine konstante Abweichung in Kauf genommen werden.

5. Berechnung des Turbinengütegrades

Der Turbinengütegrad ist ein Maß für die inneren Verluste einer Turbine, daher wird er in der Literatur (Schröder, 1968), (Thomas, März 2013) auch vielfach mit dem inneren Wirkungsgrad gleich gesetzt. Er gibt an, wie weit der Prozess in der Turbine an den theoretischen, idealen Joule-Prozess angenähert ist.

Für den Vergleich der drei Turbosätze ist eine Betrachtung des Gütegrades, oder des inneren Wirkungsgrades in Anbetracht der festgestellten Abweichungen durch Messergebnisse besonders hilfreich. Denn hierfür werden weitaus weniger Werte aus dem System benötigt, welches einer Vervielfachung der möglichen Fehlerquellen entgegenwirkt. Wie bereits in V.2.1 beschrieben, ergibt sich der innere Wirkungsgrad einer Turbine aus den Eintritts- und Austrittsverlusten, der Reibung und den Spaltverlusten. Somit lässt ein Absinken des inneren Wirkungsgrades auf eine Verschlechterung des Zustandes der Turbine schließen. Diese Verschlechterung wird dann meist durch erhöhte Reibung und Verschleiß an den Gleitlagern deutlich. Daher müssen in regelmäßigen Abständen Revisionen an den Maschinen durchgeführt werden.

Der Gütegrad wird häufig mit dem Maschinenwirkungsgrad verwechselt. Der Unterschied zum Wirkungsgrad besteht darin, dass dieser sich aus dem Verhältnis von tatsächlich genutzter Energie zur eingesetzten Energie zusammensetzt. Der Gütegrad wird charakterisiert, als das Verhältnis zwischen maximal nutzbarer, technischer Arbeit und der maximal möglichen technischen Arbeit, die durch die Turbine geleistet werden kann. Die maximale Arbeit kann ausschließlich bei einer reversiblen Zustandsänderung gewonnen werden. Dabei müsste die Turbine isentrop und adiabat arbeiten. Der innere Wirkungsgrad entspricht dem Gütegrad der Turbine (Schröder, 1968, S. 31).

$$\eta_{is\ Turb.} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}}$$

Bei der Auslegung von Turbinen (die in der Thermodynamik auch Wärmekraftmaschinen (WKM) genannt werden), geht man zunächst immer von einer adiabaten Zustandsänderung aus. Diese Zustandsänderung ist jedoch nicht isentrop, da durch Stoß- und Reibungsvorgänge, genauso durch Dissipation auf dem Weg vom Einlass durch die Stufen bis zum Auslass Entropie erzeugt wird. Dadurch wird die abgegebene, technische Arbeit einer Turbine geringer als bei der reversiblen Zustandsänderung. Die Abbildung V-8 zeigt für eine Expansion den typischen Verlauf der Zustandsänderung im h-s-Diagramm (Kretzschmar, 2016, S. 31). Um den Turbinengütegrad zu berechnen, müssen zunächst die Daten für die Temperatur und den Druck im Zustand ④ am Eingang der Turbine erfasst werden. Damit können mit Hilfe der Dampftafeln die spezifische Enthalpie und die spezifische Entropie am Eingang ermittelt werden. Für die reversible Expansion, den Zustand ⑤_s, erhöht sich die Entropie nicht. Somit ist die Entropie im Zustand ④ gleich der Entropie im Zustand ⑤_s:

$$s_4 = s_{5s}$$

Da die Expansion im Zustand ⑤_s bei gleichem Druck endet wie bei der realen Expansion im Zustand ⑤, werden aus dem Messsystem lediglich die Daten für den Druck nach der Expansion zur Bestimmung benötigt. Mit Hilfe dieser Daten können aus den Dampftafeln die Werte für die spezifische Entropie des Dampfes (s_{5is}'') und die spezifische Entropie des Wassers (s_{5is}'), sowie die spezifische Enthalpie des Dampfes (h_{5is}'') und die spezifische Enthalpie des Wassers (h_{5is}') ermittelt werden. Mit den Werten lässt sich dann der Dampfgehalt im isentropen Zustand berechnen:

$$x_{5is} = \frac{s_4 - s_{5is}'}{s_{5is}'' - s_{5is}'}$$

Damit sind nun alle Werte bekannt um die spezifische Enthalpie im isentropen Zustand zu ermitteln:

$$h_{5is} = (1 - x_{5is}) \cdot h_{5is}' + (x_{5is} \cdot h_{5is}'')$$

Der maximale, reversible, technische Arbeitsstrom in die Turbine berechnet sich wie folgt:

$$\dot{W}_{t,Turb.rev.} = \dot{m} \cdot (h_{5is} - h_4)$$

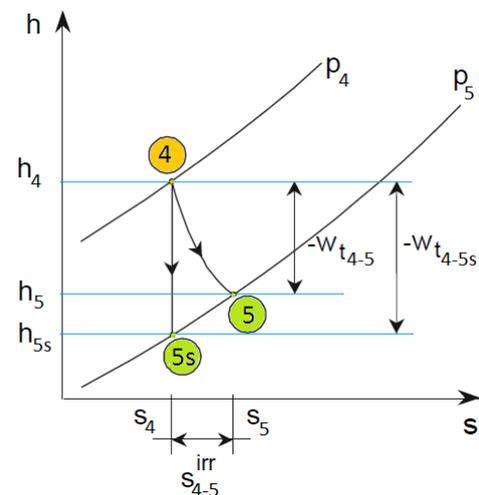


Abbildung V-8: η_{is} im h-s-Diagramm

Zur Vereinfachung wird die Annahme getroffen, dass es sich um ein geschlossenes System handelt, somit bleibt die Masse konstant:

$$\dot{m} = \dot{m}_5 = \dot{m}_4.$$

Natürlich treten in der Realität Masseverluste über die Labyrinthdichtungen auf, jedoch sind diese Verluste minimal und zudem relativ konstant über die Zeit, dass sie bei der Berechnung vernachlässigt werden können.

Der reale Zustand ⑤ nach der Expansion ist charakterisiert durch den Druck p_5 und die Temperatur T_5 . Damit lässt sich aus den Dampftafeln die spezifische Enthalpie h_5 entnehmen. Womit zur Berechnung des maximal, nutzbaren, technischen Arbeitsstromes in der Turbine alle Werte gegeben:

$$\dot{W}_{t,Turb.} = \dot{m} \cdot (h_5 - h_4)$$

Der isentrope Turbinengütegrad (innere Wirkungsgrad) ist dann wie folgt bestimmt:

$$\eta_{is\ Turb.} = \frac{\dot{W}_{t,Turb.}}{\dot{W}_{t,Turb. rev.}} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5\ is}}$$

Hierbei sind nun keinerlei Massenströme zur Berechnung notwendig.

Zur Berechnung der Daten aus den Wasserdampftafeln wurde ein weiteres AddIn für Excel aus der MatLab Routine „XSteam“ programmiert. Die Formeln und Algorithmen wurden eingehend getestet und entsprechenden Daten der International Association for the Properties of Water and Steam (IAPWS-IF97). Eine Beschreibung zum Umgang im der IAPWS-IF97 ist in dem Buch (Wagner, 2008) aufgeführt. Die Berechnung der isentropen Enthalpie war bisher in keinem Excel-AddIn möglich. Zur Überprüfung auf Richtigkeit der Werte hat sich die Software „CalcDampf“ als sehr gut erwiesen, diese kann als App für Applegeräte erworben werden. Der Vertreiber der Software stellt zudem eine kostenlose Onlinedatenbank, in der der Zugriff auf die Daten der IAPWS-IF97 möglich ist (Wischnewski, 2016). Diese Onlineplattform nutzt auch die Kraftwerksleitung zur Berechnung und Überprüfung der Daten.

Um einen Überblick über den Zustand des jeweiligen Turbosatzes zu gewinnen, wurde im Zeitraum 01. Januar 1999 bis 20. Mai 2016 anhand der Daten eine Matrix über die einzelnen Turbinengütegrade der drei Turbosätze erstellt. Die Daten wurden aufgrund des Umfangs im Abstand von 24h aufgenommen. Die Berechnung lieferte pro Turbine etwa 5.800 verwertbare Datensätze, die dann in ein Diagramm zur Veranschaulichung umgewandelt wurden. Dabei sind nur die Daten berücksichtigt worden, bei denen der jeweilige Turbosatz gleichmäßig und ohne Störung in Betrieb war. Besonderes Augenmerk wurde zunächst, wie bei der Wirkungsgradberechnung, auf den Betriebszeitraum zwischen den Revisionen für jeden Turbosatz gelegt und dafür zusätzlich, einzelne Trends ermittelt. Zur Unterscheidung ist jeder Betriebszeitraum zwischen zwei Revisionen mit einer anderen Farbe gekennzeichnet. Damit die Trendlinien den Verlauf über den Betriebszeitraum so genau wie möglich darstellen, wurden Polynome berechnet, die den Trend wiedergeben. Damit der Trend schnell zu erfassen ist, sind die Diagramme entsprechend hoch skaliert. Die Auswertung sieht wie folgt aus:

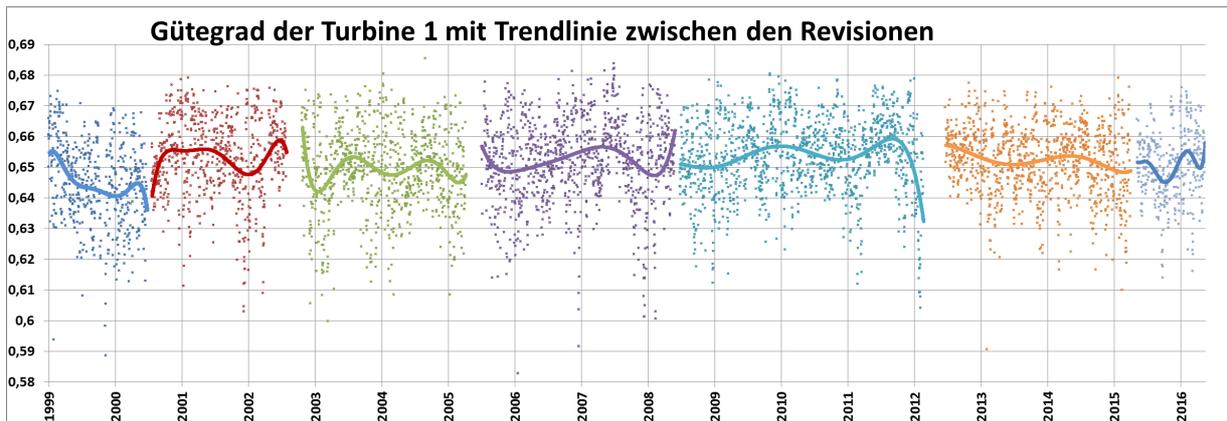


Abbildung V-9: Gütegrad von Turbo 1

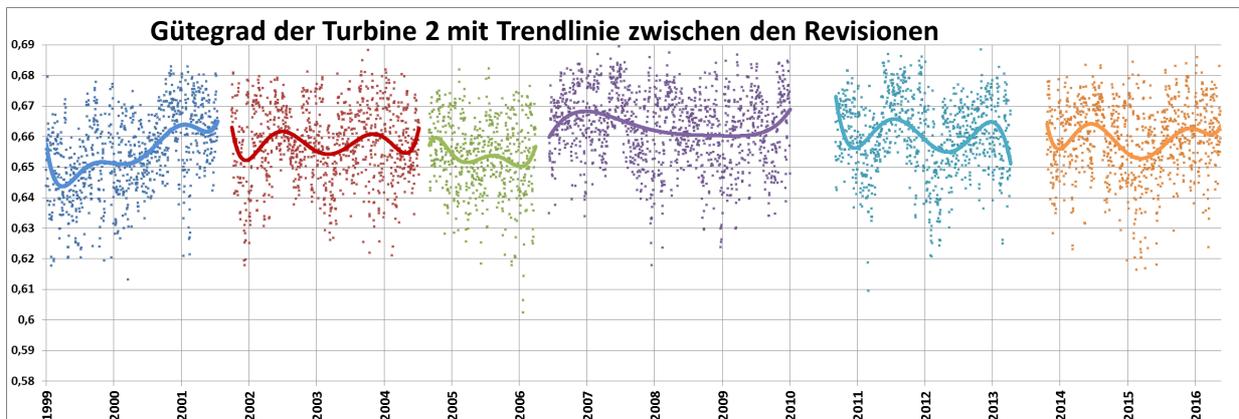


Abbildung V-10: Gütegrad von Turbo 2

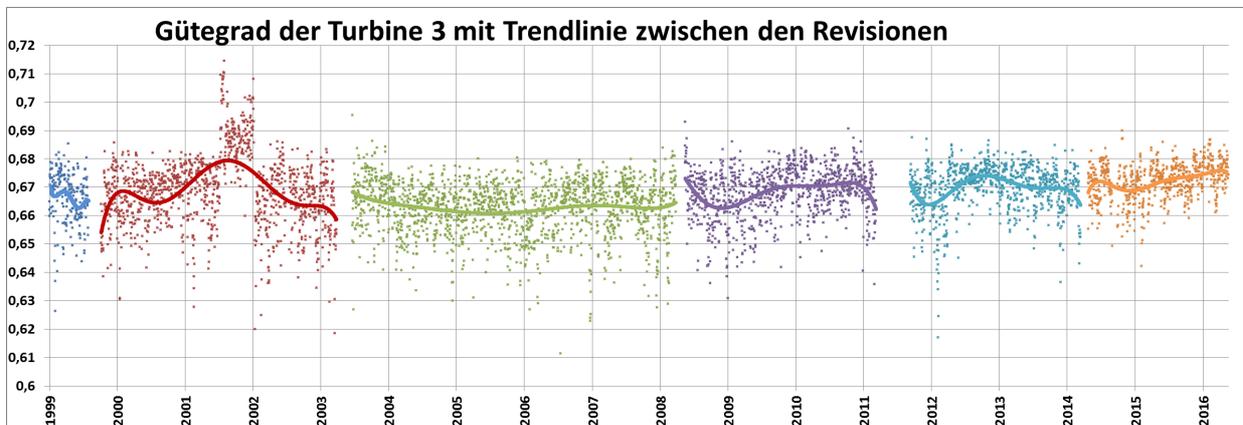


Abbildung V-12: Gütegrad von Turbo 3

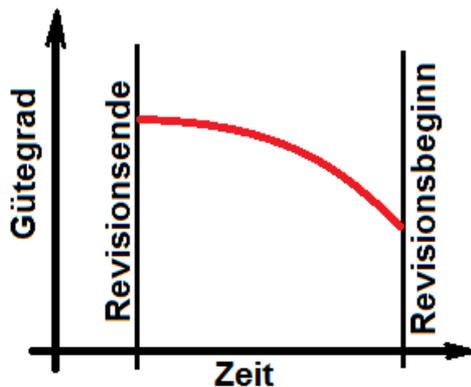


Abbildung V-11: Vermuteter Verlauf des Gütegrades über die Zeit

In der Auswertung ist auffällig, dass kein einheitlicher Trend zwischen den Revisionen zu erkennen ist. Die Abbildung V-11 skizziert den theoretischen Verlauf des Gütegrades über die Zeit an einem Turbosatz (vgl. Abbildung II-10). Nach einer Revision soll die Maschine das gleiche Verhalten, wie im Neuzustand aufweisen. Entsprechend geht man davon aus, dass der Gütegrad nach einer Revision am höchsten ist und dem Neuzustand entspricht. Erst durch Verschleiß und vermehrte Reibung im laufenden Betrieb sinkt der Gütegrad ab. Der Turbosatz soll ohne Zwi-

schenfälle oder ungeplante Stillstände zwischen den Revisionen in Betrieb sein. Das Minimum wird vor dem Beginn der nächsten Revision im zeitlichen Abstand von drei Jahren erreicht.

Das in der grafischen Auswertung kein einheitlicher Trend zu erkennen ist, liegt möglicherweise an zu viele Störgrößen und betriebsbedingte Abweichungen im System. Vor diesem Hintergrund kann nicht auf den tatsächlichen Zustand der Turbinen geschlossen werden. Bei 5 von 19 Zeiträumen verbessert sich im Laufe der Zeit der Gütegrad. Bei weiteren 5 von 19 Zeiträumen scheint sich der Gütegrad über die komplette Zeit nicht zu verändern. Nur bei 9 von 19 Zeiträumen scheint eine Verschlechterung des Gütegrades aufzutreten.

Um diese Auswertung zu bestätigen wurde zusätzlich noch ein Diagramm mit allen Daten der Turbosätze übereinander angefertigt und eine Trendlinie für den kompletten Zeitraum der Datenerfassung am jeweiligen Turbosatz berechnet.

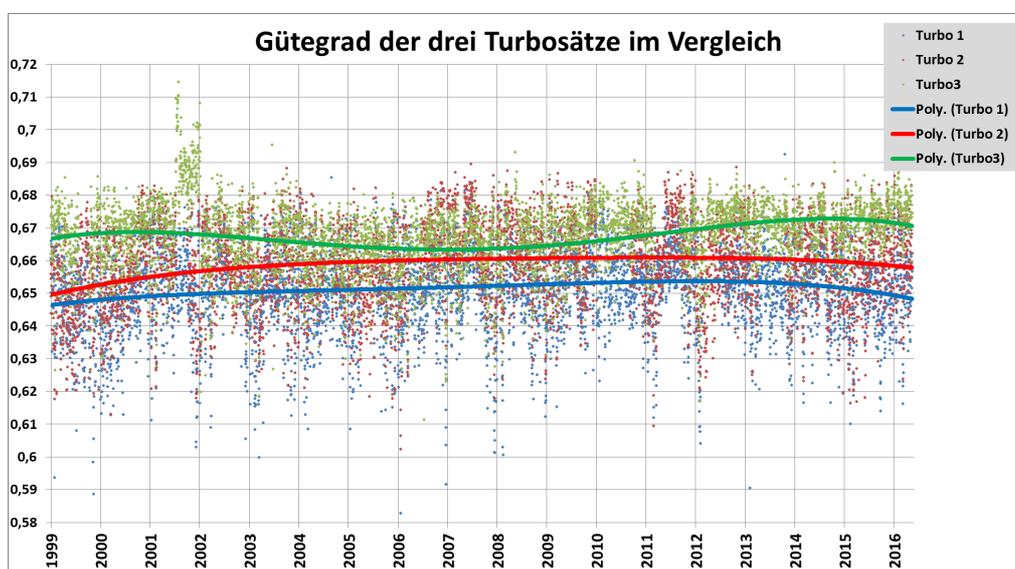


Abbildung V-13: Gütegrad der drei Turbosätze im Vergleich

Die aus den vorherigen Diagrammen gewonnene Erkenntnis, dass sich der Gütegrad der drei Turbosätze im Laufe der Zeit scheinbar abrupt verbessert oder verschlechtert, wird hier bestätigt. Aus dem Buch (Schröder, 1968, S. 34) ist zu entnehmen, dass ein Gütegrad von unter 70% bei einer vergleichbar kleinen Turbine ohne Zwischenüberhitzung und mit einer maximalen Frischdampfmenge von 100 t/h, plausibel erscheint (siehe hierzu ANHANG N).

Die Tabelle 7 zeigt die Steigungen über den gesamten Zeitraum für die Trendlinienberechnung. Turbo 3 beginnt bei 66,5% im Jahr 1999 und steigert sich um 0,5% auf aktuell 67%. Damit liegt Turbo 3 um 1% höher als Turbo 2 und um circa 1,5% höher als Turbo 1. Aufgrund der Daten wird auch deutlich wie minimal die Veränderungen über den gesamten Zeitraum sind.

Turbosatz:	Steigung der Trendlinie:	Änderung pro Jahr:
1	$6,74692 \cdot 10^{-7}$	0,024626243 %
2	$1,03376 \cdot 10^{-6}$	0,037732405 %
3	$8,25293 \cdot 10^{-7}$	0,030123197 %

Tabelle 7: Steigungen der Trendlinien, Gütegradberechnung

Es ist zunächst zu vermuten, dass die Verbesserung der Materialien und die Erfahrung bei der Instandhaltung, dafür sorgen, dass die Gütegrade der Turbosätze sich im Laufe des gesamten Zeitraumes verbessern. Auch eine angepasste Fahrweise könnte Ursache für die Verbesserungen sein, da die Gütegradberechnung stark von der Regulierung der Masse-

ströme abhängt. Wobei die Masseströme und die Fahrweise auch für die starke Streuung verantwortlich sind (siehe dazu Abbildung V-6 zur Massebilanz). Dies wird besonders deutlich wenn der Gesamtwirkungsgrad nach der Formel aus Kapitel V. - 2.6., bilanziert wird. Die Ergebnisse sind in dargestellt. Da an Turbo 3 im Vergleich die meiste Energie durch die 12 bar Entnahme abgezogen wird, ist der Maschinenwirkungsgrad niedriger als an Turbo 1 und 2.

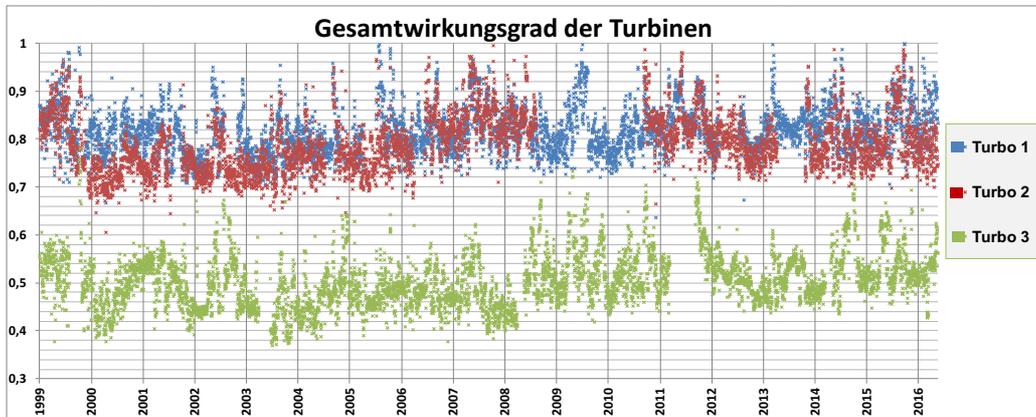


Abbildung V-14: Gesamtwirkungsgrad der Turbinen

Bei der Auswertung und Aufbereitung der Daten ist auffällig, dass die ungeplanten Ausfälle und Stillstände zunehmen. Die Untersuchung im nachfolgenden Kapitel (VI.) legen den Schwerpunkt auf die Ausfallzeiten und Stillstände der Maschinen.

Aus den berechneten Werten wird ersichtlich, warum der Gütegrad an Turbo 3 höher ist. Das Medium befindet sich nach der Expansion bereits im Nassdampfgebiet, mit einem Dampfgehalt von etwa 99 %. Ursache hierfür ist der höhere Druck im Vergleich zu den anderen

	T4	p4	T5	p5	x5	η_i
Einheit:	°C	bar(abs)	°C	bar(abs)		
Turbo1	522,006	73,021	37,402	0,054	1,000	0,651
Turbo2	524,348	73,220	36,820	0,058	1,000	0,659
Turbo3	523,161	72,518	37,211	0,070	0,999	0,669

Tabelle 8: Durchschnittswerte Gütegradberechnung

Turbosätzen. Dieser Druck ist konstruktionsbedingt vorgegeben, was eine Folge der Umbaumaßnahmen aus dem Jahr 1973 darstellt, als die ehemalige Gegendruckturbine als Kondensationsturbine umgerüstet wurde. In Tabelle 8 sind die Durchschnittswerte über den gesamten Zeitraum gegeben, darin ist der erhöhte Druck und der niedrigere Dampfgehalt an Turbo 3 aufgeführt.

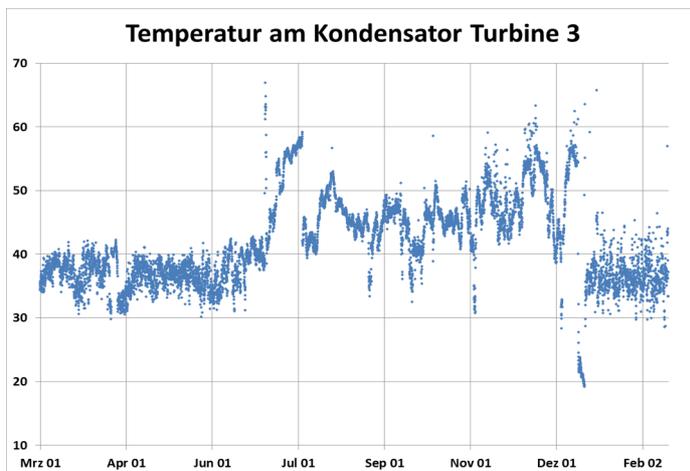


Abbildung V-15: Temperatur am Kondensator Turbo 3

In dieser Untersuchung wurde zum ersten Mal eine Berechnung des Dampfgehaltes für die Turbosätze durchgeführt, da keine Sensoren in der Anlage vorhanden sind, die den Dampfgehalt bestimmen. Der erhöhte Dampfgehalt ist sehr untypisch für eine Kraftwerksdampfturbine. Im Normalfall liegt der Dampfgehalt zwischen 90-100%. Der Dampfgehalt wird durch eine möglichst tiefe Kondensatortemperatur bestimmt,

da der Expansionsdruck durch die ND-Turbine weitestgehend vorgegeben wird. Ziel dabei ist es die Enthalpiedifferenz zu erhöhen und somit mehr Exergie (nutzbare Energie) zu gewin-

nen. Durch die erhöhte Feuchte im Dampf bei der Expansion kann der Turbinenläufer abgebremst und durch Tropfenerosion (Abbildung V-4) beschädigt werden. Die auskondensierten Flüssigkeitstropfen können wegen ihrer hohen Aufprallgeschwindigkeit Beschädigungen an den Laufschaufeln der Turbine hervorrufen. Die Flüssigkeitstropfen bremsen den Turbinenläufer zudem und mindert dadurch den Wirkungsgrad der Maschine. Im Hinblick auf diese aufgeführten Gründe und der in der Vergangenheit gesammelten positiven Erfahrungen mit der Betriebsweise der Turbine, hat sich die Kraftwerksleitung dafür ausgesprochen die Turbinen auch weiter mit diesen Abdampfparametern zu betreiben. Eine Erklärung für die erhöhte Kondensattemperatur, findet sich im Kapitel VII. „Kondensatorberechnung“.

	T4	p4	h4	T5	p5	x5	h'5	h''5	h5	s4	s'5	s''5	x5is	h'5is	h''5is	h5is	η_i
Einheit:	°C	bar (abs)	kJ/kg	°C	bar (abs)		kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg		kJ/kg	kJ/kg	kJ/kg	
Turbo1	522,006	73,021	3461,150	37,402	0,054	1,000	142,833	2562,946	2569,301	6,838	0,493	8,370	0,805	142,833	2562,946	2092,191	0,651
Turbo2	524,348	73,220	3466,600	36,820	0,058	1,000	148,575	2565,414	2568,025	6,843	0,511	8,343	0,809	148,575	2565,414	2102,648	0,659
Turbo3	523,161	72,518	3464,486	37,211	0,070	0,999	163,917	2571,992	2569,584	6,845	0,561	8,272	0,815	163,917	2571,992	2126,272	0,669

Tabelle 9: Durchschnittswerte der Turbosätze über den gesamten Zeitraum

Bei der Auswertung der Daten fiel an Turbo3 im Zeitraum 10. Juli 2001 bis 07. Januar 2002 ist eine sprunghafte Erhöhung des Gütegrades auffällig (siehe Abbildung V-12). Um eine Erklärung für diese Verbesserung zu finden wurden, alle Daten des Turbosatzes zu diesem Zeitraum untersucht. Als Ursache konnte ein sprunghafter Anstieg der Temperatur im Kondensator ermittelt werden. Dieser Anstieg ist in Abbildung V-15 dargestellt. Die durchschnittliche Temperatur im Kondensator beträgt für den Zeitraum: 01. Januar 1999 bis zum 20. Mai 2016: **37,211°C**. Für den Zeitraum 10. Juli 2001 bis 07. Januar 2002 betrug der Mittelwert der Temperatur: **47,372°C**. Das bedeutet eine um 10°C erhöhte Temperatur im Vergleich zum durchschnittlichen Temperaturverlauf über den gesamten Zeitraum. Eine Erhöhung der Kondensatortemperatur lässt genauso wie eine Erhöhung des Druckes im Kondensator darauf schließen, dass die maximal gewinnbare mechanische Arbeit sinkt und sich somit der Wirkungsgrad der Anlage verschlechtert (siehe Abbildung V-1). An diesem anschaulichen Beispiel wird deutlich, dass eine Verbesserung des Gütegrades und somit des inneren Wirkungsgrades, nicht automatisch als positiv für die Anlage gewertet werden kann. Zudem ist eine sprunghafte Veränderung des Gütegrades im laufenden Betrieb ein Anzeichen für einen Vorfall in der Maschine. Eine Verbesserung würde eine Verringerung der Reibung, der Dissipation oder der Spaltverluste bedeuten. Im laufenden Betrieb ist dieser Aspekt jedoch unwahrscheinlich. Daher sollte man sprunghafte, positive Anstiege grundsätzlich genauer untersuchen.

