



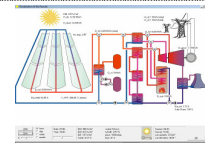
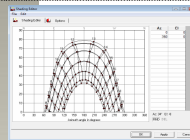
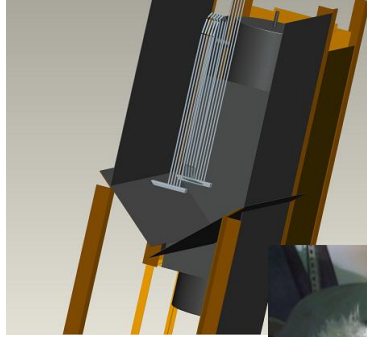
Profitability Study for a Solar thermal power plant -
Constructing and Mounting of a Test Plant for a
Incineration/Solar-thermal-combination power plant
– Planning of the Process Control System

دراسة ربحية لمحطة طاقة عن طريق
اشعة الحرارة الشمسية – تصميم و
تصنيع لمحطة طاقة تجارية تعمل عن
طريق حرق النفايات والطاقة الشمسية
الشمسية – تصميم لنظام التحكم

التقرير الثالث لمشروع TEMO-STPP (المدة من نيسان 2010 الى كانون الاول 2012)

TEMO-STPP: 3rd project report (April 2010 – December 2012)

Preliminary Assesment Studies (with Tool Greenius)



Example:
Prognosted Return of 24.502 \$ for an investment of 10.000\$

Year	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	2022	2023	2024	2025	2026
%	2,00	6,00	47,34	51,71	57,52	63,64	69,46	74,12	79,42	84,02	87,81	91,25	94,80

Year	2007	2008	2009	2010	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018
%	95,79	102,97	107,45	112,22	117,30	122,99	129,77	142,67	149,81	159,88	169,39	245,02

After 3 years insha Allah about the half of the investment will be returned



Author: Samir Mourad

Mourad:
Test plant for the TEMO-STPP, Part II
Ras Nhache/Lebanon, December 2012

Published by:
AECENAR e.V., <http://www.aecenar.com>

Related documents:

D:\AECENAR\MEAE\TEMO-STPP 2011-13\TEMO-STPP Planning Time BusinessPlan\...

المحتوى في شكل موجز / Content in short

III	Content in short / المحتوى في شكل موجز	
8	Abstract / تلخيص	
9	Introduction and goal of this work / مقدمة والهدف من هذا العمل	1
10	Project Management and Time Schedule / إدارة المشروع والجدول الزمني	2
	Profitability Study for a large scale Solar / دراسة الربحية لمحطة طاقة الشمسية حرارية على نطاق واسع	3
12	Thermal Power Plant	
20	Basics and State of the Art / اساسيات علمية و تكنولوجيا في ميدان هذه المرحلة	4
61	Factory building / تجهيز مكان لتصنيع المحطة الطاقة التجارية في قاعة 200 متر مربع	5
62	Experimental System / المحطة الطاقة التجريبية	6
85	Discussion / مناقشة	7
86	Literature / المراجع	
87	Appendix/ ملحق	8

III	Content in short / المحتوى في شكل موجز	
8	Abstract / تلخيص	
9	Introduction and goal of this work / مقدمة والهدف من هذا العمل	1
10	Project Management and Time Schedule / إدارة المشروع والجدول الزمني	2
10	Time Schedule / الجدول الزمني	2.1
11	Cost overview / موجز للتكاليف	2.2
	Profitability Study for a large scale Solar / دراسة الربحية لمحطة طاقة الشمسية حرارية على نطاق واسع	3
12	Thermal Power Plant	
12	Meeting at German Aerospace Center (DLR) / لقاء مع مهندسين فال DLR	3.1
14	Greenius 3.0 دراسة مع برنامج	3.2
15	Introduction	3.2.1
15	Project Site	3.2.2
15	Nation	3.2.2.1
16	Location	3.2.2.2
16	Meteorological Data	3.2.2.3
17	First Simulation Result (for a 7 MW turbine)	3.2.3
17	Overview	3.2.3.1
18	Economics	3.2.3.2
18	Results	3.2.3.3
19	Visualization	3.2.3.4
19	Shading	3.2.3.5
20	Basics and State of the Art / اساسيات علمية و تكنولوجية في ميدان هذه المرحلة	4
20	Solar panel / لوحات الطاقة الشمسية	4.1
20	Incineration (dt. Müllverbrennungsanlage) - Overview / ترميد النفايات – نظرة عامة	4.2
24	Combustion chamber / غرفة الاحتراق	4.3
24	Brennkammer bei Rostfeuerung	
26	Air preheater	4.3.1
27	Steam Generation / توليد البخار	4.4
27	Border of the combustion chamber	4.4.1
33	Natural circulation is the choice for biomass power plants	4.4.2

35	Calculation of rise and fall pipes	4.4.3
45Solution of water circulation equation	4.4.3.1
	Specification of Block III of wood power plant Domat / Ems from [Franz,	4.4.3.2
47 „Dampferzeuger“]	
48	boiler drum - water / steam separation	4.4.4
51	Overheater / مسخن البخار	4.5
52	Flue gas cleaning / تنقية الدخان	4.6
	Destruction of organic pollutants by afterburning in two moves (because of 2	4.6.1
	seconds residence time of the flue gas) + addition of 25% ammonia for destruction of	
53	NOx (at 850-950 ° C) in the combustion chamber	
54	Actual flue gas cleaning	4.6.2
	دراسة عن المحارق الصغيرة: أصغر نظام الاقتصادي حوالي 5 ملايين يورو، 2 ميجاوات الطاقة الكهربائية / FZK	4.7
	study on small incinerators: smallest economic system approximately EUR 5 million, 2	
56	megawatts electrical power	
	CFD (Computational Fluid Dynamics) simulations: / المحاكاة CFD: توزيع درجة الحرارة في محرقة /	4.8
58	temperature distribution in an incinerator	
61 Factory building / تجهيز مكان لتصنيع المحطة الطاقة التجارية في قاعة 200 متر مربع	5
62 Experimental System / المحطة الطاقة التجريبية	6
	System Analysis:General Structure of the لبنان / تحليل النظام: الهيكل العام للمحطة الاختبار في رأسنحاش /	6.1
62	Test Plant in Ras Nhache / Lebanon	
	System Design in MEAE Work Hall Ras Nache (Jan – May / (يناير - مايو 2012)	6.2
63	2012)	
63	Version 30 Jan 2012	6.2.1
64	Version 31 Jan 2012 / 1 Feb- 7 Feb 2012	6.2.2
64 Primary circuit	6.2.2.1
64 Heat exchanger between the primary and secondary circuit	6.2.2.2
65	cardboard model	6.2.3
65	Version 22 Feb 2012	6.2.4
66 Primary circuit: waste incineration boiler	6.2.4.1
68 Flue gas cleaning	6.2.4.2
68 Material for boiler and pressure vessel steel plate	6.2.4.3
68 Turbine	6.2.4.4

69Kondensator	6.2.4.5
69Specification of incineration heater with rising and falling tubes	6.2.4.6
69	Piece list (dt. Teileliste)	6.2.5
70	April 2012	6.2.6
71	May 2012: Tubing of the evaporator + Stand for solar tube (economizer)	6.2.7
October / November 12:	evaporator and superheater hermetically welded and placed	6.2.8
72	on wheels, combustion chamber, thermal insulation	
74	Mid-November 2012: sheathing the evaporator and superheater train	6.2.9
75	Procurement of the turbine / شراء التوربين	6.3
75	عروض لتربينات جديدة	6.3.1
75Siemens	6.3.1.1
76من شركة هندية	6.3.1.2
78	Market search for a used turbine / بحث عن ترين مستعملة	6.3.2
79	40kW شراء التوربين صغيرة	6.3.3
80Sales contract June 2012 / 2012 عقد الشراء حزيران	6.3.3.1
81	Technical Data of the turbine	6.3.4
	Supply of the turbine on 8 October 2012 to interim storage in Speyer near Heidelberg	6.3.4.1
	82	
82	Test Plant Process Control System - Part 1 (August/September/October 2011):	6.4.1
82 Introduction: Installation and putting into operation of a S7 system	6.4.1.1
84 Installation	6.4.1.2
84	Test Plant Process Control System - Part 2 (detailed planning)	6.4.2
84Specification	6.4.2.1
85Discussion / مناقشة	7
86 Literature / المراجع	
87 Appendix/ ملحق	8
92	Planned for May and June 2012/ 2012 مخطت لايار و حزيران	8.2.1
	Executed: October / November 12: Vaporizer and overheater / العمل كما حدث	8.2.2
	hermetically welded and placed on wheels, combustion chamber, thermal sealing,	
93	Mantle	
	Appendix B: Flue pipe / ملحق ب: توليد البخار على أساس أنابيب المداخن (غير مناسب لمحطات الطاقة أكبر)	8.3
93	(not suitable for larger power plants)based heat recovery boiler for process heat	

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

In the Name of God, the Most Merciful

This project report is a detailed description of the construction and putting into operation of a small incineration / solar-thermal combination test plant. This test plant is planned to be exported afterwards to different universities in the region and could be used as a demonstration plant for potential investors of further power plant projects.

The solar-thermal part is used as an economizer.

هذا التقرير هو مشروع وصفا مفصلا لبناء ووضع موضع التنفيذ لمحطة الطاقة علي لساس ترميد النفايات والطاقة الشمسية الحرارية. ومن المقرر اختبار هذا المصنع للتصدير بعد ذلك إلى مختلف الجامعات في المنطقة ويمكن أن تستخدم المحطة لجلب المستثمرين المحتملين لتشجيعهم تمويل المزيد من المشاريع محطات لتوليد الكهرباء.

1 مقدمة والهدف من هذا العمل / Introduction and goal of this work

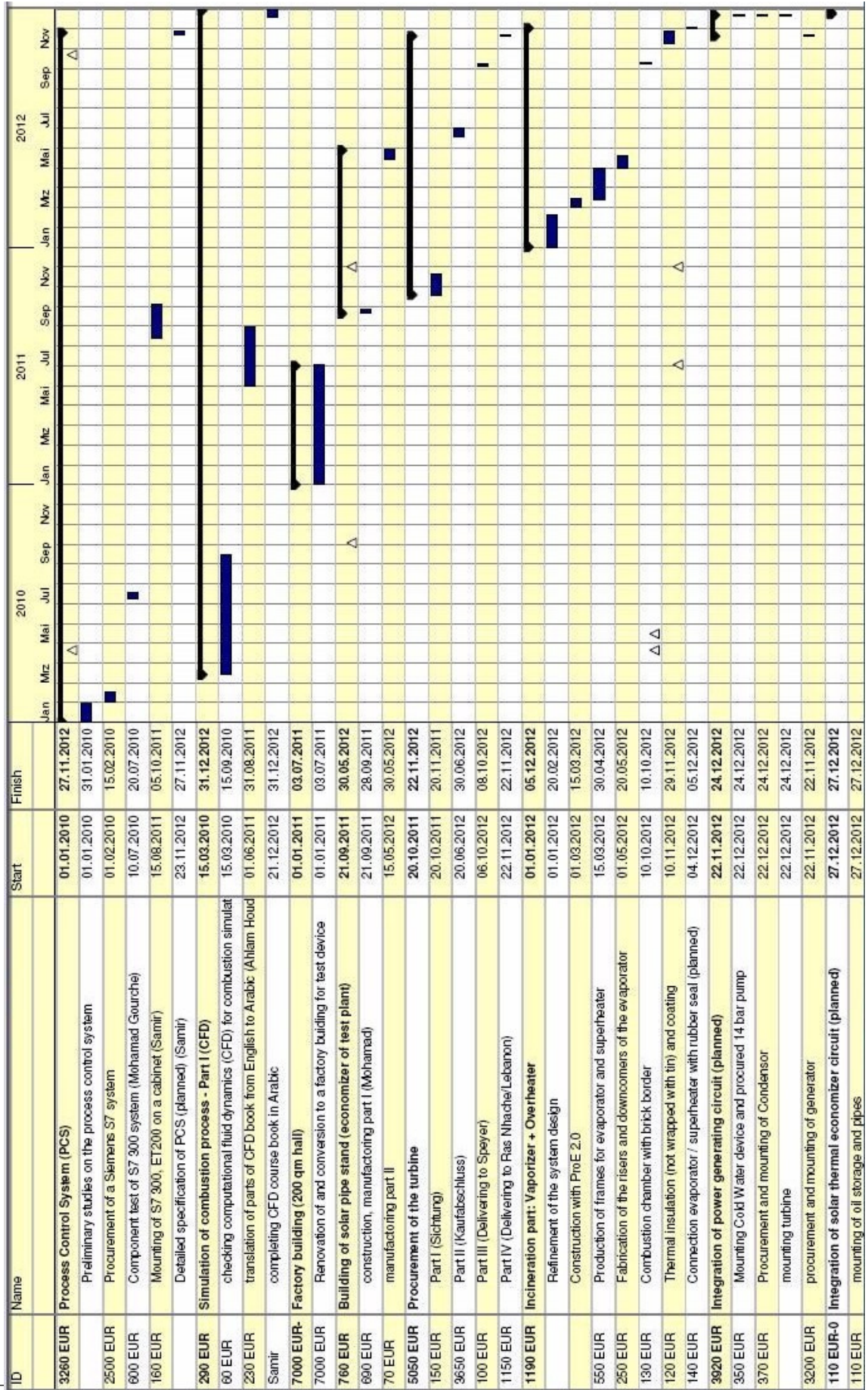
1.1 الأهداف الاستراتيجية الاقتصادية / Strategic Economical Goals

والهدف من هذه المرحلة للمشروع هو انشاء نواة فريق من المهندسين قادر على الخضوع لمشروع أكبر بقدر حوالي 2 مليون EUR. bigger project of about 2 Mio. EUR.

1.2 الأهداف العملية / Main Working Packages to be done

في هذه المرحلة للمشروع الخطوات التالية يجب أن تؤخذ: In this project phase the following steps has to be undergone:

1. Design, Construction and Installation of TEMO-STPP (incineration-solarthermal-combination power plant) (MECH and Process Control System (PCS))
الأول تصميم وبناء وتركيب TEMO-STPP (محطة للطاقة تعمل عن حرق النفايات بمساعدة الطاقة الشمسية الحرارية) (بناء الهيكل الميكانيكي وتصميم نظام للتحكم ((PCS))
2. Operation of the 40kW demonstration plant in Ras Nhache for getting investors for other power plants
ثان تشغيل محطة kW40 في رأسنحاش/البنتن للحصول على مستثمرين لمحطات الطاقة الأخرى



At the left side of the time schedule the material costs + foreign personal costs appear. في الجانب الأيسر من الجدول الزمني تظهر تكاليف المواد + تكاليف عمال من خارج مؤسسة AECENAR.