Zudem wird vor diesem Hintergrund in der Auswertung deutlich, dass die entnommenen Energiemengen durch die Dampfenahmen der Turbosätze eine entscheidende Rolle für die Gütegradberechnung spielen. Durch eine geänderte Betriebsweise und eine Veränderung der Entnahmesituation kommt es zu Abweichungen (siehe hierzu ANHANG O). Es ist jedoch nahezu unmöglich die gesamte Raffinerie zu einem bestimmten Zeitpunkt mit dem Betriebszustand an den Turbosätzen in ein Verhältnis zu setzen. Aus diesem Grund wird im Folgenden eine Berechnung des inneren Wirkungsgrades an den HD-Turbinen durchgeführt. Hierbei entfallen die Entnahmesituationen.

6. Der innere Turbinenwirkungsgrad im HD-Teil der Turbosätze

Im Gegensatz zum gesamten Turbinenwirkungsgrad wird der innere Wirkungsgrad in der HD-Turbine durch die Parameter am Eingang (Zustand ④) und an der Entnahme 1 definiert.

$$\eta_{HD} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is}} = \frac{h_4 - h_{12bar}}{h_4 - h_{12bar\ is}}$$

Auch in dieser Berechnung entfallen die Masseströme, was zu einer Verbesserung der Genauigkeit der Ergebnisse führt. Da sämtliche Temperaturen und Drücke bereits bekannt sind, kann direkt eine Berechnung durchgeführt werden. Im ANHANG H bis ANHANG J sind die jeweiligen Enthalpieänderungen und die damit verbundenen Zustandsänderungen an den Turbosätzen in ein Mollier-h-s-Diagramm für Wasserdampf eingetragen. Auf der Grundlage wird der Unterschied der drei Turbosätze deutlich. Die Berechnung lieferte folgende Ergebnisse:

	Mittelwert η_{HD} [%]	Mittelwert 2015 η_{HD} [%]	Steigung ges.:	größter Wert im Zeitraum η_{HD} [%]
Turbo 1	0,760	0,728	$-6,021 \cdot 10^{-6}$	0,803
Turbo 2	0,772	0,735	$-4,727 \cdot 10^{-6}$	0,828
Turbo 3	0,744	0,733	$-8,402 \cdot 10^{-7}$	0,794

Tabelle 10: Berechnung Wirkungsgrad der HD-Turbinen

Zur Übersichtlichkeit sind im Folgenden die Ergebnisse in Diagrammen abgebildet:

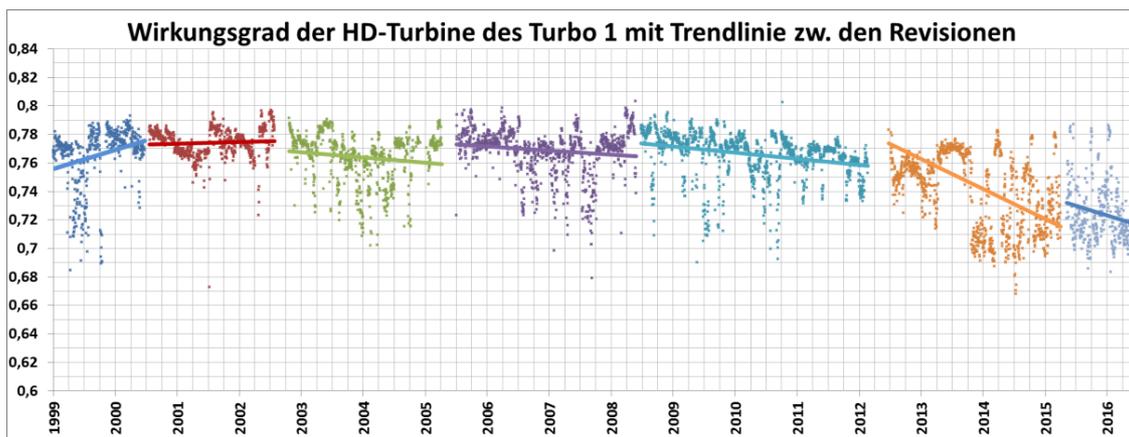


Abbildung V-16: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 1

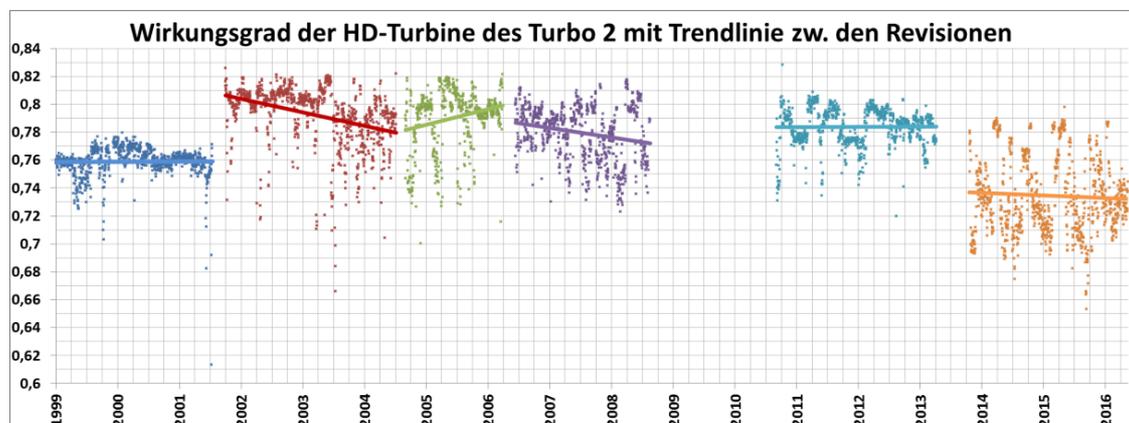


Abbildung V-17: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 2

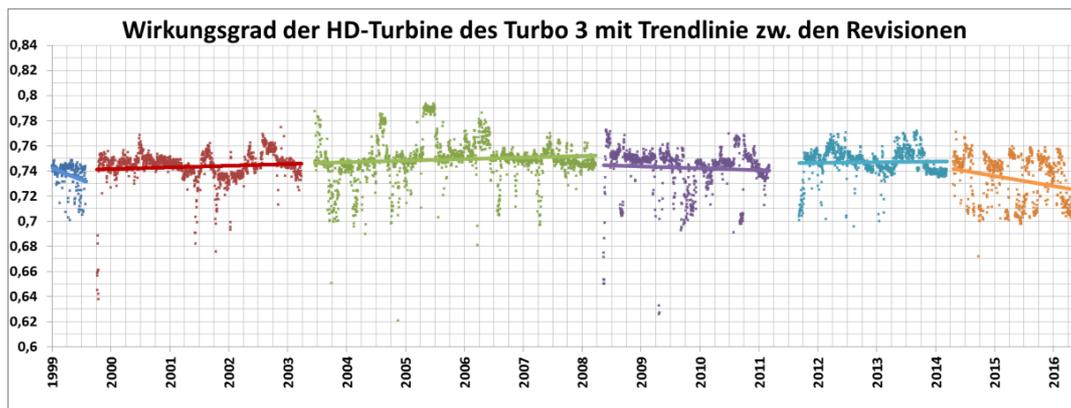


Abbildung V-18: Wirkungsgrad HD-Teil Turbo 3

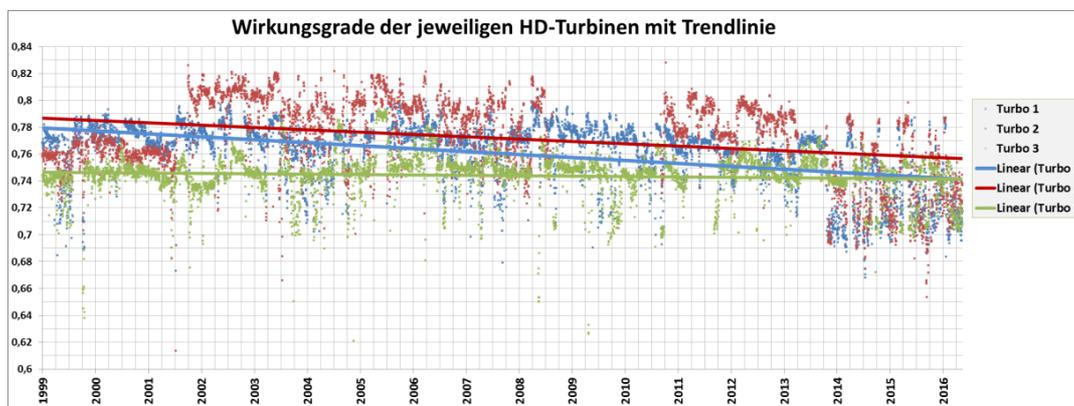


Abbildung V-19: Wirkungsgrade aller HD-Turbinen

Aus den Diagrammen ist zu entnehmen, dass sich die Wirkungsgrade der Turbosätze über den Zeitraum verschlechtern. Auch in der Wirkungsgradberechnung findet sich eine starke Streuung der Ergebnisse wieder, obwohl die Massenströme nicht weiter berücksichtigt wurden. Die Ergebnisse sind dennoch plausibel und werden durch die Literatur in Ihrer Größenordnung bestätigt (Zahoransky, 2015, S. 81), (Dolezal, 2001, S. 7 Bild 1.7.). Aus Abbildung V-19 ist eindeutig ersichtlich, dass die Streuung stark von der Fahrweise der Turbinen abhängt. Die ist an einem parallelen Steigen oder Fallen der Ergebnisse an allen Maschinen gleichzeitig zu beobachten (z.B.: Ende 2000 bis 2002; Mitte 2008 bis 2011). Man erkennt, dass bei Revision eines Turbosatzes die beiden anderen Turbosätze, mehr Leistung erzeugen müssen und somit mit einer geänderten Fahrweise betrieben werden, was sich wiederum auf den Wirkungsgrad des einzelnen Turbosatzes auswirkt. Der Vergleich zwischen dem Mittelwert über den gesamten Zeitraum und dem Mittelwert von 2015 zeigt die Größenordnung auf, um die sich der Wirkungsgrad verschlechtert hat.

Aufgrund der Ergebnisse lässt sich festhalten, dass sich der Wirkungsgrad an Turbo 1 mit etwa -4% über den gesamten Zeitraum, von 78% auf aktuell 74% verschlechtert hat. Turbo 2 hat sich um -3,1% (von 78,8% auf 75,7%) negativ entwickelt. Und der Wirkungsgrad von Turbo 3 ist um -0,7% von 74,7% auf aktuell 74% gefallen. Damit weist Turbo 3 zwar den insgesamt schlechtesten Wirkungsgrad auf, jedoch fällt dieser im Vergleich zu den Siemensturbinen mit einer geringen Steigung ab.

Eine anschließende Untersuchung der Lebensdauer soll ermitteln, in welchem Zustand sich die Maschinen aktuell befinden.

VI. Stillstände und Ausfallzeiten

Um eine Lebensdaueranalyse zu erstellen, mussten anhand der vorhandenen Dokumentation zu den drei Turbomaschinen die Stillstands- und Revisionszeiten ausgewertet werden. Diese penible Auswertung ist im ANHANG L zu finden. Darin wird unterschieden in geplanten und ungeplanten Ausfällen.

Unter den geplanten Ausfällen sind Revisionen und weitere Instandhaltungsmaßnahmen zu verstehen, durch die die jeweilige Maschine außer Betrieb genommen werden musste.

Stillstände, bei denen die Maschine außer Betrieb war, aufgrund der Wartung einer Anlage im Kraftwerk (z.B. bei Kesselrevision), wurden ausschließlich berücksichtigt, wenn parallel Instandhaltungsarbeiten am Turbosatz notwendig waren. Ohne solche Arbeiten am Turbosatz wurde der Stillstand nicht weiter berücksichtigt, da dies nicht zu den betriebsbedingten Einflussgrößen für die Lebensdauerbetrachtung gewertet werden kann.

Ausfälle, bei denen die Maschine plötzlich und unerwartet durch einen Mangel still stand, wurden als ungeplante Ausfälle gewertet. Ebenfalls ist ein Stillstand als ungeplant gewertet worden, wenn Verschleißerscheinungen oder plötzliche Störungen, wie Dampf- oder Ölleckagen den weiteren Betrieb zu gefährlich machten und die Maschine daher vom Netz genommen werden musste.

Vermeehrt gab es den Fall, dass eine Störung vor einer Revision auftrat und der zu erwartende Instandhaltungsaufwand einen weiteren Betrieb nicht sinnvoll erscheinen ließ, sodass die Revision vorgezogen werden musste. In diesem Fall wurde der Stillstand als „geplant“ gewertet.

Mittels dieser Daten konnte eine statistische Auswertung erfolgen.

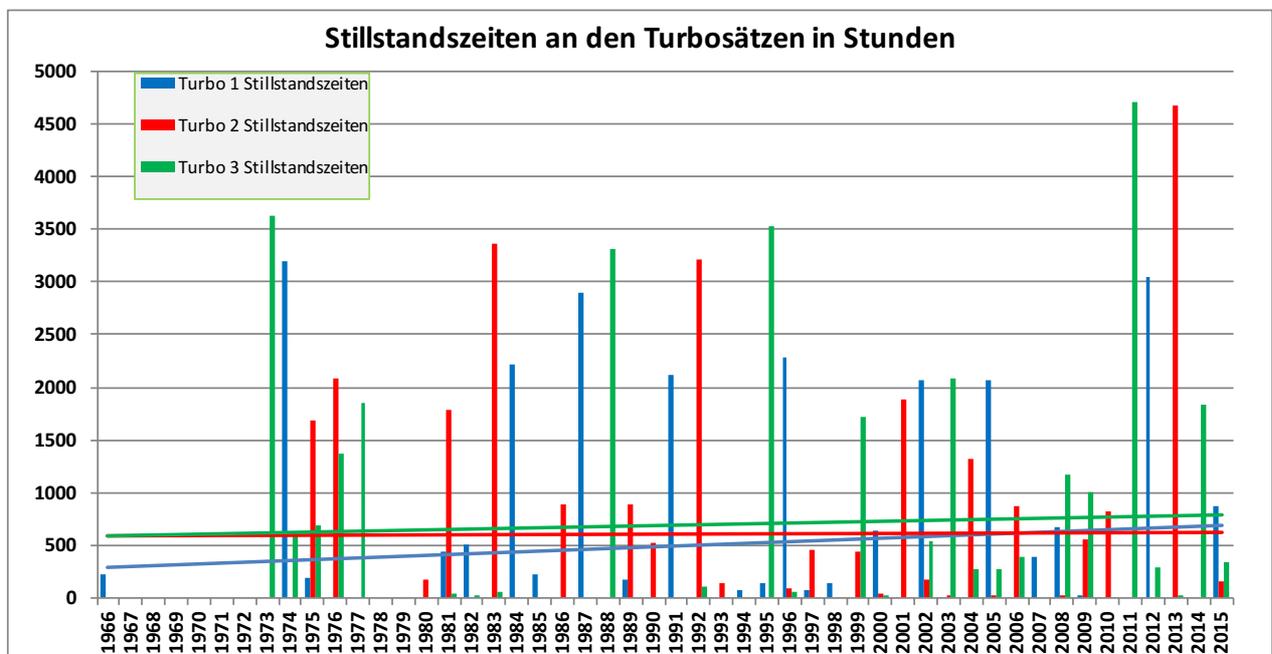


Abbildung VI-1: Stillstandszeiten der Turbosätze

Im Diagramm sind sämtliche Stillstandszeiten in Stunden für die einzelnen Turbosätze mit einem Trend dargestellt. Hingegen wird nicht in der Ursache des Stillstandes unterschieden. An Turbo 1 und 2 konnten die Verzögerungen bei der ersten Inbetriebnahme durch betriebs-

zeitunabhängige Einflussgrößen (siehe (Siemens AG Power Generation, 2006) Abschnitt 6; Kapitel: *Wartung*; Seite 86) nicht berücksichtigt werden, da hierfür keine Aufzeichnungen vorhanden waren. Generell sind kaum Unterlagen aus den Jahren 1963 bis 1975 in der Dokumentation vorhanden. Da die Maschinen zu diesem Zeitpunkt neu waren, kann davon ausgegangen werden, dass nach erfolgreicher Inbetriebnahme keine Probleme an den Turbosätzen auftraten.

An dieser Stelle muss erneut darauf hingewiesen werden, dass die Daten ab dem 01. Januar 1999 minutengenau aus dem RocRed entnommen werden konnten. Entsprechend sind Ausfälle in diesem Zeitraum wesentlich exakter dokumentiert und die Daten sind daher präziser. Bei der Auswertung der Dokumentation waren die Zeitangaben in den Montageberichten ausschlaggebend.

Besonders aussagekräftig sind in der Abbildung VI-1 die Trendlinien. Demnach steigen die Stillstandszeiten an Turbo 2 auch über den gesamten Betriebszeitraum nur minimal an.

Um die Turbosätze miteinander vergleichen zu können, wurde eine Statistik mit den addierten Stillstandszeiten erstellt und dieser nach der Ursache des Stillstandes getrennt.

	T1	T2	T3
ungeplante Schäden	1906 h	7198 h	6123 h
geplante Revisionen	22742 h	19082 h	49240 h
Stillstände insgesamt	24648 h	26279 h	55362 h

Tabelle 11: Stillstandszeiten an den Turbosätzen

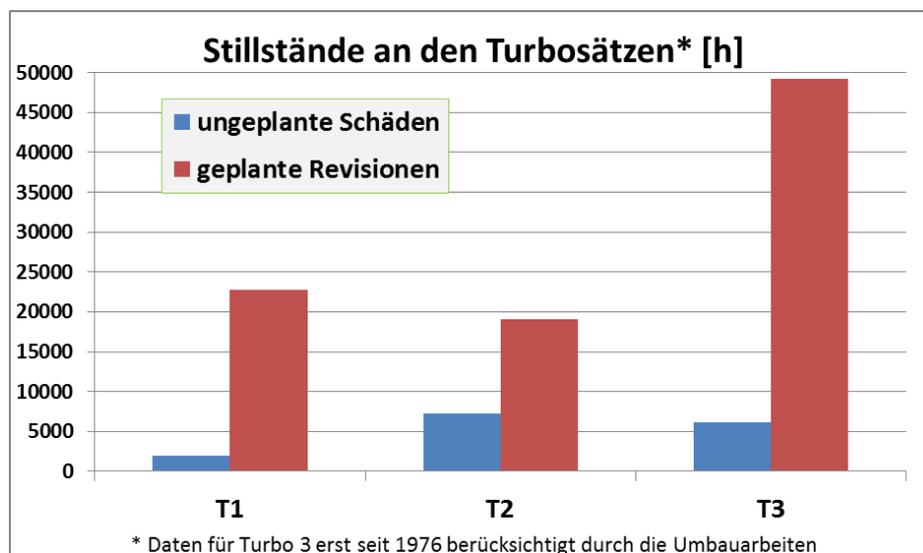


Abbildung VI-2: gesamte Stillstände an den Turbosätzen

Demnach benötigt Turbo 3 mehr als doppelt so viel Revisionszeit als die beiden anderen Turbosätze. Auch die gesamte Stillstandzeit am Turbo 3 ist doppelt so hoch wie an Turbo 1 und 2.

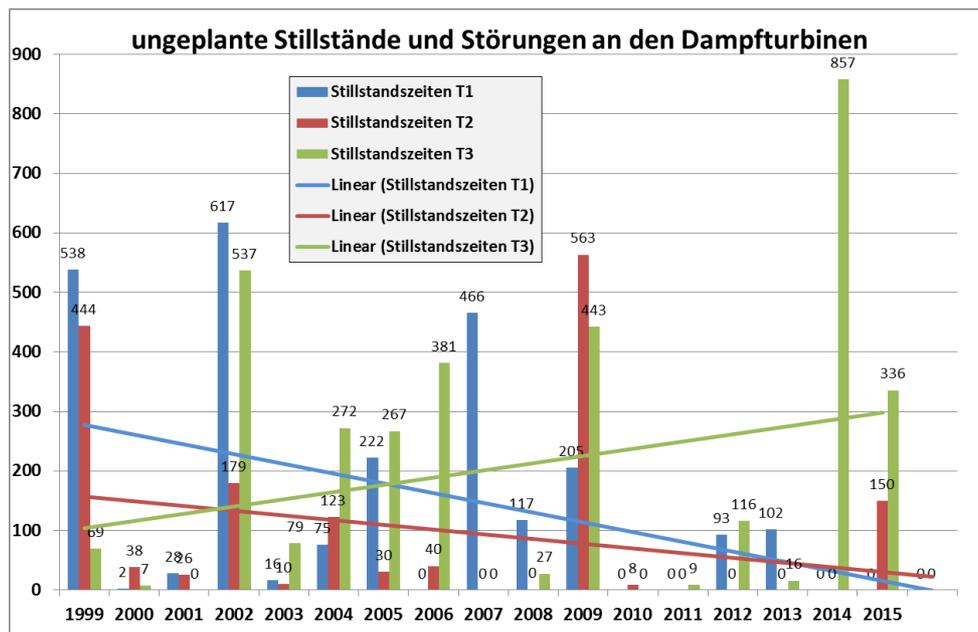


Abbildung VI-3: ungeplante Stillstände an den Dampfturbinen

Um einen besseren Vergleich zwischen den Turbosätzen zu erzielen, ist es sinnvoll die ungeplanten Stillstände zwischen den Revisionen genauer zu betrachten. Dabei wird auf die präziseren Daten aus RocRed zurückgegriffen, denn Abbildung VI-1 legt nahe, dass die Dampfturbinen sich in der Phase 2 oder bereits in Phase 3 ihrer Lebensdauer (vgl. Abbildung II-10, sowie: (VGB PowerTech Service GmbH, 1993, S. 9 Bild 1) und (Koch, 2001, S. 8)) befinden. Eine Auswertung der letzten 17 Betriebsjahre ist auf dieser Grundlage am vielversprechendsten.

Abbildung VI-3 zeigt, getrennt für jedes Jahr, die stündlichen Stillstandszeiten der Turbosätze mit einem Trendverlauf. In diesem Fall steigt die Stillstandszeit durch Ausfälle an Turbo 3 stetig an, während sie bei den beiden anderen Turbosätzen abfällt. Dies legt die Vermutung nahe, dass zumindest Turbo3 sich bereits in der dritten Phase seiner Lebensdauer befindet. Abbildung VI-4 verdeutlicht diese Vermutung noch einmal. Es ist der Abbildung zu entnehmen,

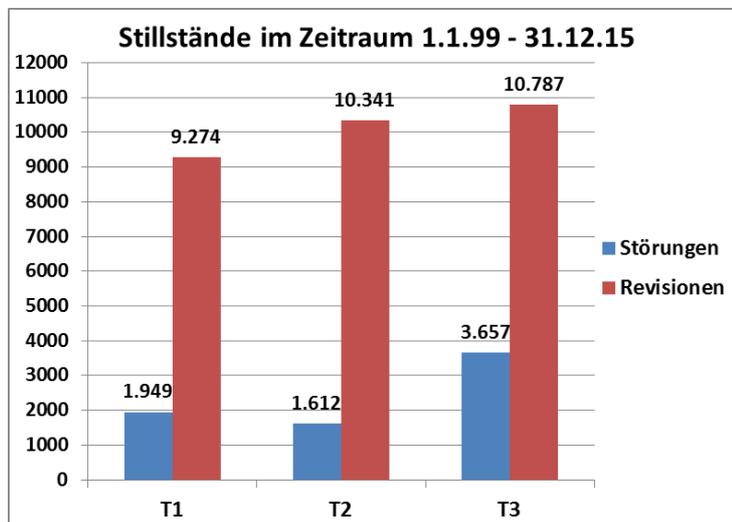


Abbildung VI-4: Stillstände 1999 - 2016

dass die Stillstandszeit durch ungeplante Ausfälle an Turbo 3 doppelt so hoch sind, im Vergleich zu Turbo 2. Bemerkenswert ist ebenfalls die Erkenntnis, dass die Instandhaltungsstillstände durch Revisionen an allen Turbomaschinen nahezu dieselbe Größenordnung besitzen.

In den Abbildung VI-5 bis Abbildung VI-7 sind sämtliche Stillstandszeiten für den jeweiligen Turbosatz innerhalb eines Jahres addiert und im Zeitraum seit Inbetriebnahme bis zum Ende 2015 dargestellt. Die ermittelte Gefahrenfunktion ist in schwarz dargestellt. Sie gibt Auskunft darüber in welchem Abschnitt der Lebensdauer sich der Turbosatz befindet (siehe

(BIGA - Institut für Arbeitsschutz der deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (DGUV), 2/2008, S. 221, Anhang D) und (Koch, 2001, S. 9)). Dabei muss bedacht werden, dass Turbo 3 als Kondensationsturbine erst im Jahr 1973 in Betrieb genommen wurde. Turbo 1 und 2 sollten 1963 in Betrieb gehen. Dies war nach anfänglichen Schwierigkeiten jedoch erst ab 1966 möglich. Die erste Phase der Betriebszeit ist daher nur an Turbo 3 präzise zu erkennen, da an Turbo 1 und 2 kein Probetrieb dokumentiert wurde. Nach der Berechnung und der Auswertung befinden sich bereits alle drei Turbosätze in Phase 3 ihrer Lebensdauer. Ab dem Jahr 2001 ist an Turbo 3 eine vermehrte Häufung der ungeplanten Ausfälle zu beobachten. Im Diagramm wird dies durch das gehobene Plateau am Ende der Gefahrenfunktion deutlich.

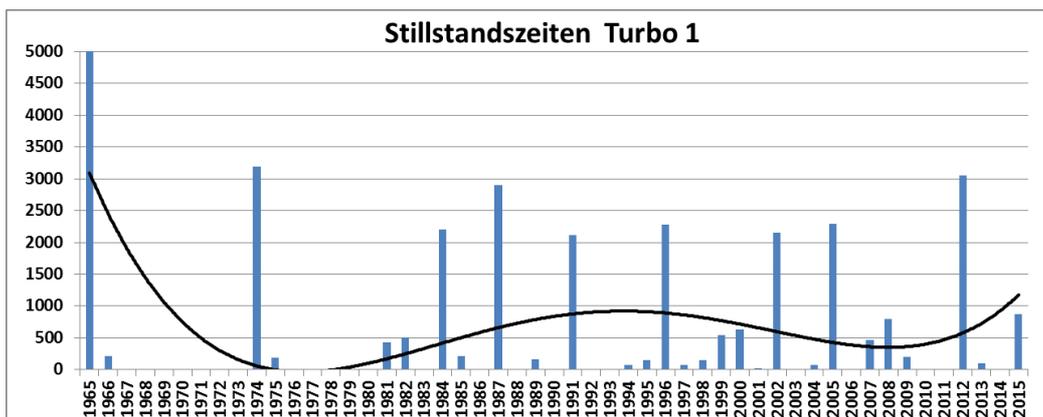


Abbildung VI-5: Stillstandszeiten Turbo 1

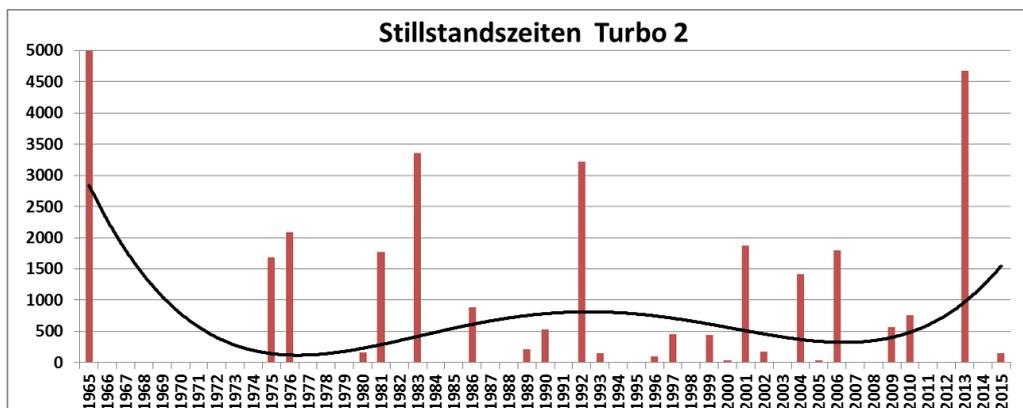


Abbildung VI-6: Stillstandszeiten Turbo 2

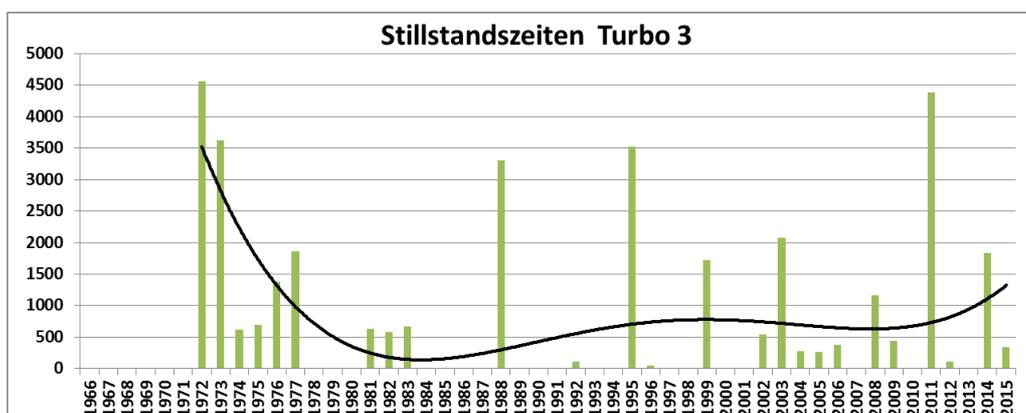


Abbildung VI-7: Stillstandszeiten Turbo 3

Um eine Aussage über die zukünftige Entwicklung an Turbo 3 geben zu können, sind in Tabelle 12 die Steigungen der Stillstandszeiten angegeben (siehe auch Abbildung VI-3).