2.2 موجز للتكاليف / Cost overview

نظام التحكم (PCS)	Process Control System (PCS)	3.260 €
محاكاة لعملية الاحتراق - الجزء الأول (CFD)	Simulation of combustion process - Part I (CFD)	290 €
تجهيز مكان لتصنيع المحطة الطاقة التجارية في قاعة 200 متر مربع	Factory building (200 qm hall)	7.000 €
بناء موقف الأنابيب الشمسية (المقتصد من محطة اختبار)	Building of solar pipe stand (economizer of test plant)	760 €
شراء التوربين	Procurement of the turbine	5.050 €
جزء الحرق: مبخر + مسخن للبخر	Incineration part: Vaporizer + Overheater	1.190 €
دمج دوائر توليد الطاقة (مخطط)	Integration of power generating circuit (planned)	3.920 €
إدماج المقتصد الذي يعمل عن طريق الطاقة الشمسية (مخطط)	Integration of solar thermal economizer circuit (planned)	110 €
Material costs + foreign staff		21.580 €

AECENAR Personal Costs

	2010	5,5	MM
	2011	8	MM
	2012	8,5	MM
Total		17	MM
Total Personal Costs		170.000	€

Costs per man
month (MM)
10.000,00 €

3 دراسة الربحية لمحطة طاقة الشمسية حرارية على نطاق واسع / Profitability Study for a large scale Solar Thermal Power Plant

3.1 لقاء مع مهندسين فال DLR / Meeting at German Aerospace Center (DLR)



Fig: Meeting at DLR in Cologne on 25 Nov 2011. Left: Hassan Derbani (AECENAR), right: Dirk Krüger (DLR). In the background: Solar pipes from different suppliers.

Result of the meeting: solar thermal energy for electricity generation is a very long-term investment. The collection of solar energy is in contrast to the collection of fossil fuels (eg in gas turbine power plant) very expensive. The cost for the entire energy must already paid at the beginning of the operation time. In the case of the gas turbine power plant, the fuel is paid in the course of operation, namely when it is needed. Price for a parabolic trough (about 2x30 sqm): about 80,000 EUR

نتيجة اللقاء: الطاقة الشمسية الحرارية لتوليد الكهرباء هو استثمار طويل الأجل جدا. جمع الطاقة الشمسية هو على النقيض من جمع الوقود الأحفوري (مثل توربينات الغاز في محطة توليد الكهرباء) مكلفة للغاية. يجب أن تدفع بالفعل تكاليف الطاقة لكامل في بداية الوقت العملية. في حالة التوربينات الغازية لتوليد الطاقة، يتم دفع الوقود في أثناء العملية، وهما عند الحاجة إليه. سعر مكافئ الحوض الصغير (حوالي 2x30متر مربع): تقريبا 80,000 EUR

Ergebnis: Solarthermie zur Stromerzeugung ist eine sehr langfristige Investition. Der Anfang der Sonnenenergie ist im Gegensatz zum Anfang von fossilen Brennstoffen (z.B. beim Gasturbinenkraftwerk) sehr teuer. Die Kosten für die gesamte Energiegewinnung müssen quasi schon am Anfang bezahlt werden. Im Fall des Gasturbinenkraftwerks wird der Brennstoff er im Laufe der Betriebszeit bezahlt, nämlich wenn er benötigt wird.

Preis für eine Parabolrinne (ca. 2x30 qm): ca. 80.000 EUR¹

Aktuell wird ein 5 MW Direktkreis-Parabolrinnenkraftwerk in Thailand erstellt. Kosten: 20 Mio. EUR.

Paper about the 5 MW plant in Thailand: 38 US-Dollar-Cent per kWh:

KANCHANABURI SOLAR THERMAL POWER PLANT WITH DIRECT STEAM GENERATION - LAYOUT

Dirk Krüger¹, Joachim Krüger², Yuvaraj Pandian³, Jan Fabian Feldhoff⁴, Markus Eck⁵, Martin Eickhoff⁶
and Klaus Hennecke⁷

¹ Dipl.-Ing., Researcher, German Aerospace Center (DLR), Institute of Technical Thermodynamics, Linder Höhe,
51147 Köln, Germany, Phone:+49 2203 601-2661, e-mail: dirk.krueger@dlr.de

² Director, Solarlite GmbH, Duckwitz, Germany

³ M.S. Energy Systems, Solarlite GmbH, Duckwitz, Germany

⁴ Dipl.-Ing., Researcher, ⁵ Dr.-Ing. Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Stuttgart, Germany

⁶ Dipl.-Ing., Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Almería, Spain

⁷ Dipl.-Ing., Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Köln, Germany

Abstract

A solar thermal power plant with parabolic trough collectors is being erected in Kanchanaburi, Thailand. It will supply electricity to the public grid for which a feed-in tariff is foreseen. For the first time direct steam generation will be applied in a commercial plant consisting of an evaporator and a superheater field. It combines the recirculation concept and injection cooling. Also the solar collectors are constructed with an innovative approach. They are made out of fibre glass/resin enclosing foam and are reinforced with a space frame taking torsion forces. The paper focuses on the layout of the solar thermal power plant.

Keywords: solar thermal power plant, direct steam generation, recirculation, parabolic trough

Introduction

In Kanchanaburi, Thailand a solar thermal power plant called “KTSE-9100” with parabolic trough collectors using direct steam generation is being erected. The actual power plant size is 9 MWe¹ which will be executed in 2 phases: First phase being the 5 MWe plant described in this paper and next phase being another 4 MWe plant. The first plant will generate a nominal power of 5 MWe that will be fed into the public grid for a unit price of up to 11.6 THB² per kWh. Solarlite GmbH, Germany acts as EPC contractor for the solar field and delivers the parabolic trough collector field. MAN Turbo will deliver the steam turbine for the plant. The client Thai Solar Energy (TSE) who is responsible for the power block will own and operate the plant. The license for feeding the electricity into the public grid under the Very Small Power Producer (VSPP) regulation has already been granted.

The power plant construction began on Feb 2010. Nearly 30% of the solar field has been completed and the mechanical completion of the plant is expected for the first quarter of 2011.



Fig.1. Backside of the SL4600 Collector³

¹ Discussion with D.Krüger, DLR

² = 0,38 USD

³ Dirk Krüger¹, Joachim Krüger², Yuvaraj Pandian³, Jan Fabian Feldhoff⁴, Markus Eck⁵, Martin Eickhoff⁶
and Klaus Hennecke, KANCHANABURI SOLAR THERMAL POWER PLANT WITH DIRECT STEAM
GENERATION - LAYOUT

The bigger the plant, the better the efficiency.

إذا كانت المحطة أكبر، كان ذلك أفضل للفاعلية.

Economically is a solar thermal power plant only on the order of 50 MW.

اقتصاديا تكون محطة الطاقة الحرارية الشمسية فقط بناء على أمر من 50 ميغاواط او اكبر.

In such an order following investment forecast is realistic:

في مثل هذا الاستثمار توقعات واقعية حسب الترتيب التالي:

Je größer das Kraftwerk ist, desto besser ist der Wirkungsgrad.

Wirtschaftlich ist ein solarthermisches Kraftwerk erst bei einer Größenordnung von 50 MW.

Bei einer solchen Größenordnung ist folgende Investitionsprognose realistisch:

Example:
Prognosed Return of 24.502 \$ for an investment of 10.000\$

Year	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2021	2022	2022	2023	2024	2025	2026
%	2,00	6,00	47,34	51,71	57,52	63,64	69,46	74,12	79,42	84,62	87,81	91,23	94,88

Accumulated Prognosed Return of Invest

Year	2027	2028	2029	2030	2031	2032	2033	2034	2035	2036	2037	2038
%	98,79	102,97	107,45	112,22	117,30	122,99	135,77	142,67	149,81	158,88	169,39	245,02

After 3 years insha Allah about the half of the investment will be returned

3.2 دراسة مع برنامج Greenius 3.0

Assessment Study with the Tool Greenius 3.0 for

BiladSham TEMO – STPP

The Solar-Thermal Power Plant Project for the Future



Source: BOSCH Rexroth, Hydraulic Controls brochure

Above: Solar Thermal Power Plant in Mojave Desert, California

Investment for Future

Author: Samir Mourad, TEMO Group

Last update: 26.11.2012

3.2.1 Introduction

In this study the BiladSham TEMO-STPP project is investigated for a specific location between Hama and Homs in Syria.

Input data are national economical data as taxes and geographical data for the location, Furthermore, the parabolic trough and the dimension of the field must be specified.

3.2.2 Project Site

3.2.2.1 Nation

The data in this tab has to be asked or researched on the internet.

The screenshot shows a software window titled 'Syria' with a menu bar (File, Edit, Help) and a 'Nation' tab. The interface is divided into several sections for inputting national economic data:

- General:** Name: Syria
- Remuneration Tariffs:** Electricity: 0,200 €/kWh (flat/variable), Heat: 0,020 €/kWh. Tariffs valid for: 2011.
- Taxes:** Income tax rate: 30,00 %, Property tax rate: 0,00 %, Tax holidays: 0,00 years, Loss forwarded: 0,00 years.
- Discount Rate:** for investment costs: 6,00 %, for running costs: 6,00 %.
- Prices of Delivery:** Fuel price: 0,020 €/kWh, Water price: 0,050 €/m³, Purchased from the grid: 0,150 €/kWh. Prices valid for: 2000.
- Escalation Rates:** Electricity price escalation: 0,00 %, O&M price escalation: 0,00 %, Replacement escalation: 0,00 %, Fuel price escalation: 1,80 %.
- Specific Reference Values:** Levelized generation costs: Electricity 0,050 €/kWh, Heat 0,000 €/kWh; CO₂ emissions: Electricity 0,600 kg/kWh, Heat 0,300 kg/kWh.

Buttons for 'OK', 'Apply', and 'Cancel' are located at the bottom of the window.

3.2.2.2 Location



Image: Screenshot from @googlemaps

Coordinates: 34,771794° North / 36,935005° East

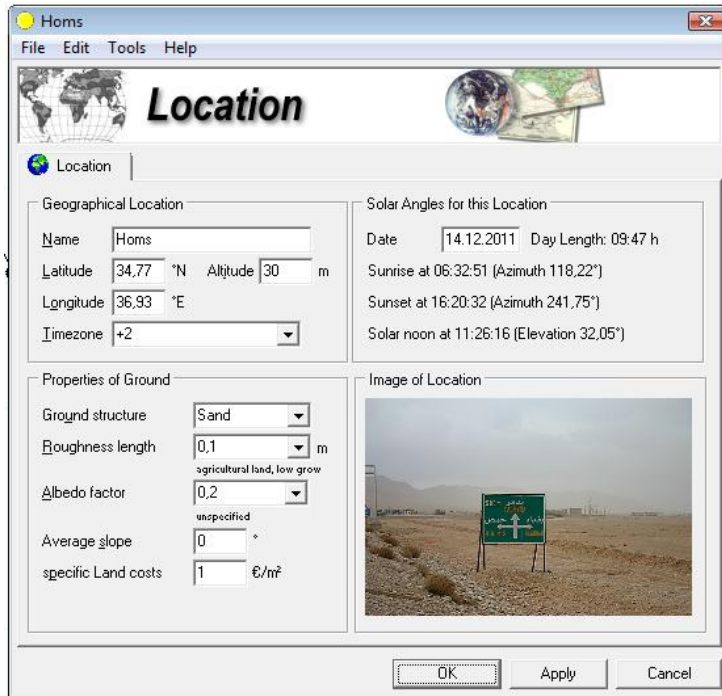


Image taken from @googlemaps

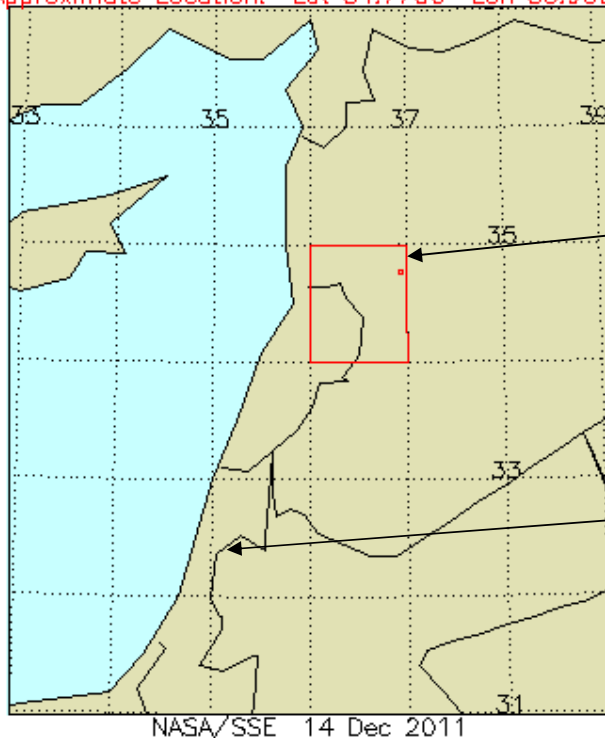
3.2.2.3 Meteorological Data

In <http://eosweb.larc.nasa.gov/sse/> only monthly averages of DNI are available.

In Greenius there is data from Bet Dagan (occupied Palestine), which is about 380 km from Homs.

For first estimations the Bet Dagan meteorological data is taken.

Approximate Location: Lat 34.7700 Lon 36.9300



3.2.3 First Simulation Result (for a 7 MW turbine)

3.2.3.1 Overview

The screenshot shows the greenius FREE 3.0 software interface. The main window displays the 'Project Site' overview for 'BiladShamTEMO-STPP'. The interface includes a menu bar (File, Project Case, Tools, Window, Sprache, Help) and a toolbar with icons for Project Summary, Project Site, Technology, Economics, and Results. The 'Project Site' section contains a photograph of a desert landscape and the following text:

Project Site
The nation of the project is Syria.
The location is Homs (34,77°N 36,93°E, 30 m, timezone 2.0 h).
The load curve is Default (sum: 0,00 GWh, min: 0,00 MW, max: 0,00 MW).
The meteo site is Bet Dagan (Israel) (GHI: 1929 kWh/m², DNI: 2001 kWh/m², mean wind: 3.8 m/s).

Technology
The technology is Trough Power with Storage.

Economics
The total investment costs at beginning of construction in year 2001 are approximately 36,89 million €. Commercial operation starts in in 2003 and will continue 25 years.
The investment costs will be financed with a 40,00 % grant proportion and a debt ratio of 70,00 % with an average interest rate of 5,40 %

Results
The renewable electricity generation is 1541,80 MWh/a.
The levelized electricity costs (LEC) are 2,722 €/kWh.

3.2.3.2 Economics

greenius FREE 3.0
File Project Case Tools Window Sprache Help

BiladShamTEMO-STPP

Project Summary Project Site Technology **Economics** Results

Costs : Default

The total investment requirements are approx. 36 893 702. Load

The costs can be broken down into:

- total costs of non-conventional components: 4 224 000 €
- total costs of conventional components: 27 360 274 €
- total other costs (incl. land costs, etc.): 3 552 585 €

[all cost figures are escalated to start of construction] Edit

Timing : Default

The construction period starts on 2001 and ends on 2003 (2,0 years duration) and the operation period starts on 2003 and ends on 2028 (25 years operation period).
The depreciation period is 15 years and the method used is linear.
The reference year for discounting is 2000. Load

Edit

Financing : Default

The financing scheme assumes that...