In der Tabelle 12 ist ersichtlich, dass zukünftig mit einer Zunahme sowohl für ungeplanten Ausfälle und Störungen, als auch für die Revisionszeiten, an Turbo 3 zu rechnen ist. Hingegen nehmen die Störungen an den Siemenssturbinen (Turbo 1 und 2) ab, bei nahezu gleichen Revisionszeiten Abbildung VI-4.

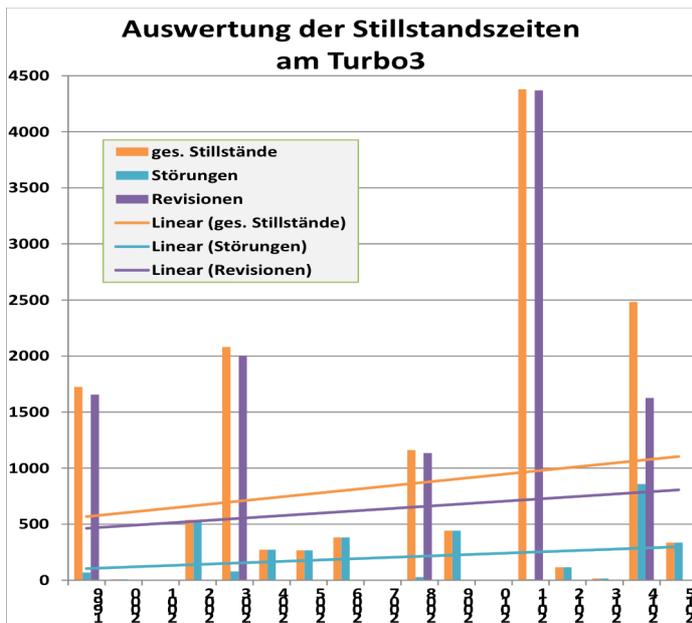


Abbildung VI-8: Auswertung am Turbo3

Steigung pro Jahr: [h]	
ges. Stillstände T3	17,863
Störungen T3	10,956
Revisionen T3	6,907
Störungen T1	-16,434
Störungen T2	-7,427

Tabelle 12: Steigungen der Stillstandszeiten

1. Rückschlüsse auf die Berechnungsergebnisse

Mit den Daten der Stillstandszeiten können Rückschlüsse auf die Ergebnisse der Berechnungen in Kapitel V. gezogen werden. Hierbei sticht besonders das Ergebnis der Massebilanz an den Turbosätzen hervor (Abbildung V-6). Bisher konnte keine Begründung dafür gefunden werden, warum die Massebilanz an Turbo 3 so stark im Vergleich zu den anderen Maschinen abweicht. Diese Streuung wurde auch bei den Berechnungen festgestellt. Als

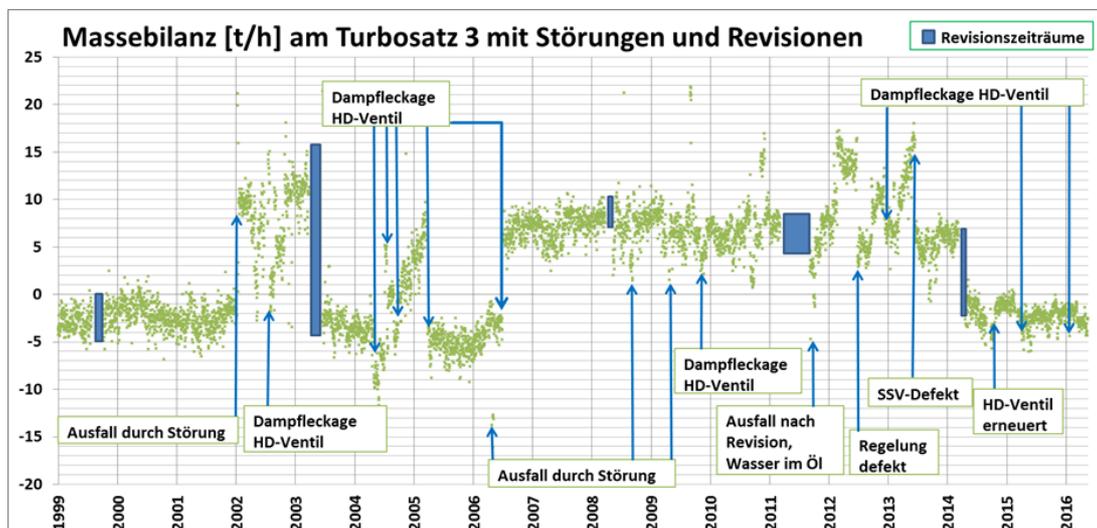


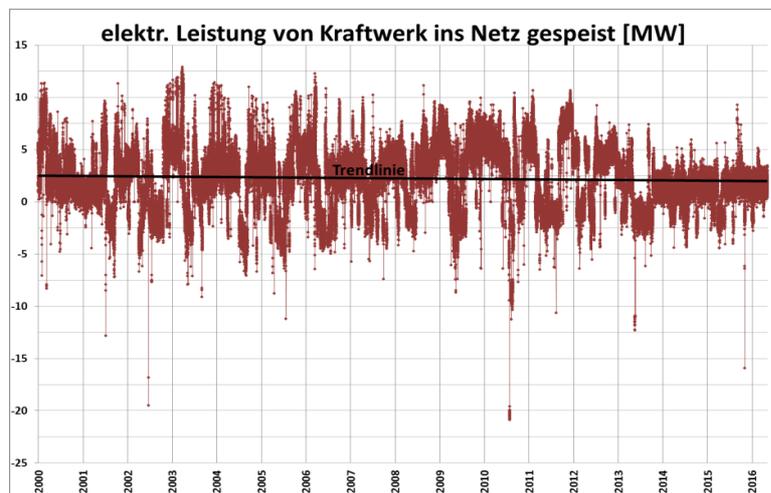
Abbildung VI-9: Stillstandzeiträume in der Massebilanz an Turbo 3

Auswirkung für diese Feststellung, wurden die Masseströme bei der Berechnung außer Acht gelassen, um keine unnötigen Abweichungen der Ergebnisse zu provozieren. Trägt man jedoch die Revisionszeiträume und Störungen an der Maschine in das Diagramm der Massebilanz ein, wird augenscheinlich die Bedeutung von Störungen im Betrieb auf die Fahrweise der Maschine klar. Im ANHANG O sind einzeln für alle Turbos die Auswirkungen von Stillständen auf den HD-Wirkungsgrad dargestellt.

Demnach ist die Schlussfolgerung, dass Turbo 3 sehr empfindlich auf Störungen, im Vergleich zu Turbo 1 und 2 reagiert. Auf der Grundlage ist es sinnvoll bei der Wirkungsgradberechnung die Massebilanz nicht zu berücksichtigen.

2. Bedeutung von Ausfällen für die Raffinerie

Wie im Abschnitt IV.2. beschrieben, hat der Ausfall einer Turbine direkte Auswirkungen auf den Betrieb der Raffinerie. Bedingt durch den Engpass in der Entnahmemöglichkeit von maximal 8 MW elektrische Leistung aus dem EVU-Netz, müssen bei einem Turbinenausfall so schnell wie möglich die Leistungen an den anderen Turbinen angepasst werden, damit die Produktionsanlagen in der Raffinerie weiter versorgt werden können. Abbildung VI-10 zeigt



die elektrische Leistung, die zwischen Kraftwerk und EVU-Netz ausgetauscht wird. Dabei sind besonders die Zeiträume zu beachten bei denen mehr als 8 MW aus dem Netz entnommen werden mussten (negative Werte). Insgesamt ist an 426,22 h, seit dem 01. Januar 2000, mehr Leistung entnommen worden. Dies entspricht 0,297% des gesamten, ausgewerteten Zeitraumes.

Abbildung VI-10: elektrische Leistung an das EVU-Netz

Statistische Daten:

Mittelwert 1999 bis 2016: 2,25 MW (eingespeist)

Mittelwert 2016: 1,55 MW (eingespeist)

Steigung pro a: -0,032 MW/a

Bei der Auswertung der jeweiligen Entnahmesituation musste die Fahrweise des gesamten Kraftwerkes ins Verhältnis gesetzt werden. In diesem Zusammenhang war besonders auffällig, dass der Betrieb der

Gasturbine eine wichtige Rolle für die Turbosätze spielt (vgl. Abbildung III-10). Bei der Betrachtung des Kraftwerkschemas (Abbildung III-8) wird deutlich, dass die Abwärme der Gasturbine als GUD-Prozess zur Dampferzeugung im Kessel 5 benötigt wird. Beim Ausfall der Gasturbine sinkt in Kessel 5 die Dampferzeugung, was einen Leistungseinbruch an den Dampfturbinen bedeutet. Die Gasturbine hat am 07. Juni 2001 ihren Betrieb aufgenommen. Ursprünglich wurde die Gasturbine mit Raffineriegas (Rückstände aus der Produktion) betrieben. Im ANHANG K sind sämtliche Vorfälle tabellarisch aufgeführt, bei denen mehr als 8 MW entnommen werden mussten. Auch die Auswirkungen für die Raffinerie sind hier dokumentiert.

Ab dem 28. September 2011 wurde die Gasturbine ausschließlich mit reinem Erdgas befeuert. Dies hatte zwei Gründe, zum einen verbesserten sich durch die Verwendung von Erdgas die Emissionswerte, zum anderen verursachte Erdgas weniger Betriebsstörungen an der Gasturbine. Entsprechend gab es seit den Umbaumaßnahmen nur noch zwei Vorfälle bei denen mehr Leistung entnommen werden musste um die Produktion aufrecht zu erhalten.

VII. Neubeschaffung einer Turbomaschine

Da die Blohm+Voss Dampfturbine (Turbo3) im Kraftwerk die größten Alterserscheinungen aufweist und aktuell Konzepte für die zukünftige Energieversorgung der Raffinerie erstellt werden, ist es erforderlich zunächst die aktuellen Betriebsdaten der Turbosätze aufzunehmen. Damit können den Turbinenherstellern für die Angebotserstellung genaue Daten zur Berechnung und Auslegung vorgelegt werden. Sinn und Zweck ist es einen Ausblick für die Energieversorgung der Raffinerie in der Zukunft zu geben. Weiterhin sollen die Engineeringkosten und -zeiten bei den Turbinenherstellern minimiert werden, um so schnell wie möglich konkrete Angebote für die Ersatzbeschaffung zu erhalten.

Der Betreiber stellt als Rahmenbedingung folgende Parameter für die Ersatzbeschaffung auf:

- Kondensationsturbine
- zwei Entnahmen (12 bar (rel.) und 2,5 bar (rel.))
- Zweigehäusig

Im Fazit wird anhand der Analyse der Betriebsparameter eine Empfehlung für die Auslegung eines neuen Turbinensatzes gegeben. Mit dieser Empfehlung sollte eine neue Dampfturbine ausgelegt werden.

Im Folgenden werden zunächst die relevanten Parameter in einem Diagramm dargestellt. Weiterhin werden für die Daten berechnet und in tabellarischer Form die Ergebnisse präsentiert:

- der Mittelwert im gesamten Zeitraum
- der Mittelwert für 2015
- die Steigung pro Jahr
- der größte Wert im gesamten Zeitraum.

In ANHANG M sind sämtliche Parameter der drei Turbosätze als Mittelwert über den gesamten, betrachteten Zeitraum erfasst.

1. Eingangsparmeter an Turbo 3

	Mittelwert	Mittel. 2015	Steigung pro a	größter Wert im Zeitraum
T_{Ein} T1 [°C]	522,026	521,044	-0,00004	529,843
p_{ein} T1 [bar (rel.)]	72,012	71,722	-0,00018	73,611
T_{Ein} T2 [°C]	524,406	524,209	0,00057	536,553
p_{ein} T2 [bar (rel.)]	72,273	71,817	0,00057	73,834
T_{Ein} T3 [°C]	523,178	520,715	-0,00054	531,062
p_{ein} T3 [bar (rel.)]	71,526	71,308	-0,00024	73,428

Tabelle 13: Frischdampfparameter an den Turbosätzen

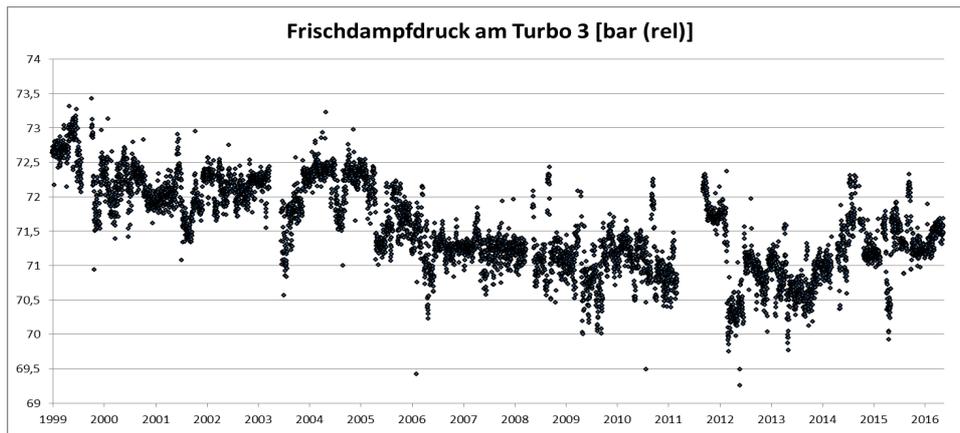


Abbildung VII-1: Frischdampfdruck am Turbo 3

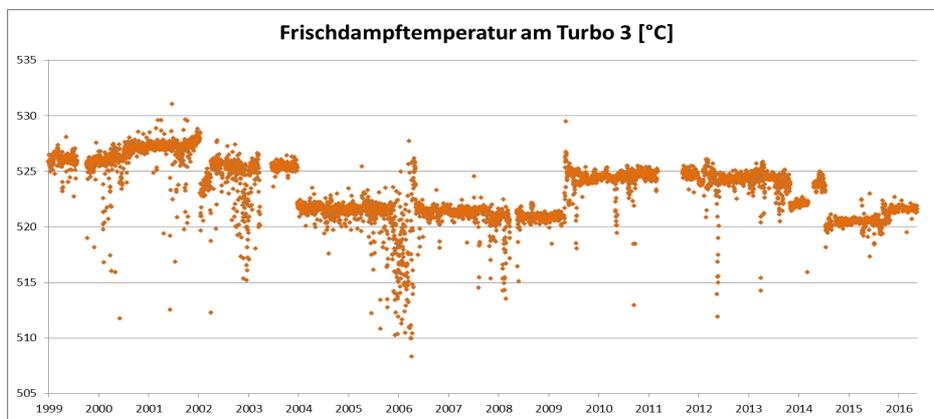


Abbildung VII-2: Frischdampf Temperatur am Turbo 3

2. Entnahme 1 – 12 bar

	Mittelwert	Mittelwert 2015	Steigung pro a:	größter Wert im Zeitraum
$\dot{m}_{12\text{bar T1}}$ [t/h]	42,342	31,914	-0,599	73,406
$\dot{m}_{12\text{bar T2}}$ [t/h]	43,111	35,567	-0,442	72,640
$\dot{m}_{12\text{bar T3 1}}$ [t/h]	56,237	50,422	-1,416	98,448
$\dot{m}_{12\text{bar T3 2}}$ [t/h]	19,159	20,748	-0,850	53,599
$\dot{m}_{12\text{bar T3ges}}$ [t/h]	75,396	71,170	-0,113	109,621
$\dot{m}_{12\text{bar Turbos ges}}$ [t/h]	147,383	132,120	-1,264	217,388
$\dot{m}_{12\text{bar zur Raff}}$ [t/h]	114,293	113,251	-0,817	190,955
$p_{T1 12\text{bar}}$ [bar (rel.)]	12,619	12,555	0,004	13,119
$p_{T2 12\text{bar}}$ [bar (rel.)]	12,658	12,629	-0,001	13,068
$p_{T3 12\text{bar}}$ [bar (rel.)]	12,768	12,626	-0,035	13,725
Temp $T1 12\text{bar}$ [°C]	321,710	328,292	0,572	381,040
Temp $T2 12\text{bar}$ [°C]	320,922	330,048	0,651	388,215
Temp $T3 12\text{bar}$ [°C]	328,348	327,933	-0,220	391,956

Tabelle 14: Bedingungen an der Entnahme 1

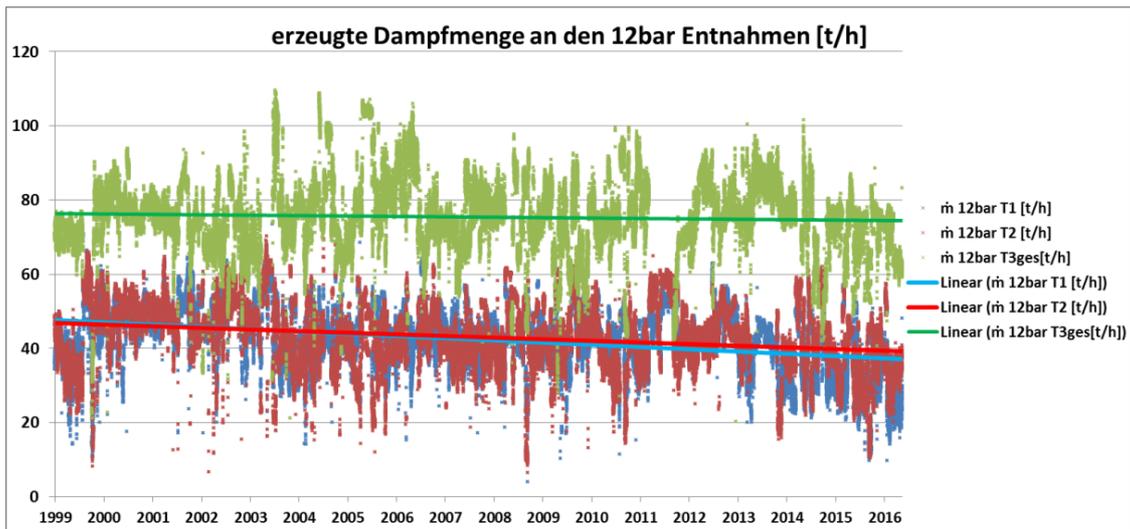


Abbildung VII-3: erzeugte Dampfmenge Entnahme 1

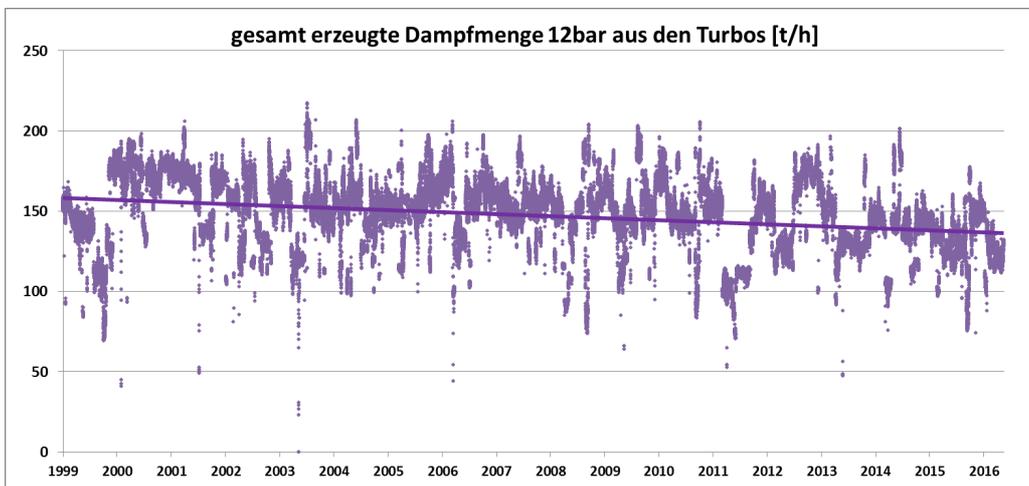


Abbildung VII-4: gesamt erzeugte Dampfmenge Entnahme 1

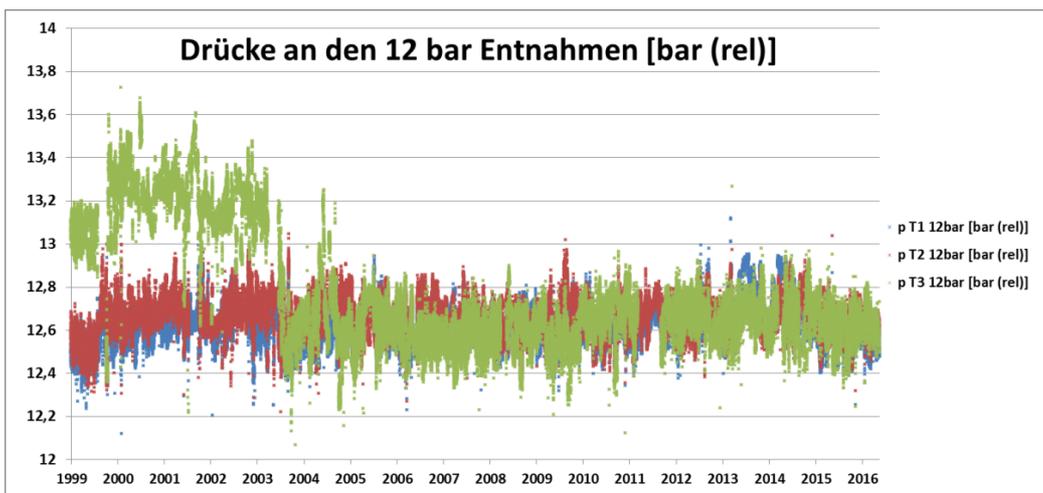


Abbildung VII-5: Dampfdrücke Entnahme 1

Am 25. Juni 2003 um 09:00Uhr wurde eine zweite Entnahme mit 12 bar an Turbo 3 in Betrieb genommen. Dies führte zur Absenkung des Entnahmedruckes und zur leichten Erhöhung der Entnahmemenge an Turbo 3. Dabei gilt es zu beachten, dass Turbo 3 lediglich für 12bar (rel.) ausgelegt ist.

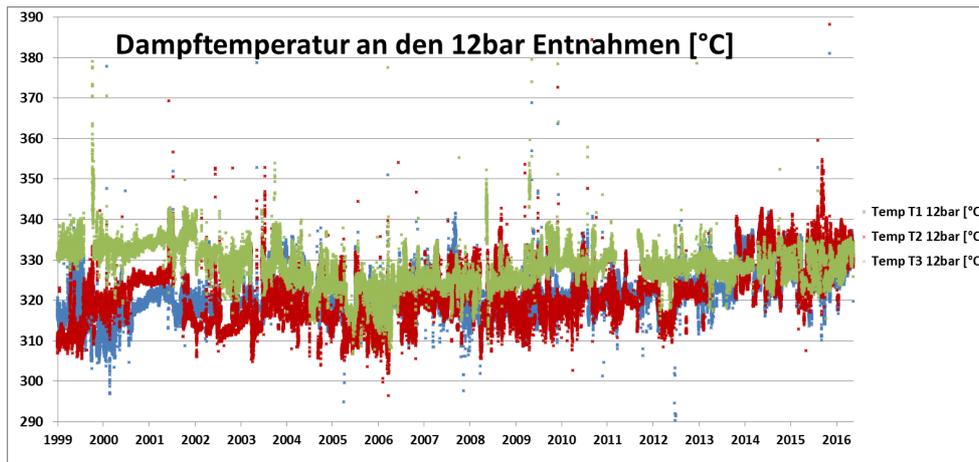


Abbildung VII-6: Dampftemperaturen Entnahme 1

3. Entnahme 2 – 2,5 bar

	m 2,5 bar T1 [t/h]	m 2,5 bar T2 [t/h]	m 2,5 Turbos ges [t/h]	m 2,5bar zur Raff. [t/h]	p T1 2,5bar [bar(rel.)]	p T2 2,5bar [bar(rel.)]	Temp T1 2,5bar [°C]	Temp T2 2,5bar [°C]
Mittelwert	27,467	27,172	50,456	43,762	3,007	3,048	212,967	209,229
Mittelwert 2015	28,658	27,862	53,210	46,041	2,950	3,024	215,318	213,352
Steigung ges:	-0,024	-0,160	-0,193	-0,675	-0,007	-0,003	0,144	0,159
größter Wert im Zeitraum:	46,076	43,253	87,168	75,527	4,664	3,503	335,743	368,586

Tabelle 15: Bedingungen an der Entnahme 2

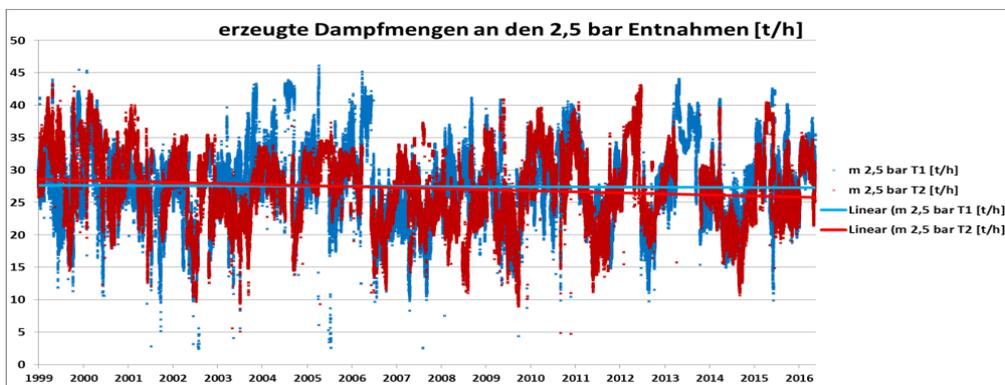


Abbildung VII-7: gesamte Dampfmenge Entnahme 2

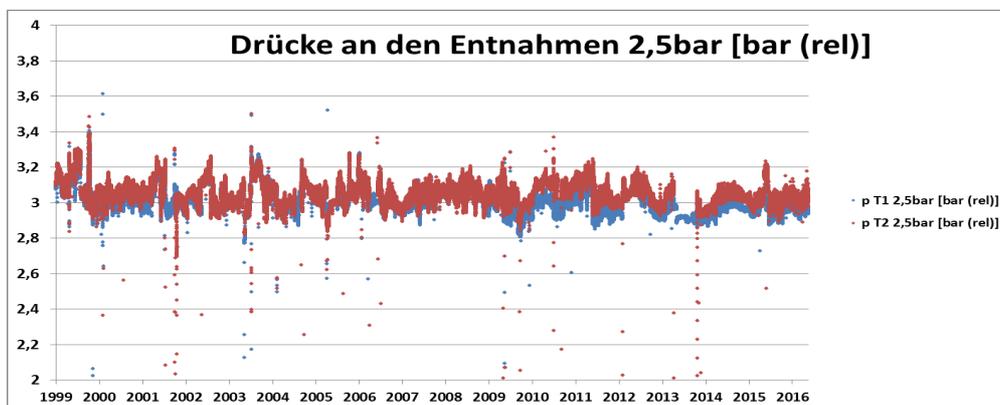


Abbildung VII-8: Dampfdrücke Entnahme 2

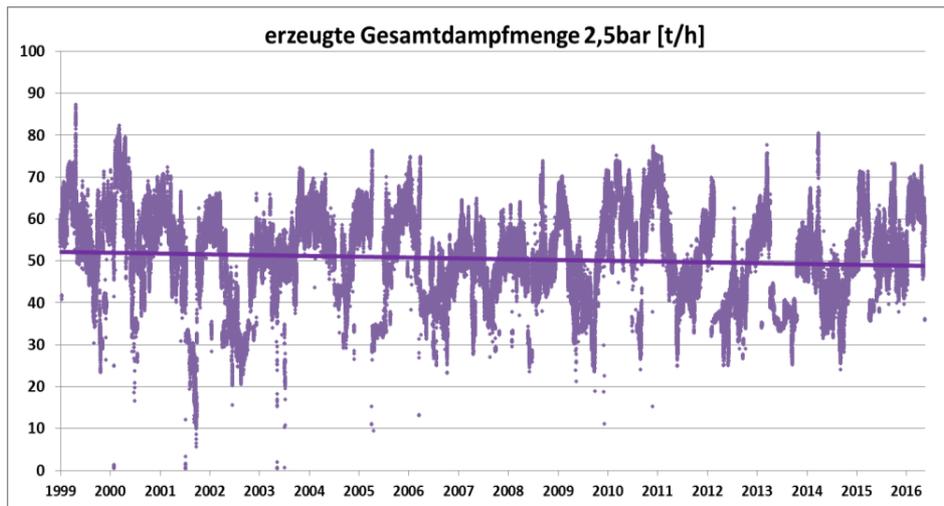


Abbildung VII-9: Dampfmenge Entnahme2

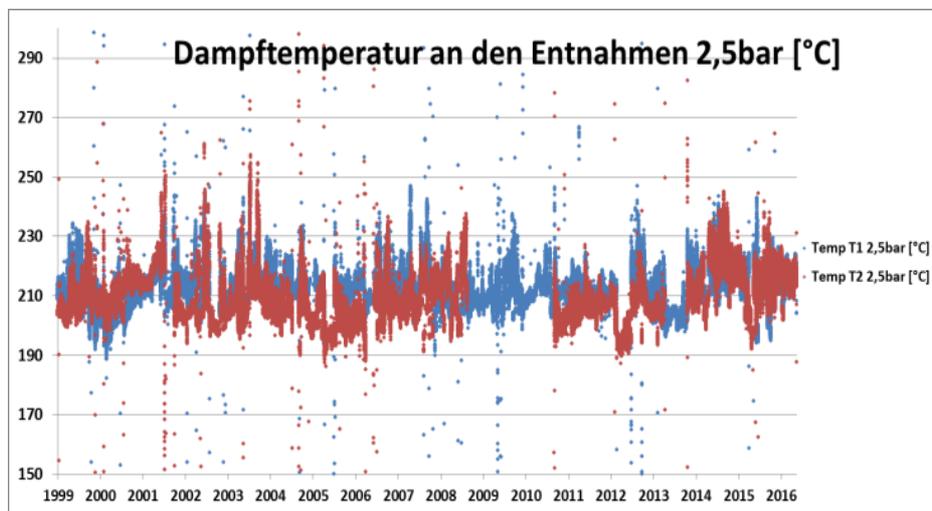


Abbildung VII-10: Dampftemperaturen Entnahme 2

4. Bedingungen am Kondensator

Die Aufnahme der Kondensatordaten erfolgt, bedingt durch die vorhandene Rechnerkapazität und den begrenzten Zugriff, auf Sensordaten für Werte im Abstand von 24h.