- ... 40,00 % of the non-conventional components is financed through grants
- ... 40,00 % of the conventional components is financed through grants
- ... 70,00 % is debt financed
- ... 30,00 % is the equity share
- ... 5,40 % is the average interest rate
- ... the construction phase is financed without a bridge loan

Load

Edit

3.2.3.3 Results

greenius FREE 3.0
File Project Case Tools Window Sprache Help

BiladShamTEMO-STPP

Project Summary Project Site Technology Economics **Results**

Typical Operation Year

The thermal output of the collector field is 11787,09 MWh/a.
The renewable electricity generation is 1541,80 MWh/a.
The total electricity generation is 1541,80 MWh/a.
The annual solar share is 100,0 %. Edit

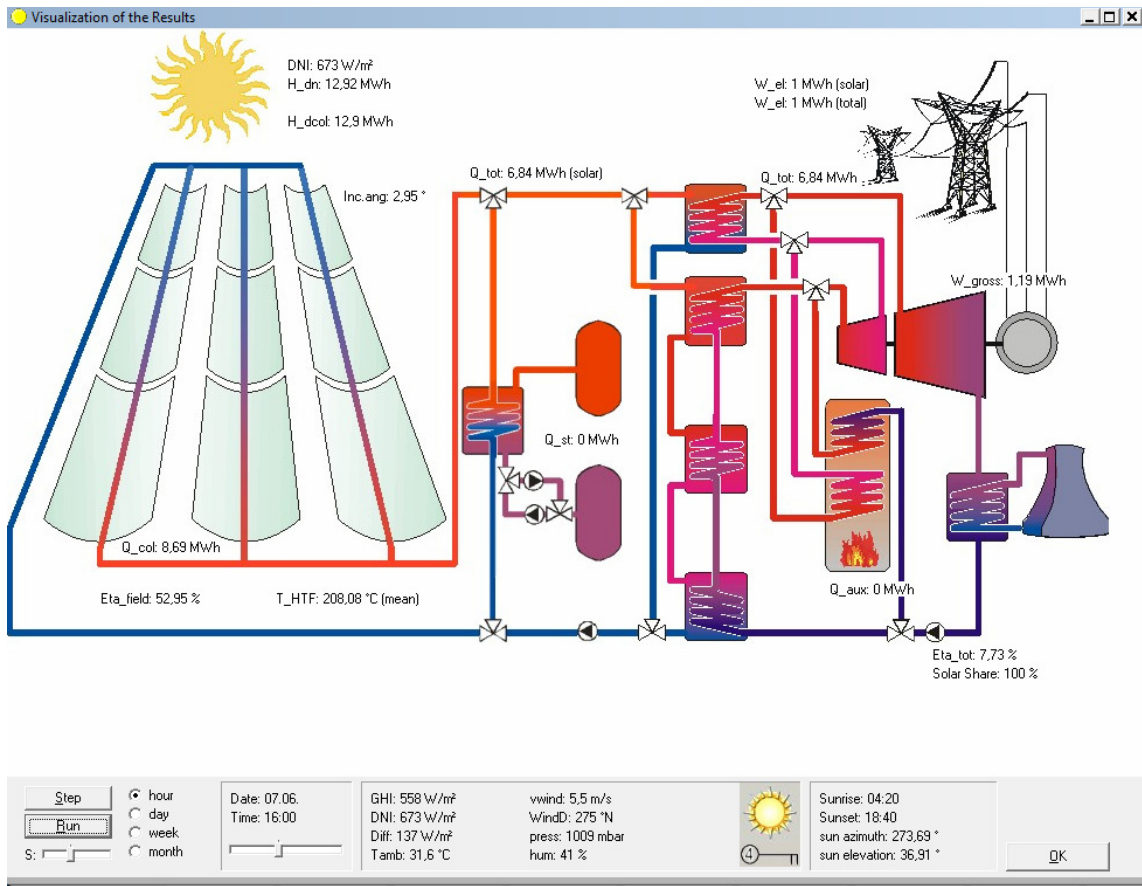
Cash Flow

The calculated project has an Internal Rate of Return (IRR) on Equity of -100,01 %
The Present Value (PV) of the investment is -29,65 million €.
and the equity investment is amortized after 0,00 years.
The required electricity price is 2,845 €/kWh to match the minimum required IRR of 12,0 %. Edit

Key Results

The levelized electricity costs (LEC) based on the nation discount rates are 2,722 €/kWh.
The total incremental costs are 52 664 922 € (2,672 €/kWh).
925,1 t CO2 are avoided per year with costs of 4453,4 €/tCO2 Edit

3.2.3.4 Visualization



3.2.3.5 Shading

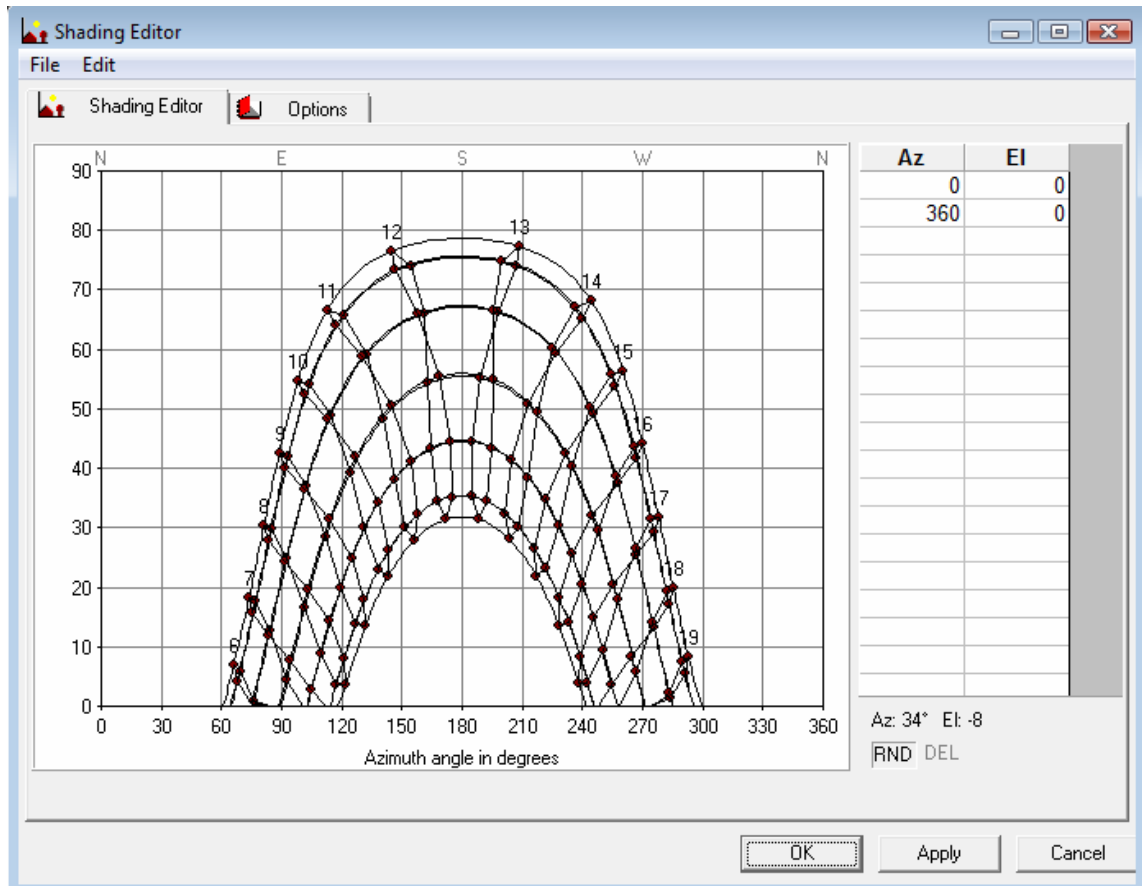
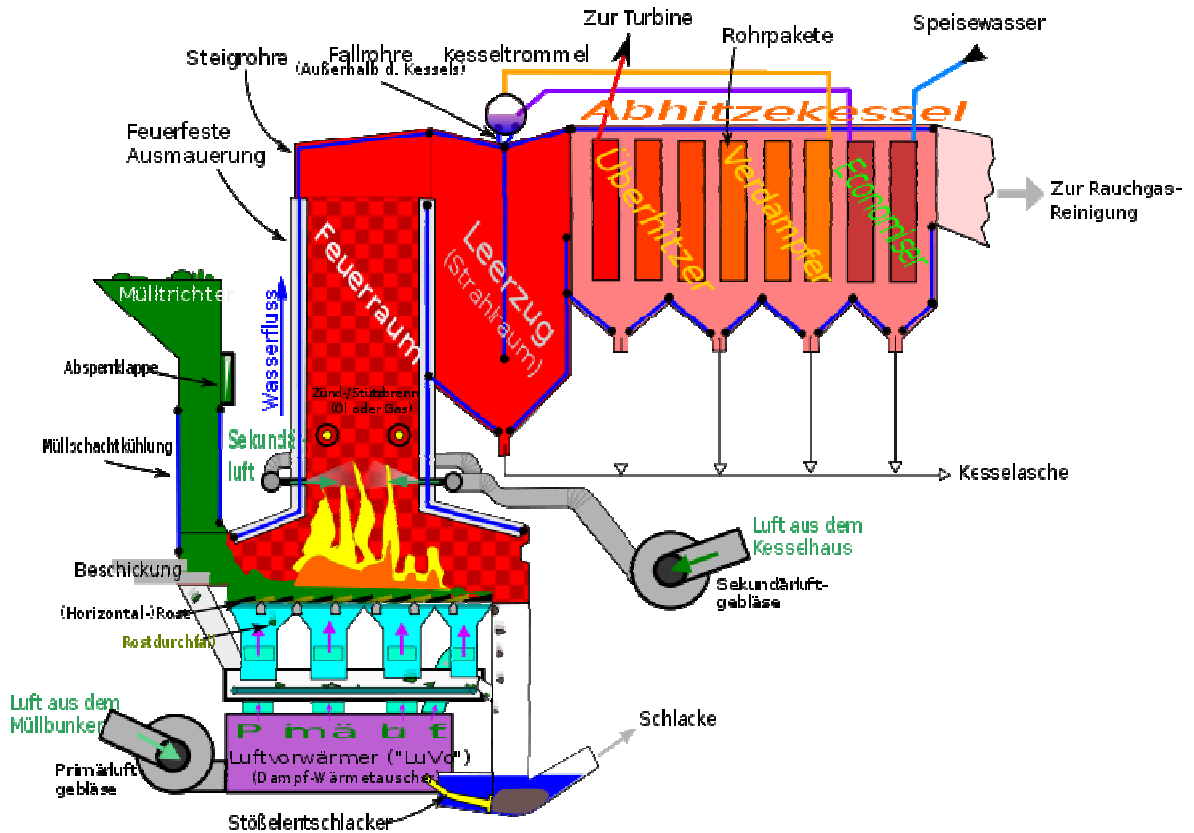


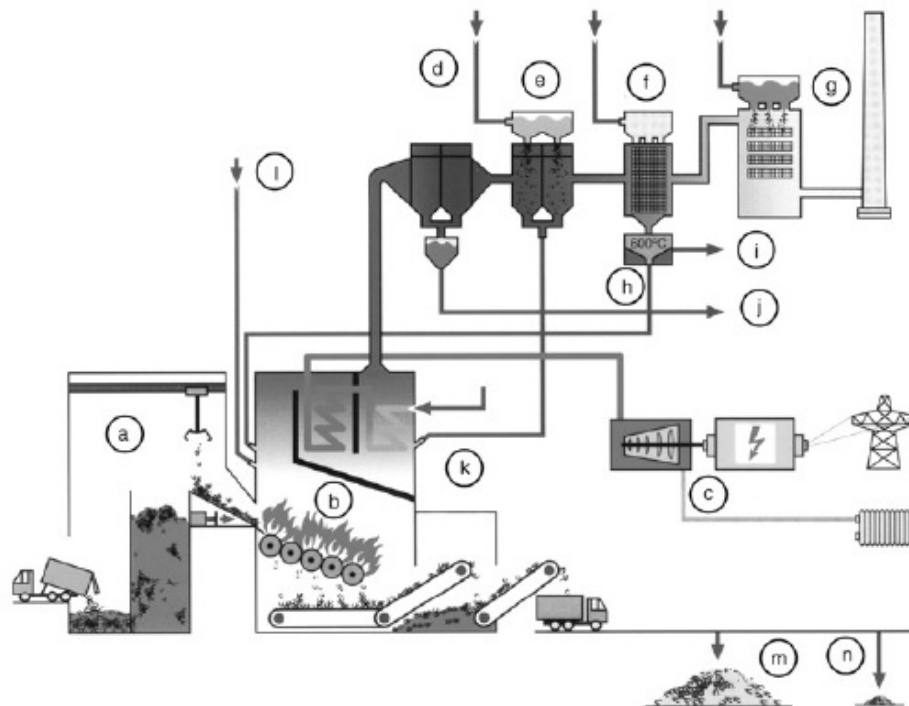


Fig. 2. Collectors at the KTSE-9100 Power Plant⁴

Incineration (dt. Müllverbrennungsanlage) - Overview / ترميد النفايات - نظرة عامة / 4.2



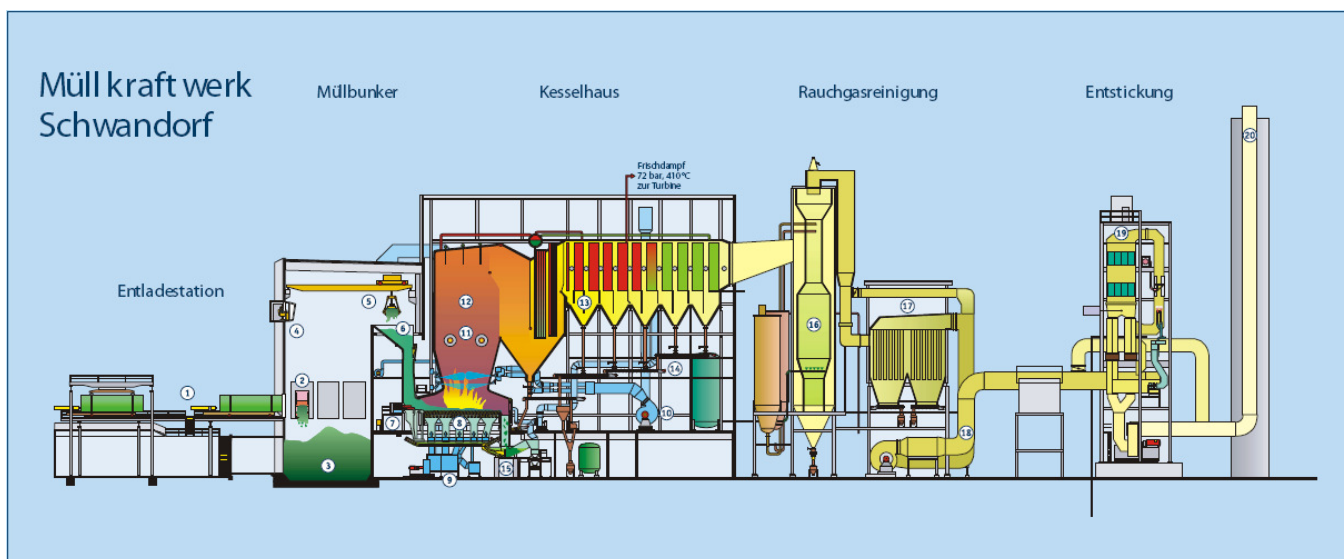
4 Dirk Krüger¹, Joachim Krüger², Yuvaraj Pandian³, Jan Fabian Feldhoff⁴, Markus Eck⁵, Martin Eickhoff⁶ and Klaus Hennecke, KANCHANABURI SOLAR THERMAL POWER PLANT WITH DIRECT STEAM GENERATION - LAYOUT



a: Müllbunker, b: Rostfeuerung und Dampferzeugung, c: Turbosatz mit Wärmeauskopplung, d: Elektrofilter, e: Kalkreaktor (Säureabscheidung), f: Aktivkohlefilter (Dioxin/Furan und Schwermetall-Abscheidung), g: SCR Anlage (Entstickung), h: Desorption Aktivkoks, i: Schwermetallausschleusung, j: Rauchgasreinigungs-Reststoffe, k: Reaktionsprodukte aus Kalkreaktor, l: Ammoniakwasser (zur Entstickung), m: Schlacke, n: Schrott