	Mittelwert	Mittelwert 2015	Steigung ges:	größter Wert im Zeitraum
$\dot{m}_{\text{Kond T1}}$ [t/h]	10,044	9,283	-0,03130	19,608
$\dot{m}_{\text{Kond T2}}$ [t/h]	9,353	8,608	-0,01589	20,934
$\dot{m}_{\text{Kond T3}}$ [t/h]	16,268	15,567	-0,04431	32,509
Temp _{Kond T1} [°C]	37,278	37,869	0,10485	94,680
Temp _{Kond T2} [°C]	36,719	36,671	0,01434	81,042
Temp _{Kond T3} [°C]	37,057	35,814	-0,07012	68,393
$p_{\text{Kond T1}}$ [bar (rel.)]	-0,947	-0,948	0,00026	-0,990
$p_{\text{Kond T2}}$ [bar (rel.)]	-0,943	-0,944	0,00015	-0,981
$p_{\text{Kond T3}}$ [bar (rel.)]	-0,929	-0,918	0,00049	-0,977

Tabelle 16: Bedingungen am Kondensator

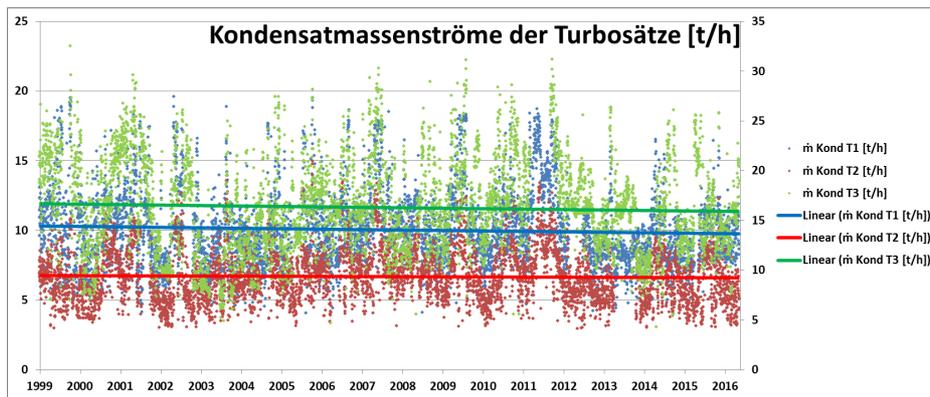


Abbildung VII-11: Kondensatmassenströme

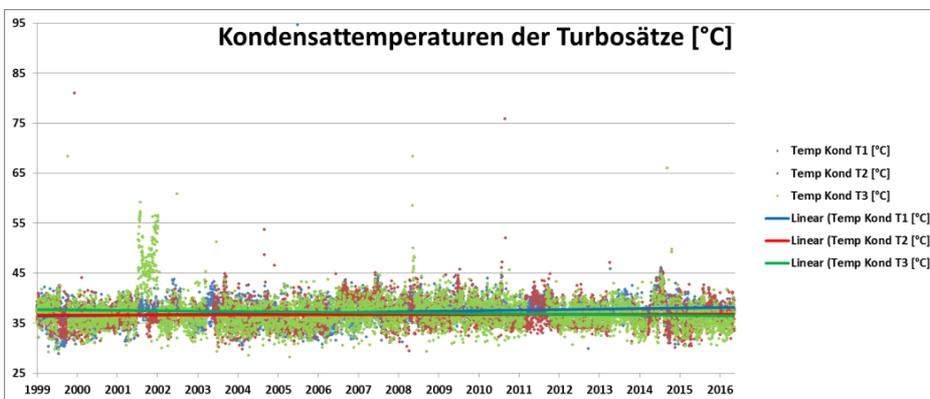


Abbildung VII-12: Kondensattemperaturen

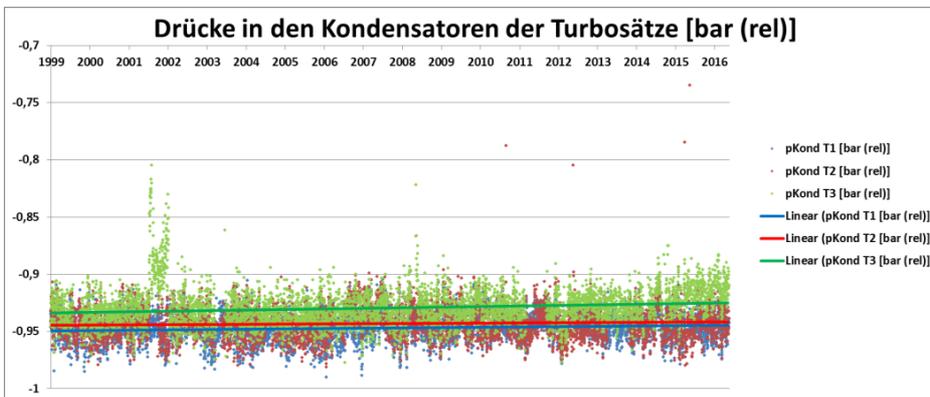


Abbildung VII-13: Kondensatdrücke

Kühlwasserseite:

	Mittelwert	Mittelwert 2015	Steigung ges:	größter Wert im Zeitraum
Temp Kühl ein T1 [°C]	20,551	20,628	-0,056	30,822
Temp Kühl aus T1 [°C]	31,426	30,883	-0,064	56,367
Temp Kühl ein T2 [°C]	20,506	20,263	-0,054	30,665
Temp Kühl aus T2 [°C]	30,608	31,206	-0,057	45,898
Temp Kühl ein T3 [°C]	20,505	20,340	-0,067	30,763
Temp Kühl aus T3 [°C]	29,559	29,324	-0,027	56,561

Tabelle 17: Bedingungen Kühlwasserseite

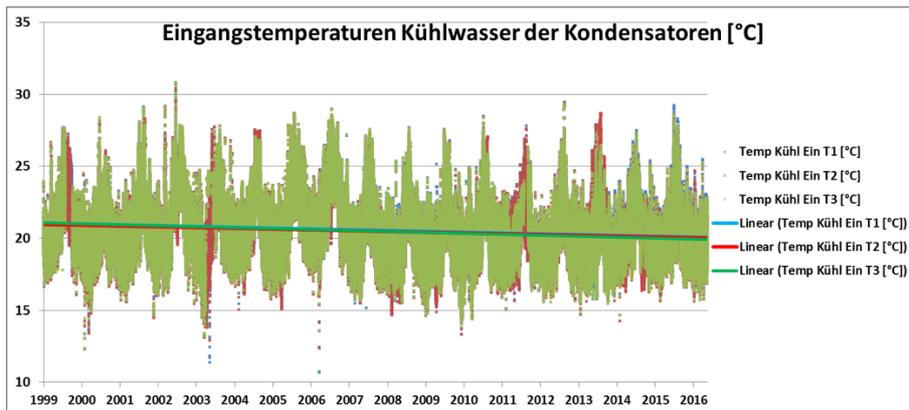


Abbildung VII-14: Kühlwassereingangstemperaturen

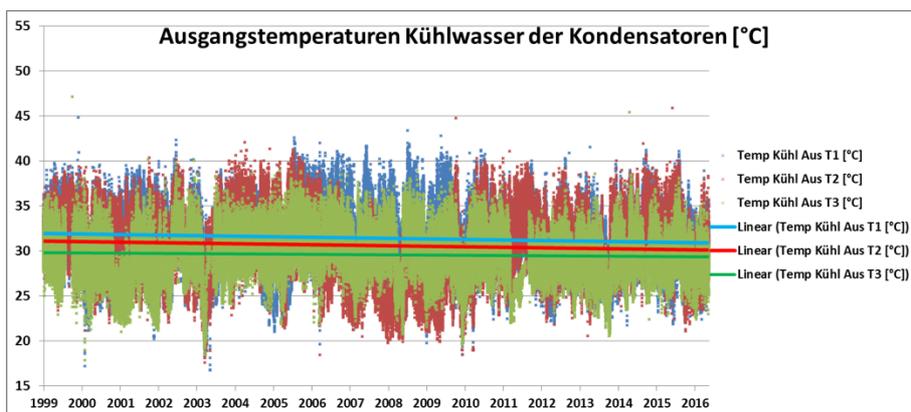


Abbildung VII-15: Ausgangstemperaturen Kühlwasserseite

Kondensatorberechnung

Um den berechneten Dampfgehalt vorrausgehender Berechnungen zu kontrollieren, können die Sensordaten am Kondensator benutzt werden (Bošnjaković, 1965). Grundlage für die Berechnung des Dampfgehaltes sind die Daten am Eingang des Kondensators (VDI-Verlag, 2002). Mittels einer Kondensatorberechnung können diese Sensordaten auf Richtigkeit geprüft werden. Dabei geht man bei dem Kondensator von einem Gegenstromwärmetauscher aus. Die Wärmeübertragungsleistung \dot{Q} bestimmt sich für die einzelnen Seiten des Kondensators zu (Kretzschmar, 2016, S. 42 - 43):

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T'_1 - T''_1) ; \dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T''_2 - T'_2)$$

In diesem Fall wird die Änderung kinetischer und potentieller Energie vernachlässigt.

Der Expansionsdruck p_1 ist durch die Auslegung und der Kondensatmassenstrom \dot{m}_1 durch die Fahrweise der Turbine vorgegeben. Damit der Dampfgehalt (x) günstig für die Energieausbeute und den Korrosionsschutz gehalten wird, muss T'_1 angepasst werden. Dies ist eine Aufgabe des Kondensators und geschieht mit der Definition der Kühlwasserseite. T'_2 ist von der Außentemperatur abhängig. T''_1 und T''_2 sind konstant von der Funktion und dem Zustand des Kondensators abhängig.

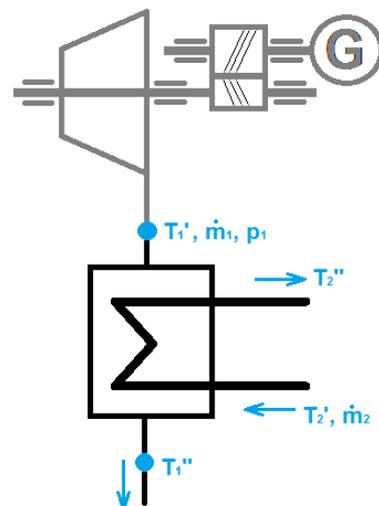


Abbildung VII-16: Skizze Kondensator

Somit wird T_1' durch den Massestrom der Kühlwasserseite (\dot{m}_2) bestimmt (Strauß, 2009, S. 271-282). Zur Vereinfachung, wird die Annahme getroffen, dass keine Wärmeverluste an die Umgebung auftreten und die Wärmeströme nur im Kondensator übertragen werden.

$$|\dot{Q}_1| = |\dot{Q}_2| = \dot{Q}$$

Dies ist in der Realität in der Regel nicht der Fall, da es die Aufgabe eines Kondensators, ist Wärme abzugeben. Jedoch ist die mit der Umgebung ausgetauschte Wärmeleistung im Vergleich so gering, dass sie vernachlässigt werden kann. Damit vereinfacht sich die Berechnung zu:

$$\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T'_1 - T''_1) = \dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (T''_2 - T'_2)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (T'_1 - T''_1)}{c_{p2} \cdot (T''_2 - T'_2)}$$

Die Wärmekapazitäten sind abhängig vom Medium, sowie der Temperatur und dem Druck des Mediums. Bei dem Medium auf der Turbinenseite handelt es sich um vollentsalztes Wasser (VE-Wasser) (Strauß, 2009, S. 283 -291), (VGB PowerTech e.V., Dritte Ausgabe 2011). Das Medium auf der Kühlwasserseite ist Frischwasser. Die Wärmekapazität kann mittels der Dampftafeln und dem VDI-Wärmeatlas bestimmt werden (VDI-Verlag, 2002).

In der Raffinerie wird die Kühlwasserseite durch den Kühlkreislauf 4 definiert. Hier werden das Kraftwerk, die Pyrolyse und der Platformer gemeinsam mit Kühlwasser versorgt. In Abbildung III-3, Abbildung III-4 und Abbildung III-5 sind die Sensorenübersicht der einzelnen Turbosätze gezeigt. Hieraus erkennt man, dass kein Messaufnehmer für den Massestrom \dot{m}_2 und für die Temperatur am Ausgang T_1'' vorhanden ist. Entsprechend fehlt ein Wert um eine Kondensatorberechnung durchzuführen. Dieser Umstand ist dem Betreiber seit Jahren bekannt. Die Kraftwerksleitung bestimmt die Temperatur T_1' indem der Massestrom \dot{m}_2 reguliert wird bis die Temperatur den gewünschten Wert annimmt. Durch diesen Umstand ist abschließend auch der hohe Dampfgehalt mit $x=1$ zu erklären. Denn da es keine Möglichkeit gibt die Feuchtigkeit nach den Turbinen im Dampf zu ermitteln, wird die Temperatur T_1' sehr grob geregelt. Dabei nimmt der Betreiber den Umstand in Kauf, dass sich der Dampf noch im übersättigten Zustand befindet.

5. Erzeugte elektrische Energie an den Turbosätzen

	P _{T1} [MW]	P _{T2} [MW]	P _{T3} [MW]	P _{ges erz}
Mittelwert	10,362	10,367	9,908	36,253
Mittelwert 2015	9,487	9,399	9,905	36,934
Steigung pro Jahr:	-0,069	-0,044	0,041	0,296
größter Wert im Zeitraum:	16,577	13,004	14,076	47,235

Tabelle 18: Bedingungen erzeugte elektrische Leistung

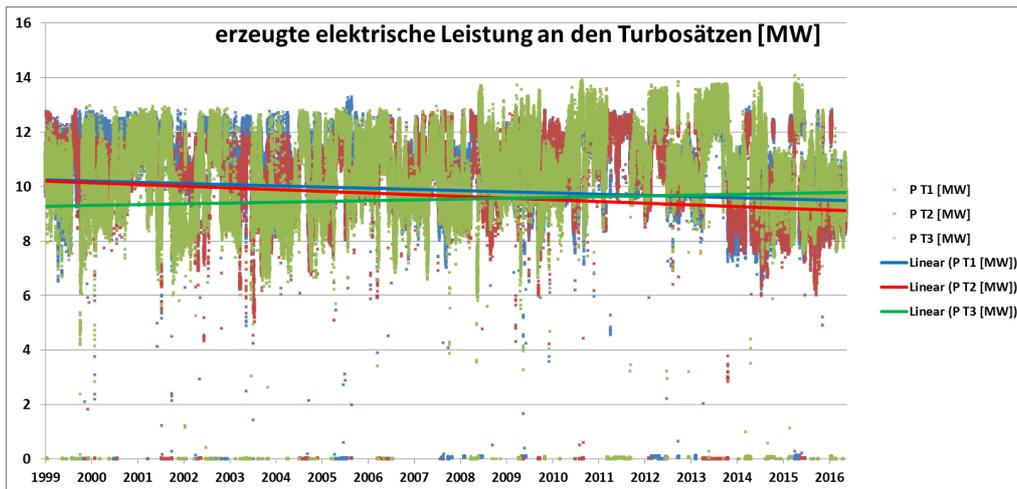


Abbildung VII-17: erzeugte elektrische Leistung an den Turbos

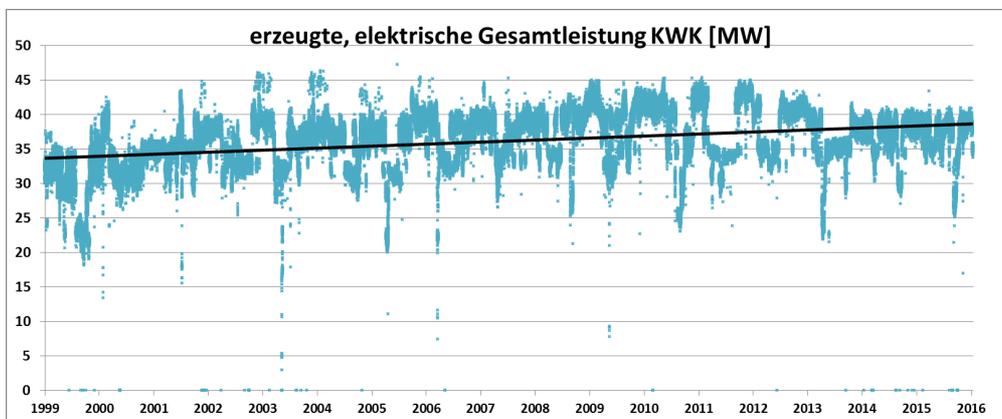


Abbildung VII-18: erzeugte, elektrische Gesamtleistung KWK

In diesem Zusammenhang ist hervorzuheben, dass der Bedarf an elektrischer Energie stetig ansteigt. Dies ist zum einen damit zu begründen, dass immer wieder neue Anlagenteile in Betrieb genommen werden (z.B.: 2001 HC-Anlage), zum anderen werden mittlerweile Begleitheizungen für den Betrieb im Winter, von Prozessdampf auf elektrische Beheizung umgerüstet. Dadurch sinkt der Verbrauch an Prozessdampf und der Verbrauch an elektrischer Energie steigt. Zu berücksichtigen ist, dass der Bedarf seit 2014 nahezu konstant geblieben ist.

6. Betriebsparameter am Turbo 3

Bei der Auswertung der Daten fiel besonders am Turbo 3 auf, dass die Betriebsparameter der aktuellen Fahrweise nicht mehr mit den Auslegungsbedingungen von 1973 übereinstimmen. In Tabelle 19 sind daher die Parameter am Turbo 3 aufgezeigt, die besonders stark abweichen.

Parameter	Auslegung 1973	Mittelwert 99 - 2016
Eintrittstemperatur	510 °C	523,183 °C ⁴
Temperatur Entnahme 12bar	290 - 311 °C	328 °C
Entnahmedampfdruck	13 bar (abs.)	13,8 bar (abs.)

Tabelle 19: Betriebsparameter am Turbo 3

⁴ Die Dampfeintrittstemperatur ist, wie in Kapitel VI. 4. beschrieben nur bedingt glaubhaft.

7. Kosten bei Neuanschaffung

Bereits vor Beginn der Untersuchungen wurde bei den Herstellern Siemens und MAN Diesel&Turbo um ein Angebot für eine Ersatzbeschaffung gebeten, da eine Angebotserstellung sehr zeitaufwendig ist. Zum jetzigen Zeitpunkt und zum Abschluss der Untersuchungen liegen zwei ungenaue Angebote vor. Es wurden jedoch bereits Summen und Rahmenbedingungen genannt, die an dieser Stelle erwähnt werden sollten.

Ein erstes Angebot für eine sogenannte „Footprint-Lösung“ der Firma Siemens wurde bereits erstellt. Eine Footprint-Lösung ist eine Austauschmaschine, bei der am vorhandenen Grundrahmen beziehungsweise dem Fundament keine wesentlichen Änderungen vorgenommen werden müssen. Die vorhandene Ölwanne kann mit keinen oder nur geringen Änderungen weiterverwendet werden, ebenso wie das Getriebe und der Generator. Diese können unverändert weiterbetrieben oder entsprechend den neuen Betriebsparametern angepasst werden. Das abgegebene Angebot wurde jedoch auf den Parametern und Betriebsdaten der bestehenden Siemensmaschinen erstellt, bevor es eine Auswertung der aktuellen Parameter in der Anlage gab. Dabei ist auf Betreiberwunsch der komplette Turbosatz mit Ölwanne, elektronischer Steuerung, Getriebe und Arbeitsmaschine auszutauschen. Eine Footprint-Lösung bietet den Vorteil nach genügend Vorbereitungszeit die Stillstandszeit durch die Installation des neuen Turbosatzes so gering wie möglich zu halten, da keine großen Änderungen an der Infrastruktur vorgenommen werden müssen. Jedoch ist diese Variante am kostenintensivsten. Laut Angebot ist mit Kosten in Höhe von 7,75 Mio. EUR für den kompletten Turbosatz auszugehen. Durch zusätzliche Kosten wie Personalaufwand und Engineeringkosten, müssen schätzungsweise 10 Mio. € für eine Footprint-Lösung eingeplant werden. Die Vorlaufzeit bis zur Inbetriebnahme beträgt circa 24 Monate. Dabei benötigt das Engineering 6 Monate, die geschätzte Lieferzeit würde sich auf 18 Monate belaufen. Für die Demontage und Montage sind 3 Monate einzuplanen, vorausgesetzt die Fundamente müssen angepasst werden. Ansonsten würde eine Re- und Montage lediglich 6 Wochen benötigen.

Eine komplette Anlage im Grundrahmen ist laut Siemens günstiger als Footprint-Variante. Jedoch liegen hierzu derzeit keine Zahlen vor.

Eine Wirkungsgradsteigerung der neuen Maschine ist bei der aktuellen Turbinengröße nicht zu erwarten da die Schaufellängen zu klein sind um hier 3-dimensionale Turbinenlauf- und Leitschaufeln (Si3D) zu verbauen, diese würden den Wirkungsgrad merklich verbessern.

Die Dampfleitungen können lediglich zu einem Teil erneuert werden, da die anderen Turbinen während der Montage in Betrieb bleiben müssen und der Dampf aus einer Sammelschiene entnommen wird. Diese Sammelleitung ist seit Inbetriebnahme des Kraftwerkes 1963 in Betrieb.

Ein Maschinenschutz und die Überwachung der Turbine ist derzeit nur bedingt an das System angebunden, dies sollte zukünftig durch eine Turbinenregelung auf S7 Basis möglich sein.

Der Anschaffungswert der Siemensmaschinen im Jahr 1962 lag bei 1.540.000 DM. Dies entspricht bei der Inflationsrate einem heutigen (2016) Wert von 3.328.530,26 EUR.

Der Hersteller MAN Diesel&Turbo gab ein Angebot für einen neuen Turbosatz mit denselben Bedingungen und Komponenten in Höhe von 4,095 Mio. EUR ab. Hier wurden bereits die Montagekosten, ein Reserveteilpaket, eine Schalldämmhaube, sowie ein Batteriesystem für die Notölpumpe einkalkuliert wurden. Allerdings baut MAN keine Turbine mit zwei Entnah-

men, entsprechend wurde bedingt durch die Vorgaben eine Wanderanzapfung für die 2,5 bar Entnahme eingeplant. Eine Wanderanzapfung ist nur bedingt in der Lage höhere Anforderungen an die Regelgüte oder einen Lastbereich zu erfüllen.

Bei geschätzten Kosten von 2Mio.EUR für eine große Revision sollten sich die Investitionskosten nach spätestens 20 Jahren amortisiert haben. In diesem Zusammenhang sind die rasant steigenden Revisionskosten an den bestehenden Maschinen, aufgrund des kaum noch zur Verfügung stehenden Fachpersonals und der schwierigen Ersatzteilbeschaffung zu berücksichtigen.

VIII. Fazit

Ab einem hohen Maschinenalter bzw. einem bestimmten Abnutzungsgrad ist zu prüfen, ob sich Investitionen in die bestehenden Turbosätze auf lange Sicht weiterhin rechnen oder ein vollständiger Austausch letztlich wirtschaftlicher ist. Steigender Wartungs- und Reparaturaufwand, unzeitgemäße Technik und Materialien, Probleme bei der Beschaffung von Ersatzteilen sowie Alterungserscheinungen und Schädigungen können wichtige Argumente für die Investition in einen neuen Turbosatz und gegen eine Teilmodernisierung sein. Nach über 50 Jahren in Betrieb weisen alle drei Turbosätze im Kraftwerk Alterserscheinungen auf. Die statistische Auswertung der Stillstandszeiten hat ergeben, dass sich alle drei Turbinensätze bereits in der 3. Phase Ihrer Lebensdauer befinden (vgl. Abbildung II-8, Abbildung II-9, Abbildung VI-5, Abbildung VI-6 und Abbildung VI-7). Besonders deutlich wird dies jedoch an Turbo 3. Die Auswertung der Stillstandszeiten ergab, dass Turbo 3 mehr als doppelt so viel Revisionszeit im Vergleich zu den beiden anderen Turbosätzen benötigt. Auch die gesamte Stillstandzeit mit den ungeplanten Ausfällen ist am Turbo 3 doppelt so hoch wie an Turbo 1 und 2.

Turbo 3 ist nach dem Umbau auf Kondensationsturbine im Jahr 1973 die „jüngste“ der drei Turbinen und bereitet dennoch die meisten Probleme bei der Instandhaltung. Zudem weist Turbo 3 die meisten Ausfallstunden auf. Eine mögliche Ursache hierfür ist im Umbau der eigentlichen Gegendruckturbine zu suchen. Da die Auslegungsparameter nicht mehr mit den erforderlichen Betriebsparametern übereinstimmen.

Weiterhin ist Turbo3 durch die fehlende elektronische Steuerung und eine fehlende 2,5 bar Entnahme im Nachteil, gegenüber Turbo 1 und 2.

Da der Hersteller von Turbo 3 (Blohm+Voss) von „MAN Diesel&Turbo SE“ übernommen wurde, ist es zunehmend schwieriger, geeignetes geschultes Fachpersonal sowie Ersatzteile für die Revision der Maschine bereitzustellen. Die Kosten dafür steigen stetig an, wohingegen die Kosten für eine neue Maschine im Vergleich überschaubar sind. Daher lautet das Fazit der Untersuchung, dass der Turbosatz 3 so schnell wie möglich durch eine neue Turbine ersetzt werden sollte. Die nächste große Revision an Turbine 3 ist im Jahr 2020. Die Kosten für diese Revision werden derzeit auf 2 Mio. EUR geschätzt, wobei hierbei keine ungeplanten, eventuellen Schäden berücksichtigt sind. Ziel sollte es sein diese Revision durch eine Neuanschaffung zu ersetzen. Wobei eine eventuelle Verlängerung des Revisionsintervales auf 2021, durch eventuelle Verzögerungen beim Hersteller durch die Maschineninstandhaltung der Raffinerie bereits vorab einkalkuliert werden sollte. Der geplante Revisionszeitraum und die Montage einer neuen Maschine decken sich, sodass im Betrieb und der Produktion keine zeitlichen Nachteile durch eine Ersatzbeschaffung zu erwarten sind. Betrieb

und Produktion würden in Zukunft durch die verringerte Ausfallwahrscheinlichkeit einer neuen Maschine profitieren.