Bild 16.2: Schematischer Schnitt durch ein Müllkraftwerk mit Rostfeuerung [16.5]

(Bild aus Zahornsky, "Energietechnik")



Erläuterung

- Die Anlieferung von ca. 80 Prozent des Mülls erfolgt über das Ferntransportsystem. An der Müllentladestation wird dieser auf den neun Müllumladestationen von der Straße auf die Schiene umgeschlagene Abfall in den Müllbunker entleert.
- Ca. 20 Prozent des Abfalls werden mit Müllfahrzeugen direkt auf der Straße angeliefert.
- Der Müllbunker dient zur Zwischenlagerung des Mülls bis zur Verbrennung. Sein Stapelvolumen von ca. 16.000 m³ reicht beim Betrieb von vier Ofenlinien je nach Fahrweise ca. vier bis sechs Tage.
- Die Bedienung der Müllkräne erfolgt von der Kranführerkabine aus, die rund um die Uhr besetzt ist. Der Kranführer hat die Aufgabe, die Anlieferung und den Müllbunker zu überwachen, den Müll umzustapeln, zu mischen und die Öfen zu beschicken.
- Das Fassungsvermögen des Greifers beläuft sich auf 5 m³ bzw. 2,5 bis 3 Tonnen.
- Durch den gefüllten Müllschacht mit Aufgabetrichter wird der Feuerraum gegenüber dem Müllbunker abgeschlossen.
- Der hydraulische Zuteiler sorgt für eine gleichmäßig dosierte Aufgabe des Mülls auf den Verbrennungsrost.
- Der Rost wälzt den Müll durch den Feuerraum und gewährleistet eine gute Vermischung mit Verbrennungsluft. Er besteht aus zwei Rostbahnen (links und rechts) sowie vier bzw. fünf Verbrennungszonen, die zum Teil wassergekühlt sind.
- Mit dem Primärluftgebläse wird die notwendige, auf ca. 120 - 160°C vorgewärmte Verbrennungsluft dem Müllbett zugeführt. Die Primärluft wird aus dem Müllbunker abgesaugt, um dort einen leichten Unterdruck zu erzeugen, der den Austritt von Gerüchen und Staub verhindert. Der Luftbedarf je Ofenlinie beträgt je nach Fahrweise zwischen 40.000 und 85.000 m³/h.
- Durch die Eindüsung von Sekundärluft erfolgt eine Nachverbrennung der entstehenden Gase und eine Verwirbelung. Der Bedarf pro Ofenlinie beträgt je nach Fahrweise zwischen 15.000 und 40.000 m³/h.
- Die Zünd- und Stützbrenner für leichtes Heizöl werden benötigt, um den Kessel nach Abstellungen wieder aufzuheizen und gegebenenfalls die gesetzlich vorgeschriebene Mindesttemperatur von 850°C bei allen Betriebszuständen zu gewährleisten.
- Im Feuerraum findet über einen Zeitraum von 1,5 bis 2 Stunden die eigentliche Verbrennung bei Temperaturen bis zu 1.000°C statt.
- Im anschließenden Kesselteil wird die Temperatur des Rauchgases über eingebaute Wärmetauscher (Überhitzer, Verdampfer und Economiser) bis auf 220°C abgekühlt. Das in den Rohren umfließende Wasser wird dabei verdampft.
- Der im Rauchgas enthaltene Feststoffanteil, die sog. „Kesselasche“, wird an den Heizflächen teilweise abgeschieden und abtransportiert.
- Die bei der Verbrennung entstandene Schlacke fällt in den Stößelentschlacker, ein mit Wasser gefülltes Becken. Darin wird die glühende Schlacke abgelöscht und der Feuerraum abgedichtet.
- Die erste Stufe der Rauchgasreinigung findet im sog. „Reaktor“ statt. Darin wird das 220°C heiße Rauchgas durch Eindüsen von Wasser auf ca. 140°C abgekühlt. Anschließend wird aus den Silos Kalk in den Reaktor eingedüst, der die sauren Bestandteile des Rauchgases, wie z. B. HCl und SO₂, an sich bindet.
- Im Gewebefilter werden die staubförmigen Bestandteile des Rauchgases ausgefiltert und über entsprechende Fördereinrichtungen in die Reststoffsilos transportiert.
- Das sog. „Saugzuggebläse“ fördert das entstaubte Rauchgas zur nächsten Rauchgasreinigungsstufe.
- In der Entstickungsanlage werden Stickoxide und Dioxine zerstört.
- Über den 80 Meter hohen Kamin werden die gereinigten Rauchgase abgeleitet.

Technische Daten

Kapazität:	450.000 t/a
- Kessel 1-3:	je 13,5 t/h
- Kessel 4:	je 23,5 t/h
Dampfmenge:	
- Kessel 1-3:	je 42 t/h
- Kessel 4:	72 t/h
- Hilfskessel	30 t/h
Dampfparameter:	
- Kessel 1-4:	72 bar/410°C
- Hilfskessel:	6 bar/158°C
Turbinen:	
- Entnahme-Kondensat:	
- Inst. Leistung:	2 x 11 MW 1 x 32 MW
Rauchgasreinigung:	
- CDAS-Reaktoren:	5
- Gewebefilter:	4
- DeNOx-Linien:	3
- Katalysatorvol.:	3 x 43 m ³



Das Werk - Der Weg durchs Feuer

Der über die Schiene antransportierte Müll wird an der Entladestation in den Müllbunker gekippt. Mit großen Greifern wird er in die Aufgabetrichter gefüllt. Von dort aus kommt der Müll in eine der vier Ofenlinien.

Bei Temperaturen zwischen 850° und 1000°C wird der Müll über ein Gegenlauf-Überschubrost-System in knapp zwei Stunden durch den Feuerraum gewälzt und verbrennt dabei. Der Heizwert des Mülls ist dabei so hoch, dass der Brennvorgang ohne Zusatzbrennstoffe auskommt. Lediglich zum Aufheizen des Ofens ist leichtes Heizöl erforderlich. In der Ofenlinie 4 beispielsweise werden 23 Tonnen Müll pro Stunde verbrannt.

Die anfallende Schlacke wird über einen Nassentschlacker abgekühlt. Durch ein Förderband wird sie zum Schlackebunker abtransportiert. Mit einer Magnettrommel werden die Eisenteile aus der Schlacke abgetrennt.

Der Eisenschrott wird in der Stahlindustrie wiederverwertet. Die verbleibende Schlacke wird nach der Aufbereitung in der Deponie Mathiasgrube abgelagert. Sickerwasser wird dort in einer modernen Sickerwasserbehandlungsanlage gereinigt. Die Restschlacke entspricht etwa einem Zehntel des ursprünglichen Müllvolumens.