Die aktuelle politische Lage und die schwache Konjunktur im Maschinenbau begünstigen eine kostengünstige Ersatzbeschaffung. Beide Turbinenhersteller, sowohl MAN als auch Siemens versicherten im Gespräch, dass derzeit genügend Kapazitäten für einen Neubau zur Verfügung stehen. Der Zeitpunkt ist also sehr günstig und sollte genutzt werden.

Mögliche Gründe um eine Turbine zu erneuern

Im Vergleich zur Auslegung bei der Anschaffung lässt sich die vorhandene Dampfturbine aufgrund geänderter Betriebsparameter nur noch unwirtschaftlich betreiben. Denn die aktuellen Betriebsparameter sind nachteilig für die Dampfturbine und erhöhen dadurch die Stillstandszeiten und die Instandhaltungskosten. Eine Anpassung an die neuen Parameter ist technisch nicht mehr möglich.

Parameter	Auslegung 1973	Mittelwert 1999 - 2016
Eintrittstemperatur	510°C	523,183 °C
Temperatur Entnahme 12bar	290 - 311 °C	328 °C
Entnahmedampfdruck	13 bar (abs.)	13,8 bar (abs.)

Tabelle 20: veränderte Betriebsparameter

Die Lebensdauer ist aufgebraucht, was eine Ersatzbeschaffung fordert. Die druck- und thermisch hochbeanspruchten Gehäuse- und Einströmkomponenten weisen momentan noch keine deutlichen Verschleißerscheinungen auf.

Die geplante Revisionszeitdauer wurde bereits immer wieder durch unerwartete Befunde überschritten mit der Folge von hohen Produktionsausfallkosten, wenn dadurch Teile der Anlage betroffen waren.

Mögliche Vorteile einer neuen Turbine

Die Stillstandszeiten der neuen Anlage werden sich wesentlich verkürzen. Entsprechend wird auch der Zeitdruck bei einer Revision oder Modernisierung in der laufenden Produktion geringer. Zusätzlich minimiert sich die Ausfallwahrscheinlichkeit während der Revision eines anderen Energieerzeugers. Es ist mit geringeren Kosten in Wartung und Instandhaltung zu rechnen, da sich die Ersatzteilbeschaffung vereinfacht und die Beschaffungszeiten verkürzt, denn neue Ersatzteile sind beim Hersteller vorhanden und müssen nicht speziell angefertigt werden. Bei der Durchsicht der Dokumentation fällt auf, dass Stillstände immer wieder durch die Falschliefereung von Ersatzteilen verlängert werden mussten oder es sogar im Betrieb zu Beschädigungen kommt, weil Ersatzteile falsch gefertigt und anschließend bei Revisionen montiert wurden (siehe hierzu Dokumentation Turbo1 (Schaden vom 24.09. bis 28.09.2012), „Gleitsteine HD-Stellzylinder mussten getauscht werden, weil diese von Siemens falsch gefertigt wurden“). Bei der Bestellung einer neuen Turbine ist davon auszugehen, dass die Dokumentation durch den Fortschritt der Technik beim Hersteller zuverlässiger erfolgt und vergleichbare Probleme nicht mehr zu erwarten sind. Momentan werden die Ersatzteile nach den technischen Zeichnungen von 1960 angefertigt. Bei einer neuen Turbine existieren 3D-Konstruktionen, womit Ersatzteile schnell und zuverlässig gefertigt werden können.

Ein neuer Turbinensatz wird dem neuesten technischen Standard bei Neuanschaffung und Auslegung auf die jeweiligen Betriebsparameter entsprechen. Wie die Wirkungsgradberechnung der HD-Turbinen gezeigt hat (Abbildung V-19) verschlechterte sich der Wirkungsgrad über die Zeit. Der Wirkungsgrad einer neuen Dampfturbine wird sich laut Aussage

von Herrn Eckhard Giese (Senior Vertriebsbeauftragter Power Generation Service Sales, Siemens AG) nicht wesentlich von der neuen Maschine aus dem Jahr 1962 unterscheiden, jedoch wird dieser Wirkungsgrad dem einer neuen Maschine entsprechen und damit ist eine Effizienzsteigerung zu erwarten. Eine neue Maschine wird weniger Betriebsmittel wie Öl benötigen, wodurch die fixen Kosten gesenkt werden. Neue Siemensturbinen benötigen nur 8t Öl im Kreislauf, statt 12 t wie bisher. Die neuste Turbinengeneration von Siemens ist magnetgelagert und benötigt daher keinerlei Öl. Die ersten Maschinen sollen ab 2020 in Betrieb gehen laut Herrn Eckhard Giese.

Die Anschlussabmessungen zu den Rohrleitungen und dem Fundament sollten, wenn möglich, beibehalten werden um die Kosten der Neuanschaffung und der Umbaumaßnahmen zu verringern.

Im Rahmen des Untersuchungsausschusses zur „Kraftwerkserüchtigung“ wurde das Thema Betriebsschutz der Altanlage durch das Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG 2014) diskutiert. Die Recherchen zu dieser Untersuchung ergaben, dass nach § 61 „EEG-Umlage für Letztverbraucher und Eigenversorger“ Abs. 3 EEG2014 (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie, 2014), für Altanlagen, die vor dem 1. August 2014 in Betrieb genommen wurden ein Bestandsschutz greift. Dieser Bestandsschutz bleibt auch im Falle einer Modernisierung der Anlage bestehen, sofern nicht der Betreiber der Anlage wechselt und im Falle einer Modernisierung keine Leistungssteigerung von mehr als 30 Prozent vorgenommen wird. Allerdings hat die Bundesregierung bereits angekündigt, diesen Bestandsschutz im Jahr 2017 zur Disposition stellen zu wollen, womit sich die Rahmenbedingungen für eine Neuanschaffung ändern könnten.

Im Folgenden werden Empfehlungen für die Auslegungsparameter einer neuen Dampfturbine gegeben. Dies soll dazu dienen eine neue Maschine möglichst genau für die örtlichen Gegebenheiten und Anforderungen anzupassen. Zudem ist es durch die Excel-Auswertung erstmalig möglich für einzelne Parameter Trends zu ermitteln, um Rückschlüsse für die zukünftige Versorgung der Raffinerie zu ziehen zu können.

1. Empfehlung für die Frischdampfauslegung

Um die Turbosätze anzutreiben, wird Frischdampf aus einer Dampfsammelleitung entnommen. Diese Dampfsammelleitung ermöglicht den Betrieb aller Turbosätze auch bei Stillstand eines Kessels. Diese Durchmischung des Dampfes aus den Kesseln in der Sammelleitung, führt aber keinesfalls zu einer gemeinsamen Temperatur am Eingang der Turbosätze. Wie die Auswertung der Daten, zeigt ist die durchschnittliche Temperatur am Eingang des jeweiligen Turbosatzes individuell. Die Ursache für diesen Umstand ist in den Zuflüssen der drei Kessel in die Sammelschiene zu vermuten. Dabei entspricht die Temperatur am Eingang eines Turbosatzes in der Tendenz der Temperatur, die durch den am dichtesten liegenden Kessel eingespeist wird. Im Hinblick darauf müssen für eine Ersatzbeschaffung von Turbosatz 3 vorrangig die Daten am Eingang von Turbo 3 für eine Auslegung betrachtet werden.

Eine Erklärung für die unterschiedlichen Mittelwerte des Frischdampfdruckes (ANHANG M) ist darin begründet, dass die Daten zur Berechnung des Mittelwertes lediglich im Betrieb eines Turbosatzes berücksichtigt wurden. Da es zu zeitlichen Schwankungen des Frischdampfdruckes kommt, weichen die berechneten durchschnittlichen Werte voneinander ab. Wie beim Frischdampfdruck ergeben sich für die unterschiedlichen Betriebszeiträume der Turbosätze unterschiedliche durchschnittliche Mischtemperaturen:

	Turbo 1	Turbo 2	Turbo 3
T_M [°C]	516,867	516,839	516,920
T_4 [°C]	522,029	524,406	523,183
Korrekturfaktor (T_M / T_4)	0,990	0,986	0,988

Tabelle 21: Bedingungen Frischdampf

Da die Frischdampftemperaturen am Eingang voneinander abweichen, kann die berechnete Mischtemperatur nur als ein Anhaltspunkt für die tatsächlich existierende Frischdampf-temperatur am Turbineneingang dienen. Für die Auslegung einer neuen Maschine sollten daher folgende Parameter berücksichtigt werden:

	p_4 [bar (rel.)]	T_4 [°C]
Auslegung	72	520
Max	73	530

Tabelle 22: Auslegungsdaten Frischdampf

Für die Frischdampfmenge sollte ein Dampfmassestrom von bis zu **110 t/h** berücksichtigt werden.

2. Empfehlung für die Auslegung der Entnahme 1

	$\dot{m}_{12\text{bar}}$ [t/h]	$p_{12\text{bar}}$ [bar (reel.)]	$T_{12\text{bar}}$ [°C]
Auslegung	75	12,5	330
Max	100	13,5	400

Tabelle 23: Auslegungsdaten Entnahme 1

Die Empfehlung der Entnahme 1 orientiert sich an den derzeitigen Werten von Turbo 3 und nicht an den Betriebsdaten der Siemenssturbinen. Grund hierfür ist die Versorgungssicherheit der Raffinerie mit 12 bar Prozessdampf. Diese muss auch während der Revision von Turbo 1 und 2 gewährleistet sein. 2015 wurden im Schnitt 138,651 t/h an 12 bar Prozessdampf benötigt. Im Gesamtdurchschnitt erzeugen Turbo 1 und 2 insgesamt: 67,481 t/h. Eine Auslegung von 75 t/h für eine neue Maschine ist somit notwendig um die Raffinerie zukünftig sicher und zuverlässig versorgen zu können ohne dabei Energie durch die Reduzierstation zu vernichten.

3. Empfehlung für die Auslegung der Entnahme 2

	$\dot{m}_{2,5\text{bar}}$ [t/h]	$p_{2,5\text{bar}}$ [bar (reel.)]	$T_{2,5\text{bar}}$ [°C]
Auslegung	28	3	215
Max	45	4	330

Tabelle 24: Auslegungsdaten Entnahme 2

Bei Ersatz des Turbo 3 sollte genau abgeschätzt werden, ob es wirtschaftlich ist eine zweite Entnahme einzuplanen. Momentan sind die Siemenssturbinen nicht vollständig in der Lage bei Revision einer Maschine, ausreichend 2,5 bar Prozessdampf zu liefern. Der Prozessdampf muss, wenn erforderlich über eine Reduzierstation erzeugt werden. Hingegen wird bevorzugt, die Revision einer Dampfturbine bei Anlagenstillständen in der Raffinerie durchgeführt. Somit verringert sich die Menge an benötigtem Prozessdampf.

Für einen Neubau auf dem Fundament von Turbo 3 muss zusätzlich eine 2,5bar Dampfleitung verlegt werden, wodurch zum einen mit zusätzlichen Kosten zu rechnen ist, zum anderen entfällt eine Footprint-Lösung der Firma Siemens.

4. Empfehlung für die Auslegung der elektrischen Leistung

Der Mittelwert der erzeugten elektrischen Leistung an der Gasturbine für 2015 beträgt: 8,925 MW. Bei einem durchschnittlichen Verbrauch der Raffinerie von 36,934 MW im Jahr 2015 müssen durch die Turbosätze im Schnitt: 28,009 MW erzeugt werden. Damit für den Fall einer Revision oder durch den Ausfall einer Siemensturbine die Anlage weiter betrieben werden kann, sollte ein neuer Turbosatz über das Potential verfügen bis zu **15MW** elektrische Leistung zu erzeugen. Auf der Grundlage kann zukünftig auch der steigende Verbrauch an elektrischer Energie, mit durchschnittlich 0,296MW pro Jahr berücksichtigt werden. Eine Neuanlage würde in dem Fall noch unter den Bestandschutz nach § 61 Abs. 3 EEG2014 fallen, da die Leistungssteigerung nur 15,385% zur ursprünglichen Anlage beträgt.

Hintergrund für diese Empfehlung ist die Annahme, dass der Betreiber zukünftig auch den Fokus auf die Energieerzeugung legt anstatt die Energie bei einem Energieversorger einzukaufen. Die momentane Anbindung an das EVU-Netz sieht eine dauerhafte Entnahme aus dem Netz von bis zu 8MW vor. Für größere Mengen bei einer Dauerentnahme ist die Infrastruktur nicht ausgelegt. Die Reserve sollte erhalten bleiben, da eine plötzliche Abschaltung von petrochemischen Anlagen das letzte Mittel ist. Eine Abschaltung kann zu hohen Folgekosten aufgrund von Schäden an der Anlage und Produktionsausfälle führen.

Unter Berücksichtigung des gestiegenen Bedarfes an elektrischer Energie und den Mehrkosten für die Verlegung einer 2,5bar Dampfleitung an das Fundament zu Turbo 3, sollte auf die zweite Entnahme verzichtet werden, womit mehr Dampf für die Gewinnung der elektrischen Energie zur Verfügung steht. Zudem kann MAN Diesel & Turbo SE auf der Grundlage ein kostengünstiges Angebot für einen Turbosatz mit lediglich einer Entnahme und ohne Wanderanzapfung erstellen.

5. Empfehlung für die Auslegung des Kondensators

Die Kondensatorparameter sind abhängig von den zur Verfügung stehenden Maschinen, den Entnahmeleistungen und der erzeugten elektrischen Energie ist. Auf dieser Grundlage muss eine komplette Auslegung des Kondensators durch den Hersteller erfolgen. Dennoch sollten in diesem Zusammenhang die Kühlwassertemperatur als wichtigster Parameter für eine Auslegung definiert werden.

Kühlwassertemperatur [°C]	
Auslegung	20,5
Minimum	15,5
Maximum	30,5

Tabelle 25: Auslegungsdaten Kühlwasser

Die maximale Kondensatmenge sollte hierbei mit **30 t/h** berücksichtigt werden.

IX. Literaturverzeichnis

- BIGA - Institut für Arbeitsschutz der deutschen Gesetzlichen Unfallversicherung (DGUV). (2/2008). *BGIA-Report 2/2008 2. Aufl. „Funktionale Sicherheit von Maschinensteuerungen“ Anwendung der DIN EN ISO 13849*. Berlin: Deutsche Gesetzliche Unfallversicherung (DGUV).
- Birolini, A. (1997). *Zuverlässigkeit von Geräten und Systemen, Anhang A1 - Definitionen, 4. Aufl.* Berlin: Springer Verlag.
- Bošnjaković, F. (1965). *Technische Thermodynamik*. Dresden und Leipzig: Theodor Steinkopff.
- Bundesministerium für Wirtschaft und Energie. (2014). *Gesetz für den Ausbau erneuerbarer Energien (Erneuerbare-Energien-Gesetz - EEG 2014)*. Berlin: Bundesministerium der Justiz und für Verbraucherschutz.
- Dürkop, H. (2007). *Die Erdölwerke bei Heide in Dithmarschen 1856–2006*. Boyens Verlag.
- Dolezal, R. (2001). *Kombinierte Gas- und Dampfkraftwerke*. Stuttgart: Springer-Verlag.
- Fahrmeir, L. (2007). *Lebensdauer- und Ereignisanalyse*. München: Institut für Statistik; Ludwig-Maximilians-Universität München.
- Gheorghiu, P. D.-I. (2011). *Skript: „Technische Thermodynamik und Strömungslehre (TTS)“*. Hamburg: Hochschule für angewandte Wissenschaften.
- Gsälzbar. (11. Januar 2013). *Wikipedia*. Abgerufen am 8. Juni 2016 von <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=23916411>
- Hans D. Baehr, S. K. (2006). *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen*. Springer Verlag.
- Hans Dieter Baehr, S. K. (2006). *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen 13. Aufl.* Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Heinzel, A. (2010). *Energiewandlungstechniken am Beispiel einer*. Duisburg-Essen: Fakultät für Ingenieurwissenschaften Energietechnik, Universität Duisburg-Essen.
- Investopedia.com. (Stand 2015). „*DEFINITION of 'Nelson Index'*“. Abgerufen am 8. Juni 2016 von <http://www.investopedia.com/terms/n/nelson-index.as>
- J., R. (2000/2001). *Verluste und Wirkungsgrade bei Dampfturbinen*. Abgerufen am 20. Juni 2016 von <http://www.fundus.org/pdf.asp?ID=8035>
- Jürgen Valldorf, W. G. (2007). Failure Mechanism Analysis as Enabler for improved Test and Reliability Strategy - the Road to Success?, Seite 229-235. In *Advanced Microsystems for Automotive Applications 2007*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Knyphausen-Aufseß, P. D. (Juni 2009). *Leitfaden für die Anfertigung wissenschaftlicher Arbeiten*. Berlin: Technische Universität Berlin.
- Koch, S. (2001). *Mathematisches Seminar „Statistik für Lebensdauerverteilungen“*. Freiberg: Technische Universität Freiberg.
- Kretzschmar, P. D.-I.-J. (2016). *Formelsammlung: Technische Thermodynamik Wärmeübertragung*. University of Applied Sciences ZITTAU/GÖRLITZ, FACHBEREICH MASCHINENWESEN.

- Kurt Kugeler, P.-W. P. (1990). *Energietechnik - Technische, ökonomische und ökologische Grundlagen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- Lucas, K. (2008). *Thermodynamik. Die Gesetze der Energie- und Stoffumwandlungen. 7. korrigierte Auflage*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
- Nissen:, N. R. (1981). *Hundertfünfundzwanzig 125 Jahre Erdöl in Dithmarschen: eine Sonderausstellung zur Erinnerung an Ludwig Meyn des Dithmarscher Landesmuseums in Meldorf*. Hemmingstedt: Deutsche Texaco.
- Plata, M. (12. Januar 2011). *Die Erdölwerke in Hemmingstedt*. Abgerufen am 8. Juni 2016 von http://www.beirat-fuer-geschichte.de/fileadmin/pdf/band_21/08_Hemmingstedt.pdf
- Raffinerie Heide GmbH. (Stand 2012). Abgerufen am 4. Juli 2016 von Broschüre der Raffinerie: „Mit Hightech und Leistungskraft – die Zukunft im Blick.“: <http://www.heiderefinery.com/de/download/broschueren.html>
- RWE-DEA AG. (Okt. 2000). *Die Raffinerie Heide im historischen Überblick. Broschüre der Raffinerie Heide*.
- Schaefer, H. (1994). *VDI-Lexikon Energietechnik*. Düsseldorf: Springer-Verlag.
- Schröder, K. (1968). *Die Kraftwerksausrüstung: Teil B*. Springer-Verlag.
- Siemens AG Power Generation. (2006). PG I14314 – Training. In *Handbuch „Dampfturbinen-Inbetriebnahmeunterweisung“ SHELL Heide*. Duisburg: Siemens AG.
- Strauß, K. (2009). *Kraftwerkstechnik zur Nutzung fossiler, nuklearer und regenerativer Energiequellen 6. Aufl.* Berlin Heidelberg: Springer Verlag.
- Thomas, H.-J. (März 2013). *„Thermische Kraftanlagen: Grundlagen, Technik, Probleme“, 2. Ausgab.* Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- U. Glory, E. H. (1987). *Lehrheft für die Ausbildung zum Kraftwerker*. Essen: Kraftwerksschule e.V.
- VDI-Verlag. (2002). *VDI Wärmeatlas, 9. Auflage*. Springer Vieweg.
- VGB PowerTech e.V. (Dritte Ausgabe 2011). *VGB-Standard Speisewasser-, Kesselwasser- und Dampfqualität für Kraftwerke / Industriekraftwerke*. Essen: VGB PowerTech Service GmbH.
- VGB PowerTech Service GmbH. (1993). *Empfehlung für die Revision von Dampfturbinen, 2. Aufl.* Essen: VGB PowerTech e.V.
- Wagner, W. K.-J. (2008). *International Steam Tables - Properties of Water and Steam Based on the Industrial Formulation IAPWS-IF97*. Berlin: Springer.
- Wischnewski, B. (2016). www.peacesoftware.de. (CalcDampf) Abgerufen am 2. Juni 2016 von http://www.peacesoftware.de/einigewerte/wasser_dampf.html
- Zahoransky, R. (2015). *Energietechnik - Systeme zur Energieumwandlung 7.Aufl.* Berlin Heidelberg: Springer Verlag.

X. Anhang

ANHANG A: Auslegungsdaten 1 des Turbo 3.....	81
ANHANG B: Auslegungsdaten 2 des Turbo 3.....	82
ANHANG C: Auslegungsdaten der Siemensturbinen	83
ANHANG D: rechnerische Betriebspunkte der Siementurbinen	84
ANHANG E: Beschreibung der Turbosätze 1 und 2 von Siemens.....	85
ANHANG F: Beschreibung des Turbosatzes 3 von Blohm und Voss	86
ANHANG G: Schema der Entnahme-Kondensations-Turbine 3	88
ANHANG H: h-s-Diagramm Turbo1	89
ANHANG I: h-s-Diagramm Turbo 2.....	90
ANHANG J: h-s-Diagramm Turbo 3	91
ANHANG K: Maschinenausfälle mit erhöhtem Energiebedarf	92
ANHANG L: Übersicht aller Stillstände	93
ANHANG M: Mittelwerte der Parameter an allen Turbosätzen	101
ANHANG P: Größenordnung innerer Wirkungsgrad	102
ANHANG Q: Auswirkung von Schäden auf den HD-Wirkungsgrad	103

I. Daten des Turbo-Aggregates

=====

a) Turbine

Dampfeintrittsdruck	73 ata
Dampfeintrittstemperatur	510 °C
Entnahmedampfdruck	13 ata
Entnahmedampftemperatur	290 - 311 °C
Entnahmedampfmenge	- 83 To
Kühlwassereintrittstemperatur	29 °C
Kondensatordruck	0,15 ata
Abdampftemperatur	49 °C max. 200 °C

Leistung an der Kupplung	13 150 kW
Entnahme I	52 T/h
Dampfverbrauch	<u>81,5 T/h</u>

Entnahme I	83 T/h
Dampfverbrauch	<u>100 T/h</u>

Leistung an der Kupplung	12 400 kW
Entnahme I	56 T/h
Dampfverbrauch	<u>81,3 T/h</u>

Turbinendrehzahl	7 520 U/min.
Generatordrehzahl	3 000 U/min.
Schnellschlußdrehzahl	8 400 U/min.
Krit. Drehzahl 1. Ordnung HD 9 304 ND	11 796 U/min.

b) Getriebe

Fabrikat	:	Renk
Type	:	T 64 b So
Drehzahlen	:	7 500 / 3 000 U/min.

c) Drehstrom-Synchron-Generator

Fabrikat	:	keine B+V Lieferung
Type	:	
Leistung	:	
Spannung	:	
Frequenz	:	

d) Oberflächen-Kondensationsanlage

Fabrikat	:	B+V
----------	---	-----

6 8 2 1 4 0 0 0 0 0 4

Verwendung: Generator - Antrieb		Positions-Nr.:	
Aufstellungsort: Kraftwerk Heide		Projekt-Nr.: 1019 - 32 - 5511	
Stückzahl: 1		Baujahr: 1972	
		Projekt-Bez.:	
BETRIEBSDATEN			
1	Turbine		Angetriebene Maschine
2	Betriebsart : kont./Antriebsreserve		Type : Generator
3	Leistung normal : 6400 kW, reiner Kond.-betr.		Leistungsbedarf : kW
4	max. : 13150 kW		Drehzahl : 3000 Upm
5			Drehrichtig.v Antrieb ges. : rechts/links
6			
MECHANISCHE DATEN			
7	Type : KTO/ I		Gehäusedruck max. zul. : Radk, 9/ Abd, 1,5 kp/cm ²
8	Drehrichtung v. Antrieb gesehen : rech./links		Gehäuseprüfdruck : 13 / 2,5 kp/cm ²
9	Kritische Drehzahl : 9304 Upm	Lagerart : Gleitlager	
10	Drehzahl max. zul. : Upm	Art der Schmierung : Drucköl	
11	Schnellschlußdrehzahl : 8250 Upm		
12	STUTZEN UND FLANSCH		
13	Zudampfstutzen : vert./horiz./links/rechts/axial (auf get. ebene Maschine gesehen) NW 200 ND 16		
14	Abdampfstutzen : vert./horiz./links/rechts/axial (auf getriebene Maschine gesehen) 750x 1166 ND 10		
15	Bauvorschriften :		
16	WERKSTOFFE		
17	Gehäuse : GS - C 25		Lager : Lg Sn 80
18	Düsenkoek : X 15 Cr 13	Leitschaufeln : X 15 Cr 13	
19	Trennwände : -----	Laufschufeln : X 15 Cr 13	
20	Laufräder : -----	Labyrinth : X 10 Cr Ni 188	
21	Rotor : -----	Grundplatte : Stahl	
22	Welle : 24 Cr Mo V 55	Ankerschrauben : -----	
23		Gehäuseschrauben/Muttern : 24 Cr Mo 5	
24	ZUBEHÖR		
25	Grundplatte für vorh. gemeins. Stahlfund.		Dampfsieb : ja/nein/sonstige
26	Ankerschrauben : 12/meth	Sicherheitsventile : ja/nein vorh.	
27	Getriebegehäuse :	Schmierölpumpe : vorh.	
28	Kupplung : ja/nein	Schmierölkühler : ja/nein vorh.	
29	Kupplungsschutz : ja	Manometer : ja/nein	
30	Drehzahlregler/Type : B+V Impeller	Thermometer : ja/nein	
31	Regelbereich : max 5% bis typ	Ortl. Instrumentenschalttafel : ja/nein/sonstige	
32	Drehzahlverstellung : v. Manu/elektr./pneum./hyd	Komb. mit Kompressor : ja/nein	
33	Schaltimpulse v. Prozeß : elektr./pneum./hyd	Text auf Instr. Typenschildern : deutsch	
34	Drehzahlmesser : elektr./mech. hyd.	Skalenteilung Manometer : kp/cm ² typ	
35	ALLGEMEINE DATEN		BETRIEBSMITTELVERBRAUCH
36	Frischdampf, Druck normal ND : 72 kp/cm ²	Dampf : s. Diagramm	kg/h
37	min./max. : - / - kp/cm ²	Kühlwasser, Turbine : 1500	m ³ /h
38	Temperatur normal : 510 °C	Schmierölkühler : 90	m ³ /h
39	m n./max. : - / - °C		
40	Abdampf, Druck normal : 0,15 kp/cm ²	GEWICHTE	
41	min./max. : 0,1 / kp/cm ²	Turbine ND : ca. 7500	kg
42	Kühlwasser : Frisch-/max./kalt	Getriebe : -----	kg
43	Vordruck min./max. : - / - kp/cm ²	Grundplatte : -----	kg
44	Temperatur vor/nach : 29 / 39,5 °C	Schwerstes Teil (Gen. Ständ.) : ca. 21500	kg
45	Verschmutzungsfaktor : 0,0002 kcal/m ² h °C	Gesamtgewicht : -----	kg
46	Aufstellung : geschl. Raum/Infrarot/Druck		
47	ABNAHMEN		
48	<input type="checkbox"/> Werkstoff : Abnahme durch Hersteller	<input type="checkbox"/> Probelauf + Kennlinie	Abnahme durch :
49	<input type="checkbox"/> Druckprüfung : Abnahme durch Hersteller	<input type="checkbox"/> Anlagentest	Abnahme durch :
50	<input type="checkbox"/> Auswuchten : Abnahme durch Hersteller		
51			
52			
53			
54			
55			
Hersteller: B l o h n e V o s s AG		Type:	
Kom. Nr.: 451 822		TEXACO-Bestell-Nr.:	
Zeichn. Nr.:			
Aufgestellt:	Dat.:	Geprüft:	<input type="radio"/> Dat.:
			Z.:
			Rev.gepr.:
REQUISITIONS-BLATT DAMPFTURBINEN		6822-48888-004a	
		DEUTSCHE TEXACO AKTIENGESSELLSCHAFT	

ANHANG B: Auslegungsdaten 2 des Turbo 3



Auslegungsdaten

Maximale Leistung	13500 kW
Drehzahl	6000 U/min
Drehzahl (Getriebe-Abtriebsseitig)	5000 U/min
Frischdampfdruck (Auslegung)	72 atü
Frischdampftemperatur (Auslegung)	515 °C
Zulässiger Frequenzbereich	48,5 - 51,5 Hz
1 gesteuerte Entnahme	13 ata
1 gesteuerte Entnahme	4 ata
Kühlwassertemperatur	25 °C

Die folgenden zugestandenen Temperaturen und Drücke, deren Zeitdauer begrenzt ist, werden nur für unvorhergesehene Betriebsschwankungen zugestanden, und es wird erwartet, daß die Inanspruchnahme dieser Werte in engen Grenzen gehalten wird, besonders die gleichzeitige Inanspruchnahme des maximalen Druckes und der maximalen Temperatur.

Zulässige Abweichungen der Frischdampftemperatur

- 523,3 °C ohne Einschränkung zulässig; im Jahresmittel darf jedoch der Wert von 515 °C nicht überschritten werden.
- 529 °C für die Dauer von 400 Stunden/Jahr zulässig, jedoch darf der Jahresmittelwert von 515 °C nicht überschritten werden.
- 543 °C für die Dauer von 80 Stunden/Jahr zulässig, jeweils nicht länger als 15 Minuten andauernd, jedoch darf der Jahresmittelwert von 515 °C nicht überschritten werden.

Zulässige Abweichungen des Frischdampfdruckes

- 75,5 atü im Leerlauf ohne Einschränkung zulässig, im Jahresmittel darf jedoch der Wert von 72 atü nicht überschritten werden.
- 93,5 atü sind als Augenblickswert mit einer Gesamtdauer von 12 Stunden/Jahr zulässig, jedoch darf der Jahresmittelwert von 72 atü nicht überschritten werden.

Zulässige Abweichungen des Entnahmedruckes 1

Der Entnahmedruck 1 darf bis auf 12 ata abgesenkt oder bis auf 14 ata erhöht werden.

Zulässige Abweichungen des Entnahmedruckes 2

Der Entnahmedruck 2 darf bis auf 3 ata abgesenkt, oder bis auf 5 ata erhöht werden.

Zuordnung von Leistung und Entnahmemenge

Siehe Entnahmediagramm.

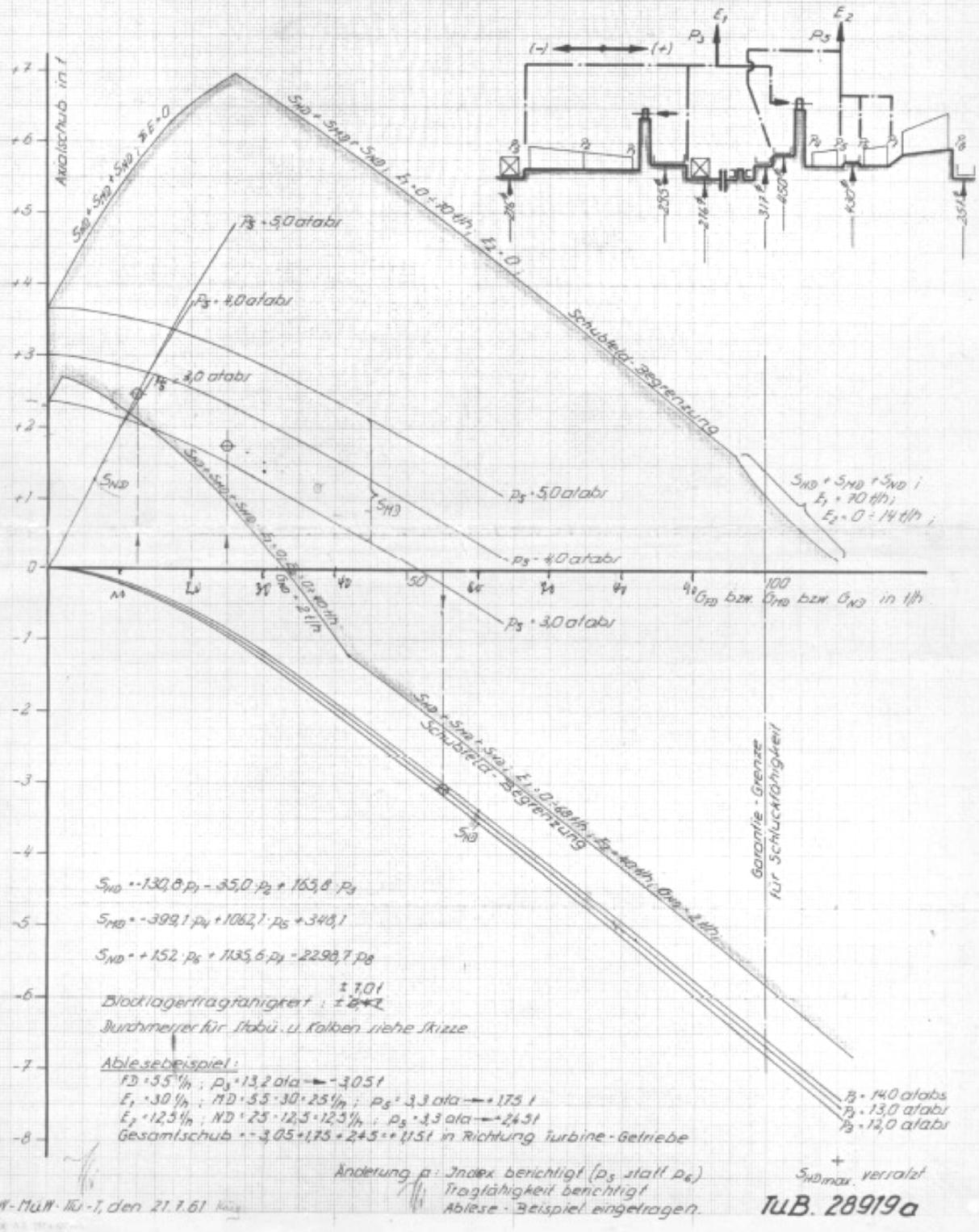
Zulässige Drücke in der Turbine

Der Druck im HD-Radraum darf nicht über 63 ata ansteigen.
Der Druck im MD-Radraum, der bei Versalzung und maximaler Last ansteigen kann, darf 12,5 ata nicht überschreiten.

T 4436 / 4437

DER, Werk Hemmingstedt I/II, T. 4436/37

2-geh. 2-fach. Entn. Kond.-Turbine, 12 atü (515 °C), max. n. 160,
 n = 6000/6000/3000 min⁻¹, N_{max} = 13,5 MW₀; E_{geht} = 10 = 70 t/h
 bei 13,0 = 10 atü; E_{geht} = 5 = 40 t/h bei 4,0 = 1,0 atü;
 Kühlwassertemperatur 25/21 °C;



SiM-MuM-Mu-1, den 21. 7. 61

ANHANG D: rechnerische Betriebspunkte der Simenturbinen

ANHANG E: Beschreibung der Turbosätze 1 und 2 von Siemens

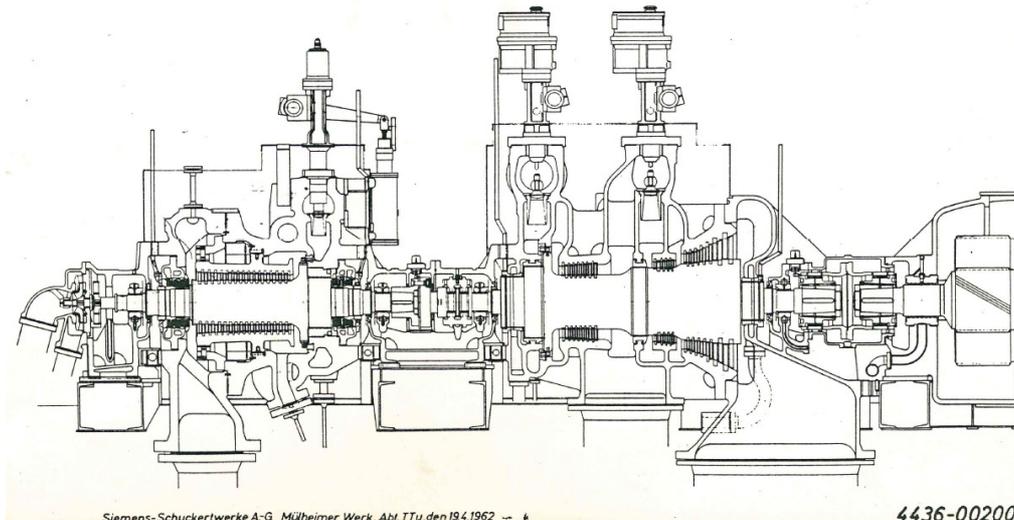


Abbildung IV 1: Schnittzeichnung der Turbine 1 (Siemens) 1962

Die Turboaggregate 1 und 2 sind als zweigehäusige axiale Kondensationsturbinen in vielstufiger Reaktionsbauart mit wärmeelastisch aufgehängten Leitschaufelträgern ausgeführt. Für Produktionszwecke kann aus dem Entnahmestutzen der Überströmleitung Prozessdampf mit den Drücken 13 bar (abs.) und 4 bar (abs.) entnommen werden. Der jeweilige Entnahmedampf gelangt über ein Entnahme-Schnellschlussventil in das Dampfnetz des Betriebes. Durch zwei kombinierte Schnellschlussventile strömt der Frischdampf in das Regelventilgehäuse der HD-Turbine und von dort durch 6 Düsengruppenventile in das Innere derselben. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 16-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Über eine Dampfüberführungsleitung strömt der Dampf in das MD-Regelventilgehäuse der MD-Turbine und von dort aus durch 2 Düsenventile in den MD-Teil. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 7-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen). Am Austritt MD-Teil strömt der Dampf über eine Dampfüberführungsleitung in das ND-Regelventilgehäuse der ND-Turbine und von dort durch 2 Düsenventile in den ND-Teil. Dieser besteht aus einer 14-stufigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 7-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen). Der Abdampf wird anschließend direkt in den Oberflächen-Kondensator abgeführt und dort niedergeschlagen.

Die Abdichtung der Dampf Räume an den vorderen und hinteren Gehäuseaustritten der Turbinenläufer, wie auch die Abdichtung der Ausgleichkolben erfolgt durch Labyrinthstopfbuchsen.

Zwischen den HD-Teilen und den Entnahme-Schnellschlussventilen sind in den Entnahmeleitungen bauseitig Sicherheitsventile vorgesehen, die in der Lage sind, die gesamten durch die HD-Teile durchströmenden Dampfmenge abzuführen. Diese Ventile sind auf einen Abblasedruck von 12 bar (abs.) eingestellt. In den Abdampfleitungen sind zwischen den ND-Teilen und den Abdampf-Absperrorganen ebenfalls Sicherheitsventile vorgesehen, welche die gesamte durch den ND-Teil durchgehende Dampfmenge abführen können. Diese Ventile sind auf einen Abblasedruck von 3bar (abs.) eingestellt.

ANHANG F: Beschreibung des Turbosatzes 3 von Blohm und Voss

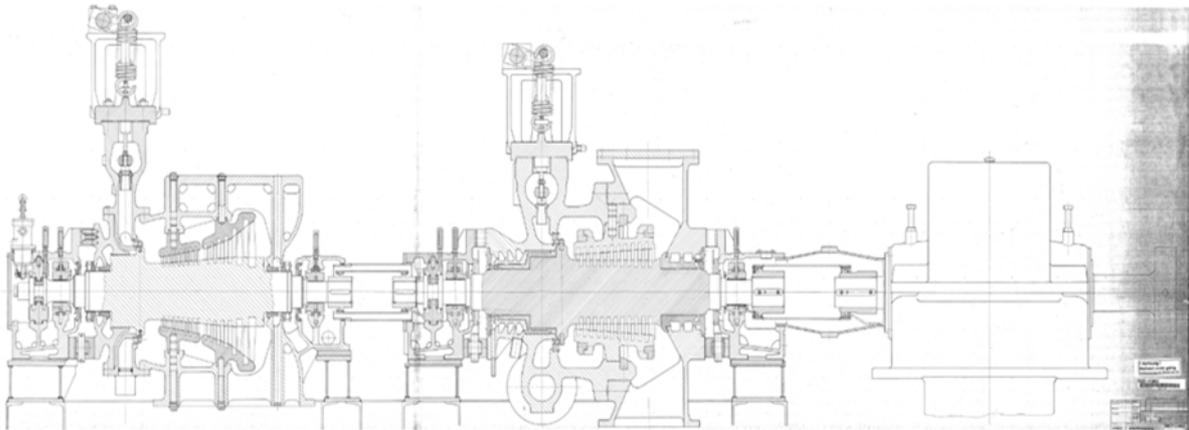


Abbildung IV 2: Schnittzeichnung der Turbine 3 (Blohm+Voss) 1972

Der Turbinensatz um Hersteller Blohm und Voss ist als zweigehäusige Einfach-Entnahme-Kondensationsturbine in vielstufiger Reaktionsbauart mit wärmeelastisch aufgehängten Leitschaufelträgern ausgeführt. Für Produktionszwecke kann aus dem Entnahmestutzen der Überströmleitung zwischen HD- und ND-Turbine Prozessdampf entnommen werden. Der Entnahmedampf gelangt über ein Entnahme-Schnellschlussventil in das Dampfnetz des Betriebes. Der Entnahme-Dampfdruck wird von dem B+V-Verbund-Regler in Verbindung mit einem ASKANIA-Druckregelwerk konstant gehalten.

Durch zwei kombinierte Anfahr-Schnellschlussventile strömt der Frischdampf in das Regelventilgehäuse der HD-Turbine und von dort durch 5 Düsengruppenventile in das Innere derselben. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 11-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Über eine nach oben abgehende Dampfüberführungsleitung strömt der Dampf in das ND-Regelventilgehäuse der ND-Turbine und von dort durch 5 Düsengruppenventile in den ND-Teil. Dieser besteht aus einer 1-kränzigen Regelstufe (Gleichdruckstufe) und einem 14-stufigen Reaktionsteil (Überdruckstufen).

Der Abdampf wird anschließend direkt in den Oberflächen-Kondensator abgeführt und dort niedergeschlagen.

Die Abdichtung der Dampf Räume an den vorderen und hinteren Gehäuseaustritten der Turbinenläufer, wie auch die Abdichtung der Ausgleichkolben erfolgt durch Labyrinthstopfbuchsen.

Die Turbinenläufer sind mit den Radscheiben der Regelstufe in einem Stück aus wärmebehandeltem, vergütetem Sonderstahl geschmiedet und bearbeitet.

Die Lagerung der Turbinenläufer erfolgt in je zwei herausdrehbaren, druckölgeschmierten Gleitlagern. Die Axialschübe des HD- und ND-Turbinenläufers werden getrennt von je einem Ausgleichkolben in Verbindung mit je einem druckölgeschmierten, doppelseitigen Segmentdrucklager (Michell-Lager) aufgenommen.

Die Turbinengehäuse bestehen aus warmfestem Stahlguss. Das HD-Turbinengehäuse ist als Topfgehäuse mit vertikaler Teilfuge ausgeführt. Die horizontale Teilfuge des ND-Turbinengehäuses wie auch die vertikale Teilfuge des HD-Turbinengehäuses dichten

dampfdicht unter zusätzlicher Verwendung einer Spezial-Dichtungsmasse. Die Teilfugen werden durch warmfeste Schraubenbolzen zusammengehalten.

Mit je zwei Pratzen stützt sich das HD-Turbinengehäuse auf seinen vorderen und hinteren Lagerbock. Die Lagerböcke sind über kardanische Flanschverbindungen kraftschlüssig mit dem Turbinengehäuse verbunden. Während der hintere Lagerbock als Fixpunkt mit der Grundplatte verbunden ist, kann der vordere Lagerbock bei Wärmedehnung des HD-Turbinengehäuses ausweichen. Das ND-Turbinengehäuse stützt sich ebenfalls mit zwei Pratzen auf seinen vorderen Lagerbock ab und ist gleichfalls über eine kardanische Verbindung kraftschlüssig mit diesem Lagerbock verbunden. Während der Abdampfstützen sich mit zwei seitlichen Pratzen auf Konsolen der Grundplatte abstützt und als Fixpunkt über diese Konsolen mit der Grundplatte verbunden ist, kann der vordere Lagerbock bei Wärmedehnungen des ND-Turbinengehäuses in Längsrichtung ausweichen. Die HD- und ND-Turbinengehäuse sind mit je einer Gehäuseführung ausgerüstet, die ein Verdrehen der Turbinengehäuse verhindern, jedoch eine radiale als auch eine axiale Ausdehnung der Turbinengehäuse gestatten.

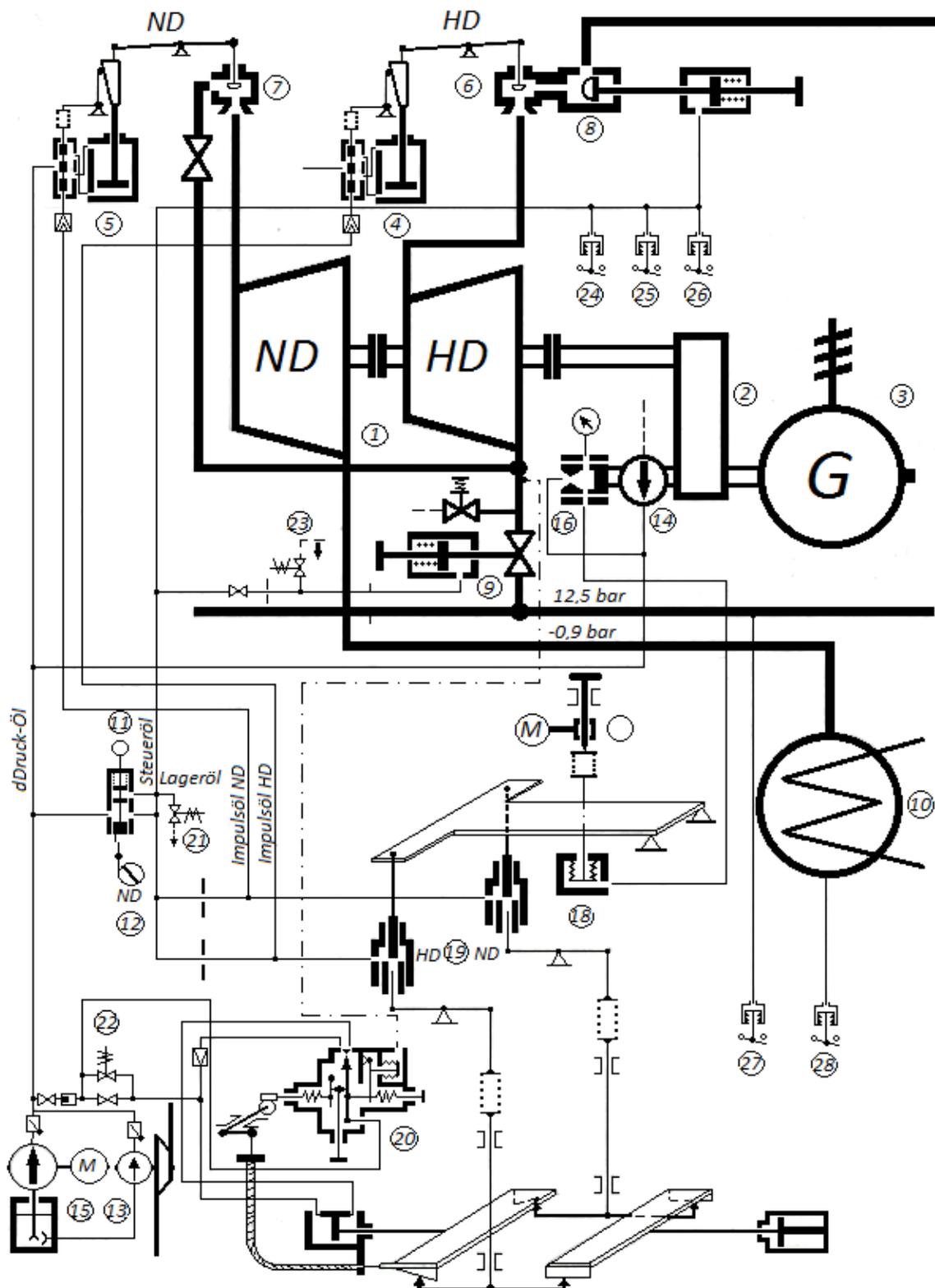
Im vorderen ND-Lagerbock befindet sich der Schnellschlussumschalter, dessen Sicherheitsregler (Überdrehzahlregler) in einer radialen Bohrung des ND-Turbinenläufers angeordnet ist.

An der Turbinenseite des Getriebes ist das Gehäuse der Hauptölpumpe angeflanscht, in welchem auch der Impeller-Drehzahlgeber untergebracht ist. Die Drehzahlvorrichtung ist an der Generatorseite des Getriebes angebracht.

Die vorderen HD- und ND-Lagerböcke sind mit je einer Wellenmessvorrichtung ausgestattet. Sie dienen zur Kontrolle der Läuferlagen während des Betriebes.

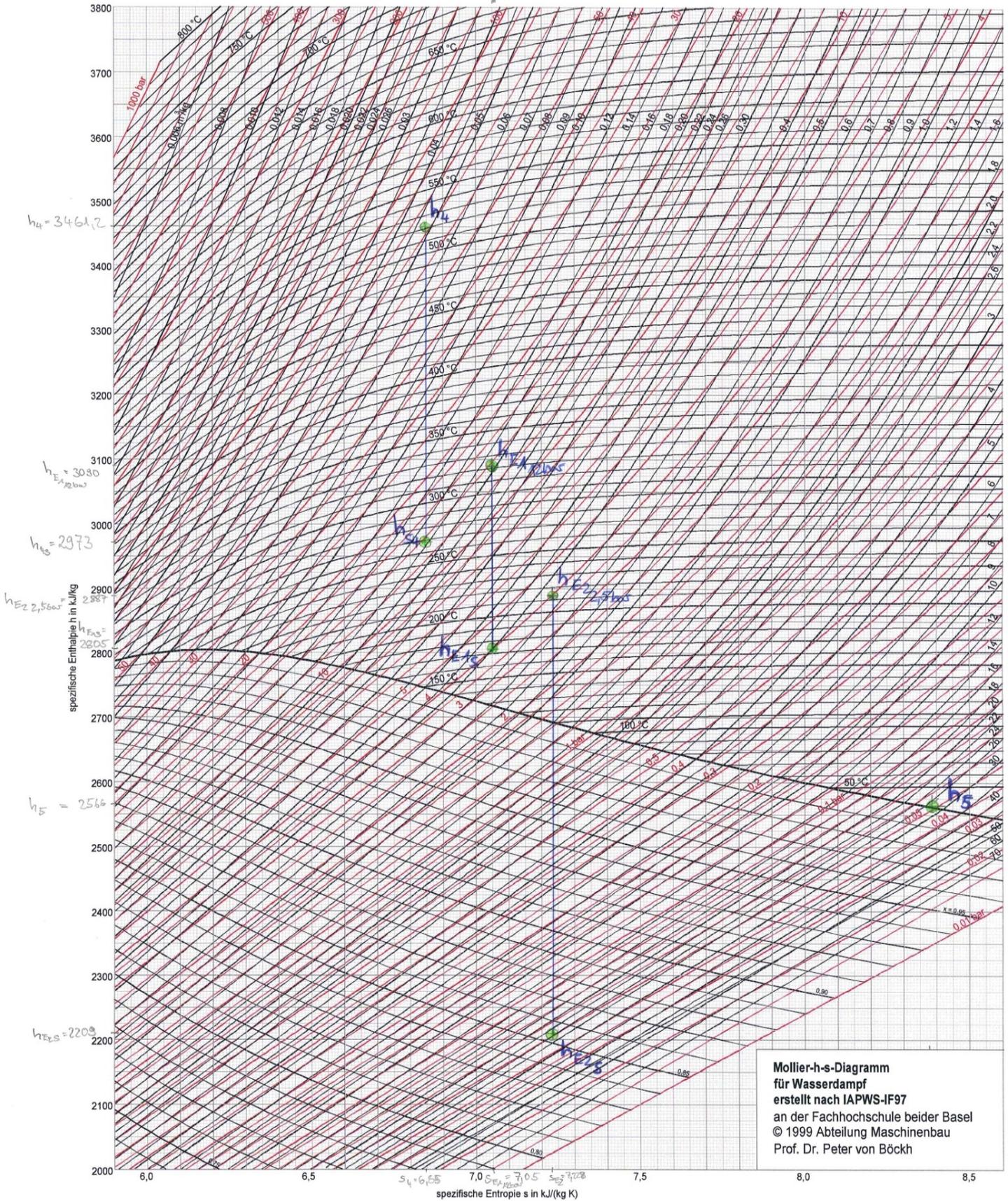
Die Kraftübertragung sowohl vom HD-Turbinenläufer zum ND-Läufer als auch vom ND-Turbinenläufer zum Getriebe erfolgt über je eine Zahnkupplung mit Druckölschmierung. Getriebe und Generator sind starr gekuppelt.

Die ND-Turbine, die HD-Turbine und Getriebe, sowie der Generator sind auf getrennten Grundrahmen montiert, welche mittels Ankerschrauben auf dem Fundament befestigt und vergossen sind.



ANHANG G: Schema der Entnahme-Kondensations-Turbine 3

Turbo 1



Mollier-h-s-Diagramm
für Wasserdampf
erstellt nach IAPWS-IF97
an der Fachhochschule beider Basel
© 1999 Abteilung Maschinenbau
Prof. Dr. Peter von Böckh

Diagramm erstellt nach [3.8]

ANHANG H: h-s-Diagramm Turbo1

Turbo 2

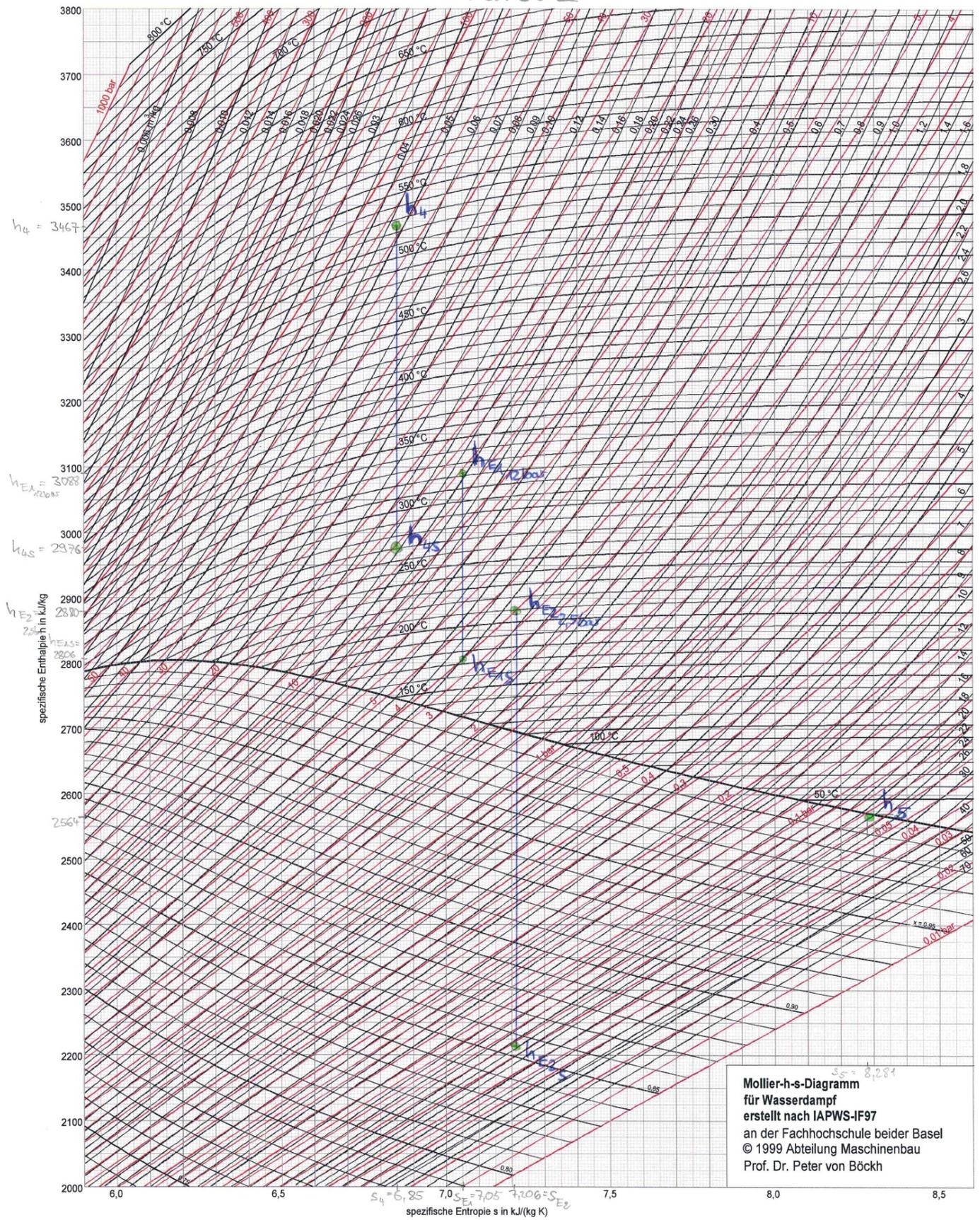


Diagramm erstellt nach [3.8]

ANHANG I: h-s-Diagramm Turbo 2

Turbo 3

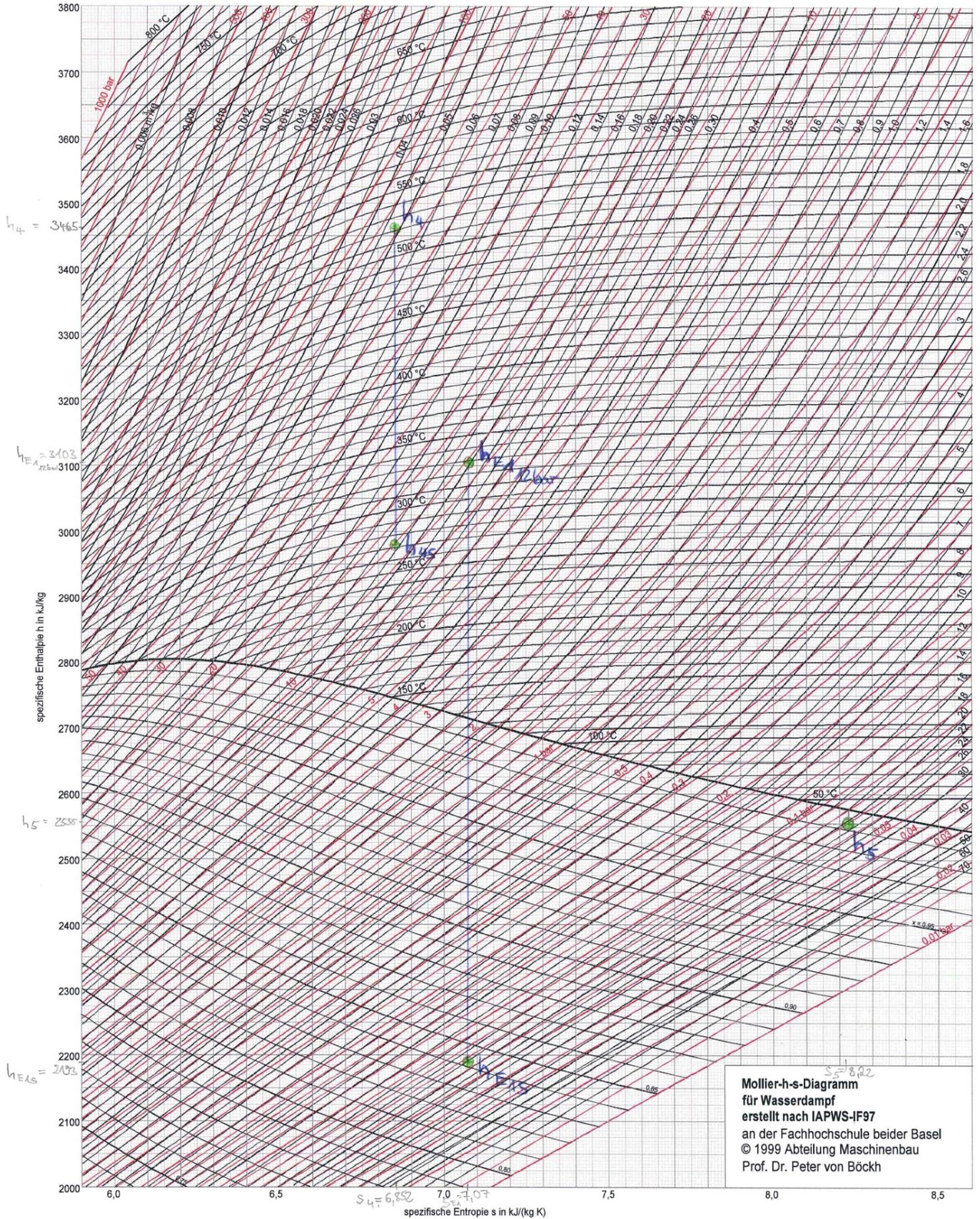


Diagramm erstellt nach [3.8]

ANHANG J: h-s-Diagramm Turbo 3

Übersicht mit Ursachen über die jeweiligen Maschinenausfälle bei denen mehr als 8MW aus dem EVU-Netz entnommen werden mussten.

Datum	Ursache	Dauer in h	P _{max.} aus Netz
30.01.2000 13:20	29.01. Benzin im Heizgas, Ausfall K4 und K5, Brand vor K1 30.01. Folgeausfall K4 und K5 durch noch vorhandene Benzinnester in der Heizgasleitung	2,5	-8,3
09.03.2000 08:10	Ausfall T3, GT noch nicht vorhanden	6	-8,93
24.07.2000 14:14	Ausfall T1 während K3 in Revision.	0,6	-9,28
21.05.2001 15:35	T1 bei Arbeiten hinter der Schalttafel ausgefallen. GT in Revision	0,3	-12,575
09.07.2001 15:56	Plötzlicher Druckabfall und Ausfall K5 und 10Min. später K3 - Abschaltung T2 und 5Min Später T1, kein 2,5bar Dampf für Raffinerie und nur 21t/h 12bar Dampf, GT läuft weiter - K5 liefert keinen Dampf, kein Dampf für den Platformer - Pyrolyse liefert 17t/h	16,56	-15,838
07.08.2001 10:43	Leistungseinbruch in der Raffinerie lässt Leistung an T1 und T3 absinken, T2 in Revision	1	-8,24
15.10.2001 07:20	Ausfall der GT und K5 durch Rauchgasstaudruck im Abgaskanal.	0,8	-16,02
19.07.2002 23:01	Ausfall GT und K5. Störung in der USV 110 21/11 Gleichrichter. GT Alarm Erdschlusssignal.	6,4	-9,33
09.05.2003 18:49	Leistungseinbruch in der Raffinerie - T3 und K4 in Revision	0,1	-9,81
04.06.2003 14:00	Leistungseinbruch in der Raffinerie - T3 in Revision	0,5	-8,5
04.09.2003 18:00	Plötzlicher Abfall an K5 - Turbinen können nicht mehr genügend Leistung produzieren	1	-9,21
05.09.2003 19:25	Ausfall K5 durch Ausfall Ölpumpe P551 des Frischlüfters	2	-14,21
11.02.2004 19:16	K5 durch defekte Trommelwasserstandanzeige ausgefallen.	0,3	-9,73
20.04.2005 08:54	K5 und GT in Revision. Plötzlicher Ausfall K3 - nicht mehr genügend Dampf für die Turbinen da	1	-12,05
26.07.2005 13:40	Ausfall der GT führt zum Ausfall K5 und abfahren aller DT	1	-13,58
20.03.2006 19:00	1. Kessel 4 durch schlagartige Laststeigerung und dadurch abblasen des Trommelsicherheitsventils über Wasserstand ausgefallen. Betriebssituation vor Ausfall: 2 Kesselbetrieb mit hoch ausgelasteten Kesseln.	1,5	-14,88
24.05.2006 08:17	Leistungseinbruch in der Raffinerie - K4 nur sehr wenig Dampf	0,3	-9,88
16.11.2006 13:20	K5 und GT durch fehlerhafte Umschaltung der Kombi/Solo Abgasklappe ausgefallen. Strombezug max. ca. 10 min. Pipelineppenhaus abgeworfen. Zusatzkosten Strombezug ca. 130.000€. GT ging nach 26 Minuten und K5 um 15Uhr ans Netz. Ursache lag in pneumatischem Entspannungsventil. Kessel 5 im Solobetrieb.	1,7	-12,91
02.10.2007 02:00	Rohrbruch in der VE Wasserversorgung. Neue VE Wasserleitung. wird gebaut.	1,9	-8,86
12.04.2009 06:35	500Volt Verteilung ausgefallen dadurch bei Turbo 1 Vakuum- und Kondensatpumpen ausgefallen.	1	-9,45
18.05.2009 06:53	Spannungsabfall an T3 und 1h später an T1 ohne ersichtlichen Grund, Kessel und Turbinen danach hochgefahren	2	-8,57
18.05.2009 22:36	Plötzlicher Ausfall T1	1	-11,01
07.12.2009 15:55	Umschaltung auf Kombi, 15:05 Uhr Ausfall K5 durch Fehlsignal Kernluftklappe Brenner 4	1	-12,75
12.12.2009 03:18	Ausfall K5, Einbruch der Leistung durch zu wenig Dampf. Ursache: Flammenwächter-Schaltung	3	-12,271
02.07.2010 15:17	Leistungsanstieg in Raffinerie bei Revision T2, lässt Leistung einbrechen	0,5	-10,87
31.07.2010 08:11	Plötzlicher Ausfall GT	2	-11,82
16.08.2010 20:00	Ausfall der GT bei Revision T2	340,5	-11,88
05.08.2011 09:31	T3 in Revision - Anlage schafft die Leistung nicht und sinkt kontinuierlich	2,1	-11,51
18.08.2011 14:05	Ausfall der GT bei Revision T3	2	-14,1
22.03.2013 14:20	Inbetriebnahme GT erster Umschaltversuch auf Kombibetrieb. Durch zu geringen Abgasdruck in der Umschaltbox abgebrochen und dadurch Brenner 1 und 2 am K5 ausgegangen zweiter Umschaltversuch auf Kombibetrieb, durch Laufzeitstörungen der Umschaltklappe von normal 36 Sekunden auf eine Minute ist der Ablauf der Umschaltung gestört gewesen und der K5 ausgefallen. UDEX-Anlage musste abgeworfen werden.	1,7	-12,12
28.05.2013 20:20	SV 53 vom T3 bläst zu früh ab, T2 in Revision ist konnte mit max. Bezug auf der E.ON Seite die Raffinerie gerade noch so mit großer Umweltbelastung gehalten werden.	19	-12,72
12.08.2015 02:35	Ausfall K4 führt zum Abfahren der Turbosätze	0,7	-9,57
14.11.2015 03:46	Plötzlicher Ausfall GT, dadurch schaltet K5 ab - liefert keinen Dampf mehr.	3,76	-16,66
15.05.2009 10:04	K5 bei Spannungsabfalltest ausgefallen MD und ND Schieber zur Raffinerie zu Speisewasservorwärmer W 560 undicht, Heizpumpe P570 Gleitringdichtung weggefliegen, Speisewasservorwärmer W 43 undicht, es läuft nur noch ein Speisewasservorwärmer von 4, T2 abgeworfen und GT ausgefallen.	0,5	-18,36

ANHANG K: Maschinenausfälle mit erhöhtem Energiebedarf

**ANHANG L: Übersicht aller Stillstände
an Turbo 1**

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Schäden und Ursache	Bemerkung
01.10.1962		Inbetriebnahme		
04.04.1966 - 13.04.1966	216,00	Revision	Rückschlagklappe SSV 12bar hing fest. Klopferäusche im Pumpengehäuse - Antriebszahnrad der Hauptölpumpe war defekt.	Turbinenregelung war größtes Problem da nach der Inbetriebnahme verschiedene Fahrweisen probiert wurden und es keine Aufzeichnungen dazu gab.
01.04.1974 - 12.08.1974	3192,00	Große Revision	Planmäßig	Probleme beim Anfahren (35Tage Anfahren versucht) Es gab Unklarheiten zw. Heide und Siemens. Die Läufer-schau-feln HD mussten modernisiert werden, was Siemens versäumt hatte vorab mitzuteilen. Nach der Modernisierung könnte die Turbine im Törrbetrieb bei gewissen Temperaturen nicht mehr gedreht werden, da es zum Kontakt zw. Gehäuse und Läufer kam.
18.06.1975 - 26.06.1975	192,00	ungeplant	HD-Steuerventil undicht	
07.09.1981 - 25.09.1981	432,00	kleine Revision	Planmäßige Revision	HD- Regelventile sind undicht.
10.05.1982 - 31.05.1982	504,00	Störung	Ölleckage, Dampfsiebe wiesen Schäden aus	Dampfsiebe wurden zunächst um 180° verdreht wieder eingebaut.
04.06.1984 - 31.08.1984	2112,00	Große Revision	geplant	Schluss-schau-fel in 1.Stufe hat am Deckband starke Verformungen. Läuferballen starker Abtrag durch Rost zw. Den Schau-feln. Dichtband Stufe 1 ausgebrochen, dichtband St. 9-11 durchrostet. Vereinzelt Risse im äußeren Bereich des Gehäuses festgestellt. Stopfbuchsgehäuse und -deckel waren stark rostig. Dichtbänder zerstört.
22.10.1984 - 26.10.1984	96,00	Schaden	T4436 muss nachgerichtet werden	
01.10.1985 - 10.10.1985	216,00	kleine Revision durch Schaden	Kollektorfeuern am Generator	Das Kollektorfeuern wurde auf die Lager-blockschwingungen zurückgeführt. Hier waren in den Abschirmdeckel am Getriebe-rad 1,5 Ltr. Öl in eine Bohrung eingetreten, was die Schwingungen verursachte.
20.06.1987 - 19.10.1987	2904,00	Große Revision	Lagerstellen der Läufer waren stark riefig.	Schwerpunkt der Arbeiten, war das Auswechseln der 7 Leit- und Laufschaufelreihen an der HD-Turbine. Am Topfgehäuse wurde eine Vielzahl an Rissen vorgefunden - dies begrenzt die Lebensdauer enorm. Spindeln des SSV mit verkürzten Packungen versehen. Getrieberadabdichtung und Erregermaschine werden nicht geöffnet/ bearbeitet. Ölrohrleitungen sollten stichprobenartig kontrolliert, gesäuert und gespült werden.
28.07.1989 - 04.08.1989	168,00	Rissprüfung geplant	Risse am HD-Topf wurde bei Revision 1987 festgestellt und musste kontinuierlich Überprüft werden.	Die Prüfung war ohne Befund
03.05.1991 - 30.07.1991	2112,00	Große Revision	bereits 1987 wurden insgesamt 40 Risse im HD-Topf festgestellt. Diese wurde in regelmäßigen Abständen kontrolliert. Nun soll der HD-Topf getauscht werden	bei Revision der restlichen Maschine keine größeren Schäden aufgefallen. Probleme gab es im Vorfeld noch mit den Prätzen an der Maschine. Diese waren fest.
21.09.1994 - 24.09.1994	72,00	Störung	Drucklagersteien defekt, Temperaturerhöhung an den Axial- und Radiallagern der Turbine	Schnelleinsatz der Monteure aus Wesel
24.01.1995 - 30.01.1995	144,00	Störung	Einbau der Steine	Anfertigen und Einbau der Gleitsteine für Regelventil MD

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Schäden und Ursache	Bemerkung
06.04.1996 - 10.07.1996	2280,00	kleine Revision durch Schaden, Große Revision ND	SSV ausgetauscht	Die drei Hilfsölpumpen vom Öltank waren außergewöhnlich stark verschmutzt. Alle Lager waren stark riefig und mussten getauscht werden. Inbetriebnahme seit 29.06. versucht - Temperaturprobleme an den Lagern im Getriebe festgestellt - dadurch 13 Tage verspätet.
18.02.1997 - 21.02.1997	72,00	Störung	klemmen der Schnellschlussventile	konnte durch die eigene Instandhaltung behoben werden.
03.04.1998 - 09.04.1998	144,00	Ölwechsel	Öl wies bei der Laboruntersuchung vom 14.10.1997 grobe Verunreinigungen auf. Ölmenge 13.500 Liter	Starke Schwingungen an den Kohlebürsten im März 98 festgestellt - bei Ölwechsel das Problem parallel gelöst, Behälter musste 2 mal gereinigt werden, da die Klassifizierung nicht erreicht wurde durch Verunreinigungen
24.06.2000 - 20.07.2000	630,08	kleine Revision geplant		Gleitsteine HD-Stellzylinder wegen Verschleiß getauscht. Montagefehler am hinteren Radlager dadurch stark riefig.
29.07.2002 - 23.10.2002	2066,08	Große Revision	Inbetriebnahme dauerte überdurchschnittlich lange weil nach Montagefehlern gesucht werden musste. Laufverhalten hat sich nach der Revision deutlich verbessert.	große Revision der Topfturbine mit Tausch der Innenteile und kl. Rev. ND-Turbine und Getrieberevision. 2001 wurde eine komplette Ersatz-Topfturbine für T4437 geliefert. Die Innenteile (Rumpfturbine, Turbinenläufer und Leitschaufelträger) der alten Topfturbine T4437 werden in das Topferersatzgehäuse von 1991 T4436 während der Revision eingebaut.
13.12.2002 - 13.12.2002	8,25	Optimierung	Korrektur der Regeleinstellung	störungsfreier Ablauf
10.04.2005 08:00:00 - 05.07.2005 14:25:00	2070,42	kleine Revision	Ölleckagen	2 neue HD-Spindeln (5 u. 6) waren nicht richtig eingestellt und mussten erneuert werden. Verzögerungen da Getriebelager von Siemens verspätet geliefert. Öl wurde durch Shell Öl erneuert. Regler wurde während der Revision fehlerhaft zusammengebaut und musste vor Inbetriebnahme erneut zerlegt werden da der notwendige Reglerhub nicht mehr vorhanden war (Stelze nicht im Zentrum der Membran).
10.08.2007 - 20.08.2007	238,58	Ölwechsel	Tankreinigung mit Ölwechsel - Öl war chemisch kontaminiert und eine Feinfiltration brachte kein besseres Ergebnis.	ca. 13.000 Ltr. Turbo Oil CC 46 mit ca. 8.000Ltr. Öl nur zum Spülen. Parallel Lagerkontrolle an Turbine, Getriebe und Generator durch Siemens.
22.08.2007 - 22.08.2007	1,33	Analyse	erhöhte Schwingungen am Turbosatz	
28.09.2007 - 04.10.2007	148,92	Störung	hohe Wellenschwingungen im Bereich des Getriebes. Öl in den verschlossenen Bohrungen.	Am Getriebe wurde kontrolliert ob Öl in die verschlossenen Bohrungen ist. Es war circa 2Liter Öl in den Bohrungen - vorwiegend in drei nebeneinander liegenden Bohrungen.
30.05.2008 - 27.06.2008	677,08	kleine Revision	-	Getriebesadmodifizierung - es wurden im Siemenswerk neue Verschlusschrauben mit dichtringen eingebaut und die Wellen gewuchtet. Zeitmehraufwand benötigte die Einstellung der Regelung, Beseitigung von Dampfleckagen an den Blindflanschen der beiden Schnellschlussventile, Nachjustieren des Überdrehzahlwächters.
05.05.2009 - 06.05.2009	24,42	ungeplant durch Schaden	an den Ventilgruppen ND ist ein Gleitstein gebrochen und rausgefallen	Beide ND-ventilgruppen wurden ausgetauscht. An diversen Ölleckagepositionen wurden die Schrauben an den Flanschverbindungen nachgezogen.
24.02.2012 - 26.06.2012	2960,83	Große Revision		HD-Teil Laufschaufeln haben Korrosionsnarben - Reihe 8 - 11 erneuern. ND-Läufer ist stark rostig und teilweise mit weißen Belägen - musste gestrahlt werden -Läufer musste neu gewuchtet werden. Ölwechsel durchgeführt - 5 tLtr. Gespült und abgepumpt - 10 tLtr neu eingefüllt. Lager an der Hauptölpumpe muss erneuert werden - jedoch Zeitverzug durch falsche Siemens-

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Schäden und Ursache	Bemerkung
				lieferung. Kupplungsnahe vom Getriebe wies starken Passungsrost auf. Probleme am 2,5bar Entnahme SSV - Gelenkstück war nicht mehr mit der Spindel verbunden und lose. durch Beinaheausfall turbo3 wegen Dampfleckage musste T2 so schnell es ging in den Betrieb.
24.09.2012 - 28.09.2012	92,73	Schaden	MD- Regelventile - extremer Verschleiß an den Gleitsteinen - Dampfleckage	Gleitsteinverbindung der MD-Regelventile zu den Hebeln hat sich im Betrieb unzulässig gelöst. Die von Siemens gefertigten und im Lager befindlichen Gleitsteine waren falsch gefertigt worden. Der Durchmesser ist nicht mittig zum Gleitstein. Zur Reparatur mussten zunächst die falsch gefertigten Gleitsteine eingesetzt werden.
07.04.2015 - 13.05.2015	869,73	kleine Revision	Dampfgetriebene Hilfsölpumpe hat einen Totalschaden	Dampfgetriebene Hilfsölpumpe wird auf E-Motor umgebaut. Sonst wurden nur alle gängigen Verschleißteile bei der Revision getauscht. Spindeln der MD-Ventile waren beide an den Außenkanten an der Grundbuchse verschlissen, vermutlich ist der Deckel nicht mehr parallel da über Jahrzehnte nur die Dichtflächen nachgearbeitet wurden und so der Ventildeckel in Zwangslage gezogen wurde..

ANHANG L-2: Übersicht aller Stillstände an Turbo 2

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Schäden und deren Ursache	Bemerkung
03.03.1975 - 12.05.1975	1680	Große Revision	Geplant	Lieferprobleme verzögerten Inbetriebnahme
09.06.1976 - 04.09.1976	2088	Schaden	Dampfleckage am Abdampfstutzen, Topf ausgebaut und ins Siemenswerk geschickt.	
13.06.1980 - 20.06.1980	168	Schaden	Steuerventile müssen kontrolliert und neu verpackt werden	
21.04.1981 - 04.07.1981	1776	ungeplant durch Schaden	Schaden, bei Radlager vorn und hinten sowie Ritzzellager v. u. h. an Getriebe hat sich das Weißmetall wegen Überlastung abgelöst. Starke Schwingungen im Betrieb - daher Abschaltung der Maschine. Durch Schweißarbeiten mit fehlerhafter "Erdableitung" ist es zu Strommarkierung im Bereich der Lager und der Verzahnung gekommen.	
13.04.1983 - 07.07.1983	2040	gr. Revision geplant		HD- und MD-ND-Läufer, sowie Generatorläufer und Erregermaschine wurden zur Überholung ins Werk geliefert. Inbetriebnahme verzögerte sich um einen Monat, da HD-Topf zu spät aus dem Werk angeliefert wurde.
13.07.1983 - 06.09.1983	1320	Störung ungeplant	Drucklager ND nach Überlastung bei Inbetriebnahme nach gr. Rev. Zerstört. Nach Bürstenfeuer Maschine abgestellt, Drucklager waren zerstört, Dreheinrichtungsbetrieb nicht möglich - metallische Geräusche, drehen nur manuell mit Gewalt möglich	Drucklager ND um 2,40 mm Abgelaufen, ND-Turbine geöffnet - Topf zur Reparatur ins Werk gegeben
20.05.1986 - 26.06.1986	888	kleine Revision geplant	Generatorrevision	Erregermaschine wurde im Werk in Hamburg ertüchtigt und gewuchtet. Bei Wiederinbetriebnahme kam es zu Schwingungen am hinteren Generatorlager zu Schwingungen von 21 um, daraufhin musste vor Ort nachgewuchtet werden
20.09.1989 - 29.09.1989	216	kleine Revision geplant	wegen erhöhter, unterschiedlicher Ritzzellagertemperaturen, wurde eine Getriebekontrolle durchgeführt. Strommarken in den Ritzel- und Radlagerteilfugen. Ritzzellager defekt	Beide Ritzzellager wurden gegen neue einstellbare Kreislager gewechselt.
28.05.1990 - 19.06.1990	528	kleine Revision geplant	linkes Dampfsieb sehr stark beschädigt	Neuwicklung des Generators. Überholungsarbeiten an den Regelventilen. Durch Montagefehler durch Siemens an den HD-Stellventilen kam es zu einer Verzögerung des Anfahrtermines um 6Tage
06.04.1992 - 18.08.1992	3216	gr. Revision geplant		kl. Generatorrevision, da ein Spannungseinbruch der Lager-spannung im Betrieb am Gen festgestellt wurde. Riss am Einströmkasten der Turbine - durch Auftragsschweißen repariert. Kritische Risse am SSV-Gehäuse rechts. Neues HD-Gehäuse eingesetzt bei Siemens
17.04.1993 - 23.04.1993	144	ungeplant durch Schaden	Austausch der SS-Ventile	
23.07.1996 - 27.07.1996	96	ungeplant durch Schaden	In der Oberschale des hinteren Radlagers hatte sich ein großes Stück Weißmetall (ca. 70mmØ) gelöst. Getriebe neu gelagert	
26.05.1997 - 14.06.1997	456	kleine Revision		
16.07.2001 - 29.09.2001	1800	gr. Revision geplant	ND-Turbine mit Läufer in Werk nach Wesel geschickt. 16. Laufschaufelreihe ND-Läufer wurden Risse gefunden, Erosion in den Endschaufeln	Neuer HD Topf wurde verbaut! Generator wurde durch Siemens revidiert.

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Schäden und deren Ursache	Bemerkung
13.07.2004 - 01.09.2004	1200	kleine Revision	HD-Stellzylinder waren in sehr schlechtem Zustand und mussten Überholt werden. Revision des Generators durch Fa. Turboservice.	Zitat interner Bericht: "Statt einer Revision war das eigentlich eine Putz-Revision". Keine besonderen Vorkommnisse. Revision sollte eigentlich bereits am 10.08.2004 beendet sein. Der Askaniaregler musste noch überholt werden, was eine Verzögerung bedeutete.
08.05.2006 - 12.06.2006	840	kleine Revision	keine besonderen Beschädigungen gefunden.	Durch Feiertage und Ersatzteilbeschaffung verzögerten sich die Inbetriebnahme und 16 Tage.
03.08.2010 - 06.09.2010	816	kleine Revision	keine größeren Beschädigungen gefunden. Radiallager 1 wies deutliche Strommarken auf und musste getauscht werden. Verzögerung der Inbetriebnahme, da neue HD-Ventile undicht waren	HD-Ventile und Buchsen erneuert. MD-ND-Ventilspindeln und Buchsen erneuert. MD-Regelzylinder Steuerschieber, Buchsen und Gleitstein erneuert.
11.04.2013 - 23.10.2013	4680	gr. Revision geplant	Rissbildung in den Düsenschaufeln der Düsensegmentringe durch fehlerhaftes einschweißen während der Revision, HD Leitschaufelreihen 8 - 18 und Schaufelreihen 111-118 haben teilweise starke Korrosionsnarben	Topfturbine und Läufer ND-Turb. Zu Siemens ins Werk

ANHANG L – 3 Übersicht über alle Stillstände an Turbo 3

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Ursache	Bemerkung
25.10.1972 03.05.1973	4560,0	Umbauarbeiten	Umbau von Gegendruckauf Kondensationsturbine	Details siehe Dokument: "Geschichte der Turbine 3"
03.05.1973 - 01.10.1973	3624,0	Störung	Ungeplante Umbauarbeiten	Turbine konnte nicht nach Fertigstellung in Betrieb genommen werden Lager und lagerdichtringe wurden erneuert
04.10.1974 - 30.10.1974	624,0	geplante Abschaltung	Beseitigung von kl. Ölleckagen.	Beim Probelauf, starke Vibrationen - 1 Schaufel vom A-Rad ausgebrochen - Läufer zur Überholung nach HH, Turbine 3 mit altem Gegendruckläufer reingenommen.
01.09.1975 - 30.09.1975	696,0	geplante Abschaltung	De- u Montage des HD-Teils vom alten zum neuen Läufer	Bei Probelauf: ausgefallen, sehr starke Geräusche, Schaufel vom C-Rad gebrochen - Läufer zur Überholung nach HH, Turbine 3 mit altem Gegendruckläufer reingenommen.
13.03.1976 - 06.05.1976	1296,0	geplante Abschaltung	De- u Montage des HD-Teils vom alten zum neuen Läufer	Bei Probelauf: ausgefallen. Läufer läuft an der oberen Gehäusehälfte an. Die Schaufelspitzen bis 0,55mm abgelaufen. Läufer zurück zu B+V Nacharbeiten. De- u. Montage des HD-Teils Läufer ausgebaut, Schaufel rausgeflogen, zur Reparatur nach B+V Hamburg und anschließend wieder eingebaut
11.08.1976 - 14.08.1976	79,0	Störung	vom Netz genommen wegen starken Geräuschen	Eine Schaufel vom A-Rade war rausgeflogen. De- u. Montage des HD-Teils, vom neuen zum alten Läufer (mit kleinerer Leistung).
28.03.1977 - 13.06.1977	1855,0	Revision	geplante Abschaltung, De- u. Montage des HD-Teils vom alten zum neuen Läufer	HD-Topf durch B+V demontiert u. nach Hamburg zur Überholung, 07.Juni 16:00 Uhr: Probelauf abgebrochen, starkes Blasen aus der Stopfbuchsenentwässerungsleitung. Fehlerursache: Positionen 23 u. 80 auf der Zeichn.Nr. 4253 u. 41761 waren vertauscht angeschlossen.
20.07.1981 - 15.08.1981	636,0	Teilrevision (ungeplant)	Reparatur Schnellschlussventile	Bei Demontage der Ventil-Oberteile wurde festgestellt, dass die Vorschubkegel schwergängig/fest waren. Beim Nachschleifen der Ventilsitze wurden Risse entdeckt.
15.03.1982 - 08.04.1982	576,0	Teilrevision (Kleine Revision) geplant	ca. 36.000h seit 13.06.1977 für HD Stufe und 64.500h seit dem 28.08.73 für die ND-Stufe (ND wurde geöffnet)	SSV- ließen sich vorab nicht mehr per Hand fahren, Messwerte der HD-Stufe zeigen das Labyrinthdichtungen stark beschädigt waren
28.02.1983 - 28.03.1983	672,0	Teilrevision (ungeplant)	Reparatur Schnellschlussventile	Anfahr- und SSV demontiert und überprüft. Leitungen für Ölzufuhr wurden erneuert und überprüft.
05.04.1988 - 21.08.1988	3312,0	Große Revision	geplante Revision, zur Überholung des Generators nach insgesamt 85.140 Betriebsstunden und 37Starts	SSV lassen sich ohne Fremdhilfe nicht mehr öffnen, Spindeln u. Buchsen stark verzundert; Umbau des Askania-Strahlrohrreglers; 09.06. Druckausgleichleitung hat nach Dampfleckage; Beim Probelauf am 12.07. trat am getriebeseitigen Turbinenlager ein Schaden auf. Ursache: Montagefehler - Haltestift zum Fixieren des Lagers fehlte in der Lagerbrücke. Notwendige Nacharbeiten bei B+V: HD-Topf zerlegen, Rundlaufkontrolle am Läufer, beschäftigte Labyrinth auswechseln, Montage u. Einbau Topf,
29.03.1992 - 02.04.1992	107,0	Teilrevision	Dampfleckage und Ölleckage	starke Ölkohlebildung am Dichtring, HD-Turbine fehlen 2 Inbusschrauben in Axial-Stopfbuchse - daher Dampfleckage, dadurch starke Dampfblasung des Ölabstreifers - Ursache für Ölleckage

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Ursache	Bemerkung
18.04.1995 - 12.09.1995	3528,0	Groß Revision	geplanter Stillstand für Umbaumaßnahmen - Notstromversorgung, Modifizierung der Bedämpfung, Revision Getriebe und Generator etc.	Revision Getriebe durch RENK; Revision Generator durch Siemens; HD-Turbine durch B+V: Düsen erneuern, Regelventil erneuern, Dichtbleche an Läufer erneuern und diesen wuchten; ND-Turbine: Auswaschungen im Gehäuse, Führung Leitschaukelträger erneuern, einige Dichtbleche im Läufer erneuern; Neuauslegung der Verrohrung der Stopfbuchsen-Bedämpfung und Entwässerung durch B+V;
01.01.1996 - 01.01.1996	6,0	Teilrevision durch Schaden	Reparatur Entnahmeregelung an der Turbine	-
09.04.1996 - 11.04.1996	48,0	Störung	geplante Abschaltung nach Störung, Reparatur Schnellschlussventile	Bei einem Probeschnellschluss ist dieser nicht ausgelöst worden durch die Anlage. Funktionen geprüft und Sassenberg-Wellenlagemessgerät an HD-Turbine angebaut
18.01.1999 - 18.01.1999	11,3	Störung		
17.05.1999 - 19.05.1999	58,1	Störung		
30.07.1999 - 07.10.1999	1655,5	gr. Revision	Revision HD-groß, ND-klein, Getrieberevision durch RENK	Aufgrund eines Astbestfundes während der Revision hat das Montagepersonal von B+V die Arbeiten unterbrochen bis die Sanierungsarbeiten zur Beseitigung durchgeführt waren.
09.03.2000 - 09.03.2000	7,0	Störung	Ölkühler defekt	Ölkühler ausgebaut und untersucht - schadhafte Wärmetauschrohre, Ursache: Schwingungsrisikokorrosion
07.01.2002 - 11.01.2002	97,3	Störung		
28.06.2002 - 16.07.2002	440,0	Störung	Dampfleckage HD-Stellventilspindeln	Linke Ventilspindel in Dampfrichtung im Dichtungsbereich um 0,2mm einseitig bearbeitet worden, Anfahren wurde immer wieder versucht
28.03.2003 - 19.06.2003	2001,9	kl. Revision	Revision HD- klein ND-groß	
24.06.2003 - 24.06.2003	6,8	Störung		
31.10.2003 - 03.11.2003	72,0	Störung	Dampfleckage HD-Stellventilspindeln	Am 27.10. wurde eine Dampfundichtigkeit in der HD-Regelventilspindelabdichtung gemeldet.
02.04.2004 - 08.04.2004	145,0	Störung	Dampfleckage HD-Stellventilspindeln	Befundaufnahme und Reparatur bei B&V in Hamburg.
06.07.2004 - 07.07.2004	24,1	Störung	HD-Regelventile, Ost 17 Stopfbuchse Turbine 3 durchgeschlagen Turbo am 6.07. bis 07.07. vom Netz.	
01.10.2004 - 05.10.2004	101,0	Störung	HD-Regelventile, West	Einbau von spindeln in der alten Werkstoffausführung durch SDO
16.11.2004 - 16.11.2004	2,0	Störung	Dampfleckage HD-Stellventilspindeln	
19.03.2005 - 30.03.2005	267,0	Störung	Dampfleckage an den Schnellschlussventilen	Beseitigung vor Ort durch B+V
20.03.2006 - 26.03.2006	134,0	Störung		
28.03.2006 - 30.03.2006	52,1	Störung		
07.07.2006 - 15.07.2006	195,4	Störung	Spindel HD-Regelventil wiederholt Undicht; mahelndes Geräusch während des Betriebes	HD-Regelventil in HH überholt, Stopfbuchsenpackungen erneuert, spindeln waren beschädigt. Anzahl der Packungsringe auf 6Stk./Spindel erhöht.

Beginn - Ende	Zeit [h]	Art	Ursache	Bemerkung
28.03.2008 - 14.05.2008	1134,3	kl. Revision während Kesselrevision	Überholung der Regel- und Schnellschlussventile. Steuerzylinder HD und ND überholt.	Turbine konnte nicht nach Fertigstellung in Betrieb genommen werden, weil Kesselrevision noch nicht beendet war. ND-Radial- und ND-HD-Axialspiele waren nicht in Ordnung, Lagerdichtringe wiesen gewisses Spiel auf. Lager und lagerdichtringe wurden erneuert; 06.05.2008 11:30 Uhr bei Testlauf Turbo 3 schließt das Schnellschlussventil westliche Seite nicht mehr, Turbo lief ungebremst hoch. Vorhubkegel des Sicherheitsschlusses war fest. 06.05. bis 14.05. Inbetriebnahme Turbo 3 mit täglich neuen Überraschungen wie offenes Schnellschlussventil, funktionslosem Schnellschlussumschalter trotz Grundüberholung im Werk, Askania Fehlfunktion durch verstopften Filter und verkehr eingebautes Magnetventil, dampfangetriebene Kondensatpumpe durch nicht funktionierenden Drehzahlregler, E-angetriebene Kondensatpumpe durch ausgeschlagene Welle/Lager undicht an der Stopfbuchse
26.05.2008 - 27.05.2008	27,4	Störung		
09.04.2009 - 24.04.2009	363,3	Störung	Abschalten nach Anfahren nach einer Kesselrevision	Probleme mit den Magnetventilen SOV 359 und SOV 370 - Ursache konnte nicht komplett aufgeklärt werden, auch eine Fehlbedienung beim Anfahren ist möglich!
02.11.2009 - 05.11.2009	79,3	Abschaltung durch Problem	Spindel HD-Ventil Undicht	Packungsringe waren im Bereich der Spindel völlig zerstört und ausgeblasen. Spindel hatte starke Laufspuren
11.03.2011 - 09.09.2011	4369,7	gr. Revision		
15.09.2011 - 15.09.2011	9,1	Störung		Ausfall nach Anfahren nach einer Revision, Wasser im Öl Turbo 3
26.06.2012 - 29.06.2012	67,2	Störung		Turbo 3 Regelung defekt - Anfahren wurde zwischenzeitlich versucht
15.12.2012 - 17.12.2012	48,5	Störung		Dampfleckage Turbo 3, Turbo musste vom Netz genommen werden
28.05.2013 - 29.05.2013	15,9	Störung		SV 53 vom Turbo 3 bläst zu früh ab, Da Turbo 2 parallel in Revision ist konnte mit max. Bezug auf der E.ON Seite die Raffinerie gerade noch so mit großer Umweltbelastung gehalten werden. siehe hierzu RCA.
14.03.2014 - 24.04.2014	982,0	kl. Revision	siehe Dokumentation	geplant
02.09.2014 - 29.09.2014	643,5	Revision	Reparatur HD-Regelventil durch MAN in HH	geplante Abschaltung
15.10.2014 - 24.10.2014	213,9	Störung	Vakuum schlecht / Dampfundichtigkeit HD-Turbine	ungeplante Abschaltung
27.02.2015 - 13.03.2015	335,5	Störung	Dampfleckage HD-Stellventilspindeln	geplant Abgeschaltet da Kessel 3 in Revision, konnte erst nach Kesselrevision angefahren werden
15.01.2016 - 25.01.2016	240,6	Störung	Regelventil Stopfbuchse undicht	geplante Abschaltung

Parameter der drei Turbosätze als Mittelwert über den gesamten, betrachteten Zeitraum vom 01. Januar 1999 bis zum 20. Mai 2016.

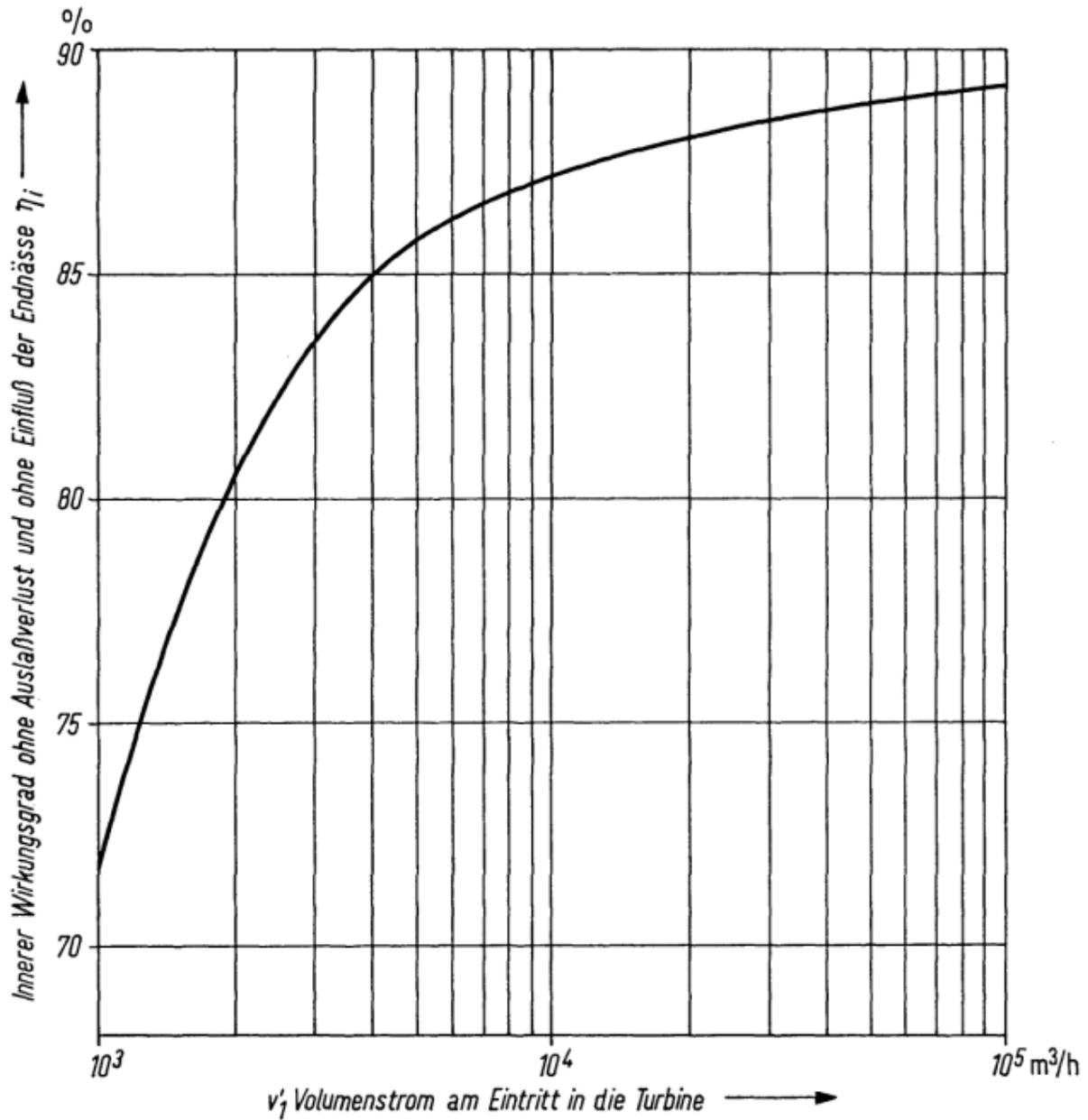
	Parameter	Turbo 1	Turbo 2	Turbo 3
Eingang an der Turbine ④	T_4 [°C]	522,029	524,406	523,183
	p_4 [bar] (rel.)	72,011	72,273	71,524
	m_4 [t/h]	80,773	79,972	94,453
	h_4 [kJ/kg]	3461,212	3466,673	3464,531
	s_4 [kJ/kg K]	6,845	6,850	6,852
HD Teil der Turbine, Entnahme1 bei 12 bar	$T_{12\text{ bar}}$ [°C]	321,738	321,004	328,257
	$p_{12\text{ bar}}$ [bar] (rel.)	12,618	12,658	12,768
	$m_{12\text{ bar}}$ [t/h]:	42,341	43,248	75,473
	$h_{12\text{ bar}}$ [kJ/kg]	3089,580	3087,887	3103,428
	$s_{12\text{ bar}}$ [kJ/kg K]	7,051	7,047	7,069
	$h_{s\ 12\text{ bar}}$ [kJ/kg]	2972,675	2976,253	2979,149
	η_{HD} [%]	0,761	0,772	0,744
	$P_{\text{tech HD}}$ [MW]	8,360	8,437	9,490
MD Teil der Turbine, Entnahme 2 bei 2,5 bar	$T_{2,5\text{ bar}}$ [°C]	212,908	209,118	
	$p_{2,5\text{ bar}}$ [bar] (rel.)	3,007	3,050	
	$m_{2,5\text{ bar}}$ [t/h]	27,507	27,226	
	$h_{2,5\text{ bar}}$ [kJ/kg]	2887,908	2879,796	
	$s_{2,5\text{ bar}}$ [kJ/kg K]	7,228	7,206	
	$h_{s\ 2,5\text{ bar}}$ [kJ/kg]	2805,448	2805,700	
	η_{MD} [%]	0,710	0,738	
	$P_{\text{tech MD}}$ [MW]	2,363	2,490	
ND Teil der Turbine, vor Kondensator ⑤	T_5 [°C]	37,394	36,794	37,189
	p_5 [bar] (rel.)	-0,947	-0,935	-0,930
	m_5 [t/h]	9,981	9,380	16,357
	h_5 (berechnet) [kJ/kg]	2566,228	2563,504	2554,860
	$h_{s\ 5}$ [kJ/kg]	2208,564	2214,117	2193,217
	η_{ND} [%]	0,474	0,478	0,603
	$P_{\text{tech ND}}$ [MW]	2,449	2,382	11,489
	$P_{\text{tech ges.}}$ [MW]	13,172	13,310	20,979
	P_{gen} [MW]	10,730	10,479	10,536
	$\eta_{\text{Maschine}} = (\eta_{\text{Gen}} + \eta_{\text{mech}})$	0,817	0,791	0,504

ANHANG M: Mittelwerte der Parameter an allen Turbosätzen

ANHANG N: Größenordnung innerer Wirkungsgrad

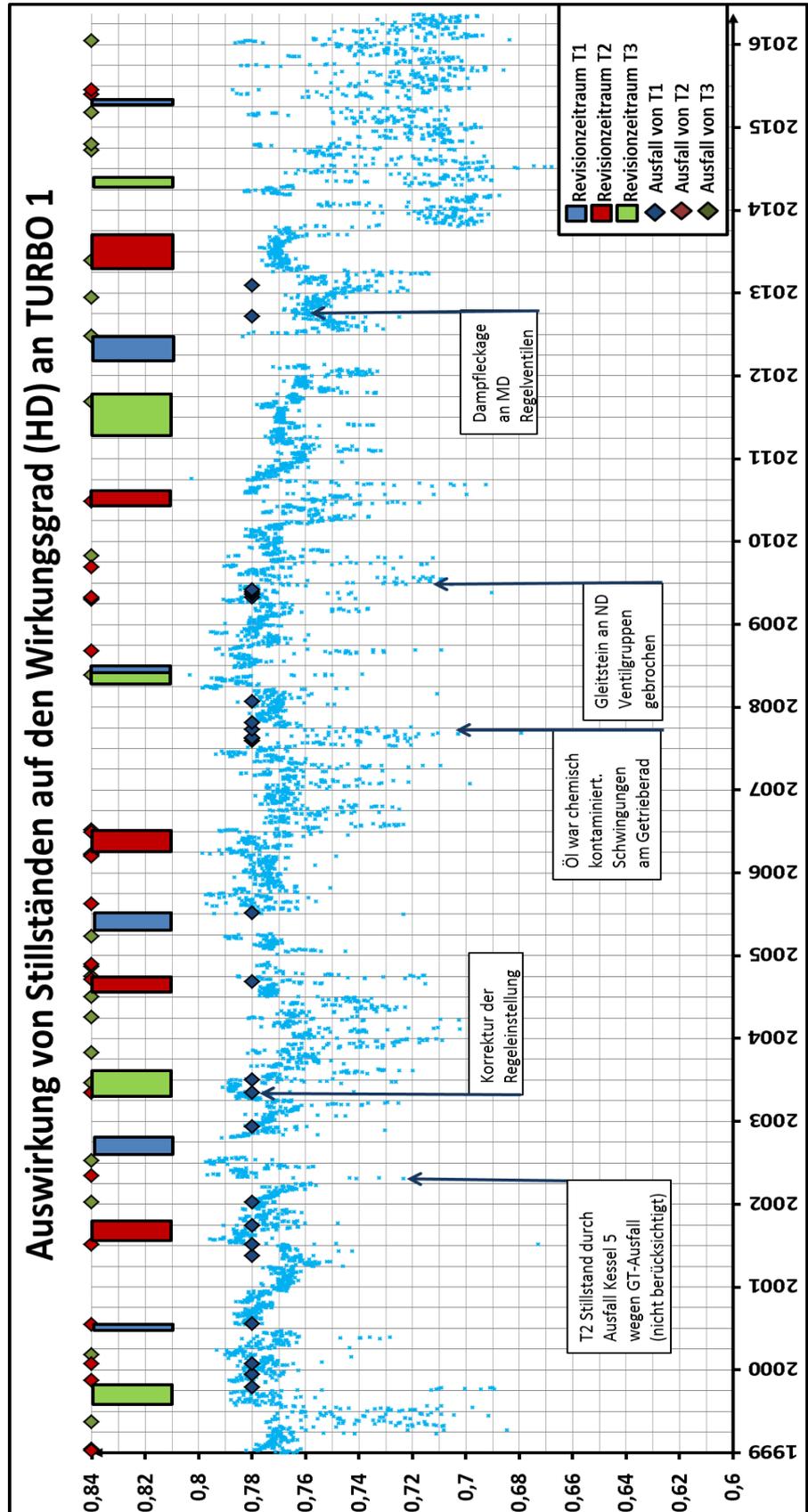
Nach **Schröder, Karl.** „Die Kraftwerksausrüstung: Teil B“, Seite 34. s.l. : Springer-Verlag, 1968. ISBN 978-3-642-52109-6. (Schröder, 1968)

In der Abbildung ist der innere Wirkungsgrad η_i einer Kondensationsturbine ohne Zwischenüberhitzung bei Betrieb im Auslegungspunkt in Abhängigkeit vom stündlichen Eintrittsvolumenstrom dargestellt. Der Austrittsverlust und der Verlust durch Endnässe sind darin nicht berücksichtigt.

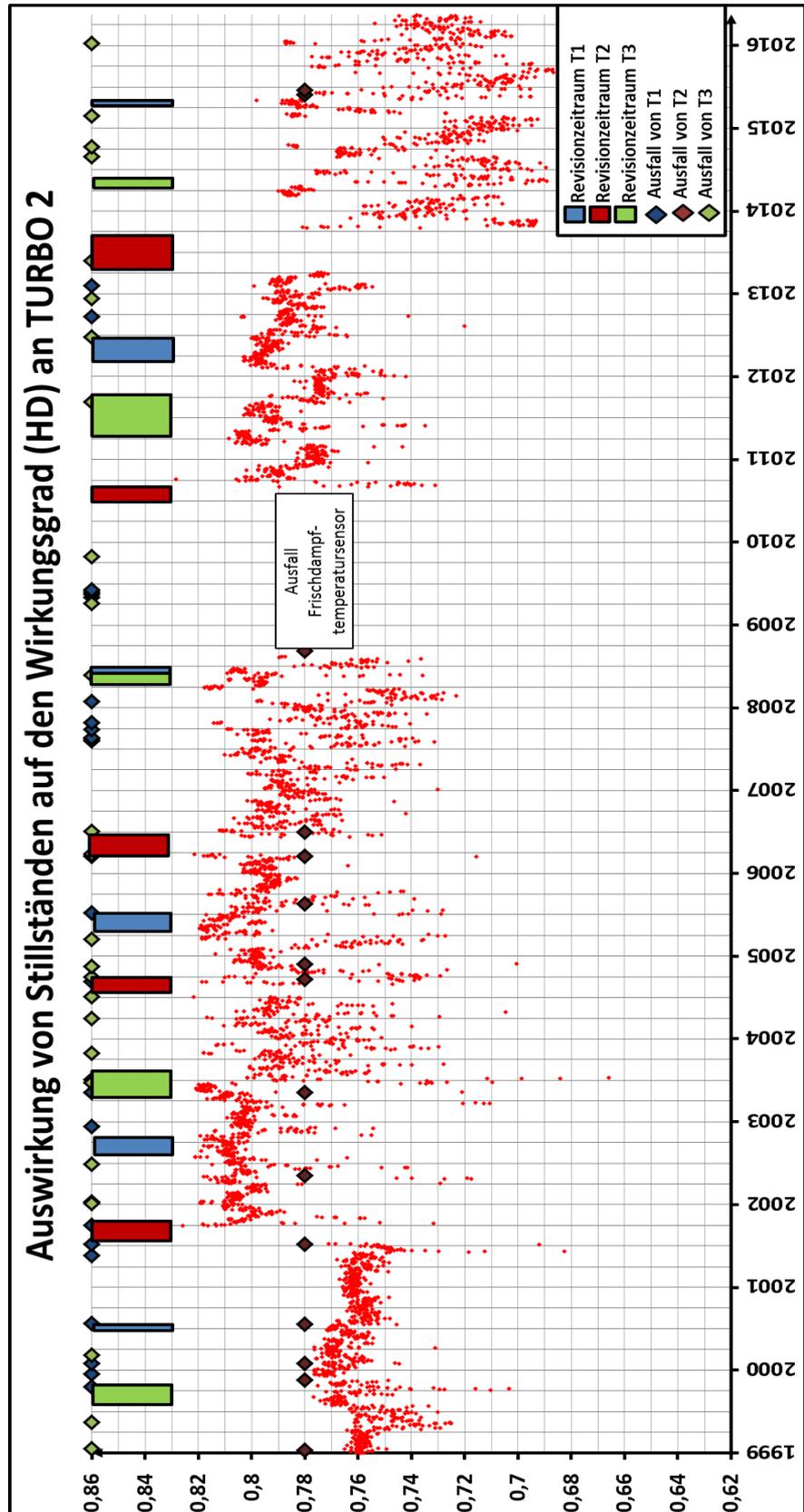


Innerer Wirkungsgrad von Kondensationsturbinen nach SCHÄFF

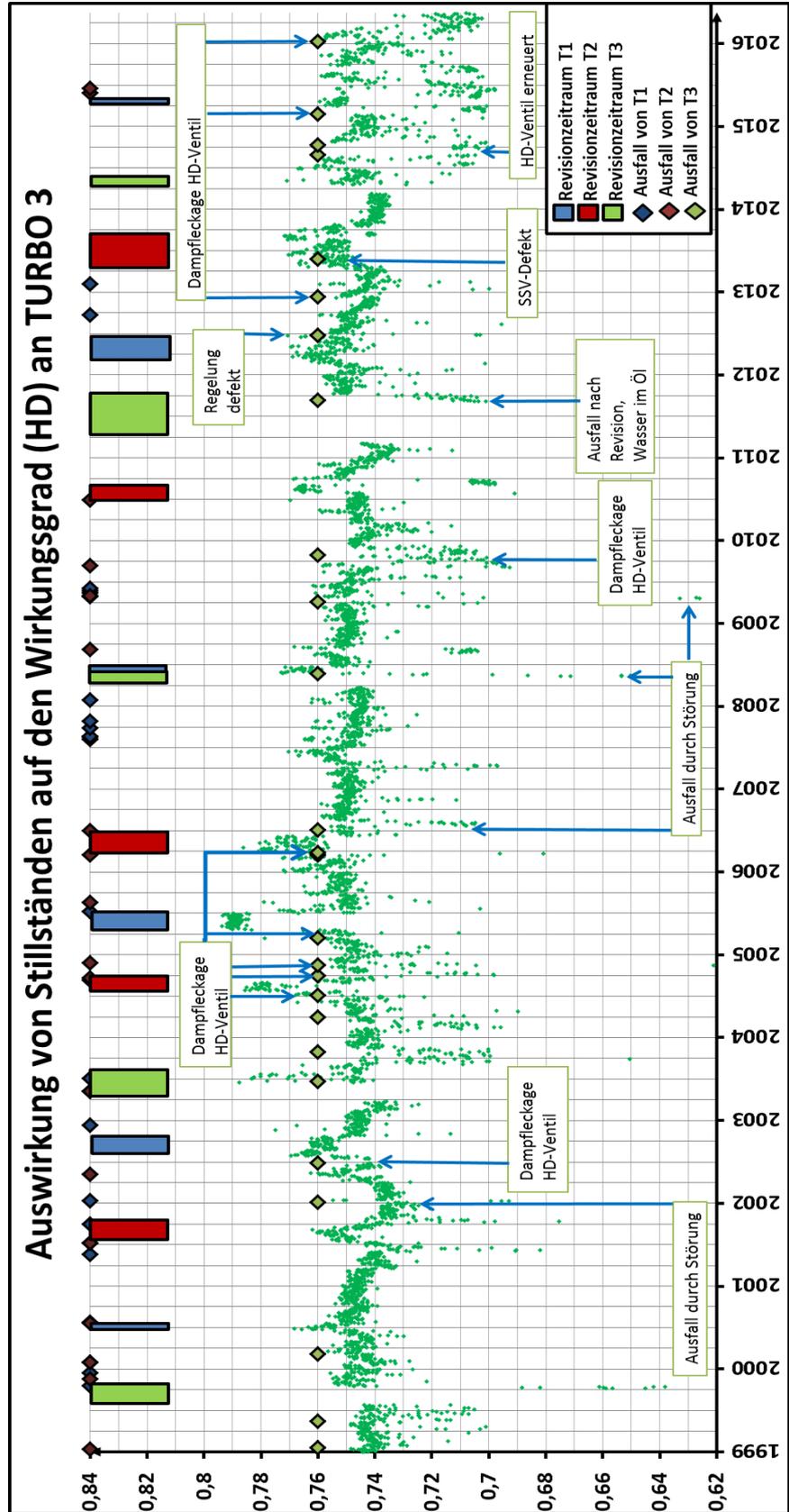
ANHANG O: Auswirkung von Schäden auf den HD-Wirkungsgrad



ANHANG O 2 – Auswirkung von Schäden auf den HD-Wirkungsgrad an Turbo 2



ANHANG O 3 – Auswirkung von Schäden auf den HD-Wirkungsgrad an Turbo 3





Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Nemitz

Vorname: Thomas

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

"Lebensdaueranalyse und Berechnung der Restlebensdauer von Turbomaschinen am Beispiel von Dampfturbinen im Kraftwerk einer Raffinerie und Untersuchung von Aspekten der Ersatzbeschaffung"

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorarbeit ist erfolgt durch:

Hemmigstedt 19.08.2016 _____
Ort Datum Unterschrift im Original