Mit der bei der Verbrennung gewonnenen **Wärmeenergie** wird im Kessel Dampf erzeugt. Ein Teil wird als Prozessdampf an benachbarte Industriebetriebe abgegeben. Über drei Turbinen wird elektrische Energie gewonnen und ins öffentliche Netz eingespeist.

Seit 1996 versorgt das Müllkraftwerk auch das Fernwärmenetz der Städtischen Wasser- und Fernwärmeversorgung Schwandorf mit **Fernwärme**. Deren Nutzung spart Primärenergie ein, vermindert Emissionen und leistet einen Beitrag zum Klimaschutz.

Die **Rauchgasreinigungsanlage** nach modernsten Gesichtspunkten, die den strengen gesetzlichen Vorgaben zur Luftreinhaltung entspricht, ist zweistufig aufgebaut.

Im ersten Teil, der sog. „CDAS-Anlage“ (= Conditioned Dry Absorption System) wird in einem Reaktor eine Grobstaubabscheidung durchgeführt und werden Schadstoffe gebunden. Diese werden auf dem anschließenden Gewebefilter abgeschieden.

Im zweiten Teil, der „DeNOx-Anlage“, erfolgt eine katalytische Zerstörung von Stickoxiden und organischen Schadstoffen (Dioxine, Furane). Die sichere Einhaltung der vorgegebenen Grenzwerte wird durch eine Vielzahl kontinuierlicher Messungen nachgewiesen.



TECHNISCHE DATEN

Kapazität:	450.000 t/a
Kessel 1-3:	je 13,5 t/h
Kessel 4:	23,5 t/h
Dampfmenge:	
Kessel 1-3:	je 42 t/h

Kessel 4:	72 t/h
Hilfskessel:	30 t/h
Dampfparameter:	
Kessel1-4:	72 bar / 410°C
Hilfskessel:	6 bar / 158°C
Turbinen:	
Entnahme-Kondensation:	
Inst. Leistung:	2 x 11 MW, 1 x 32 MW
Rauchgasreinigung:	
CDAS-Reaktoren:	5
Gewebefilter:	4
DeNOx-Linien:	3
Katalysatorvol.:	3 x 43 m

Combustion chamber / غرفة الاحتراق 4.3

Brennkammer bei Rostfeuerung

Aus Strauss, "Kraftwerkstechnik":

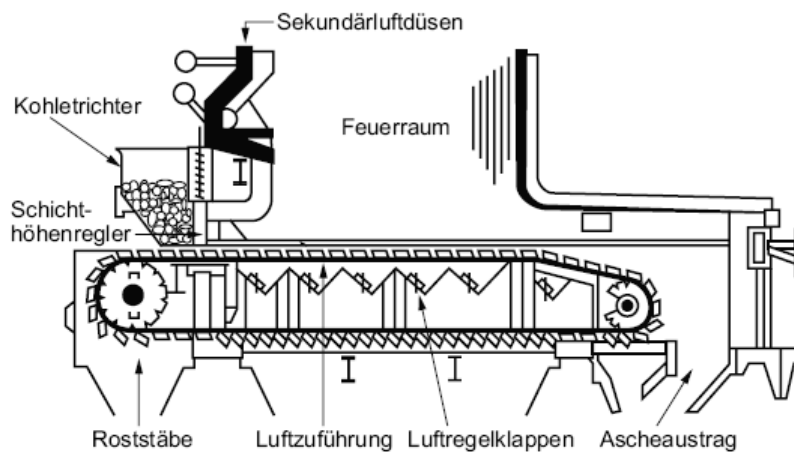


Abbildung 6.3. Schuppen-Wanderrost, Bauart EVT [5]

- Brennstoff- und Luftstellglieder: Zuteiler, Frischlüfter etc.,
- Verbrennungseinrichtung,
- Feuerraum,
- Einrichtungen zum Austrag der Verbrennungsrückstände.

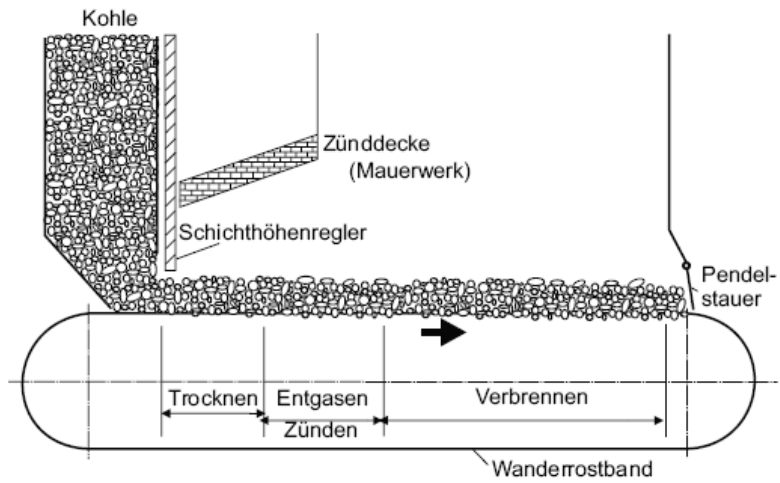
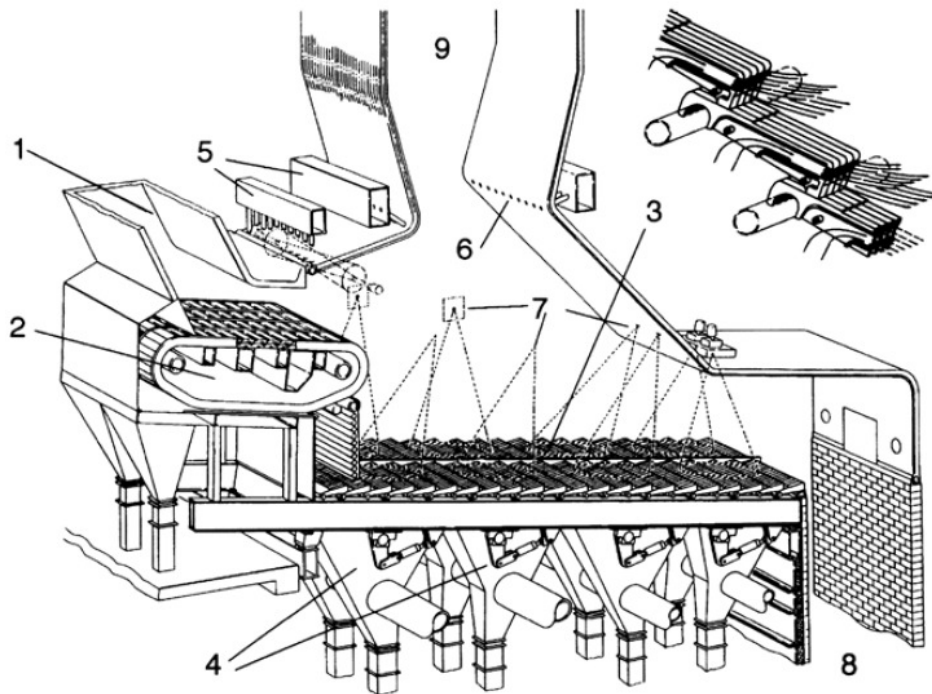


Abbildung 6.4. Verbrennungsablauf auf einem Wanderrost

Aus Strauss, "Kraftwerkstechnik"



- | | | |
|--------------------|---------------------|---------------------|
| 1 Fülltrichter | 4 Primärluftzufuhr | 7 Temperaturwächter |
| 2 Beschickungsrost | 5 Luftkanäle | 8 Aschetrichter |
| 3 Vorschubrost | 6 Sekundärluftdüsen | 9 Rauchgaskanal |

Abbildung 6.6. Vorschubrost zur Müllverbrennung mit mechanischem Antrieb der Roststäbe der Firma EVT [5]

Aus Strauss, "Kraftwerkstechnik"

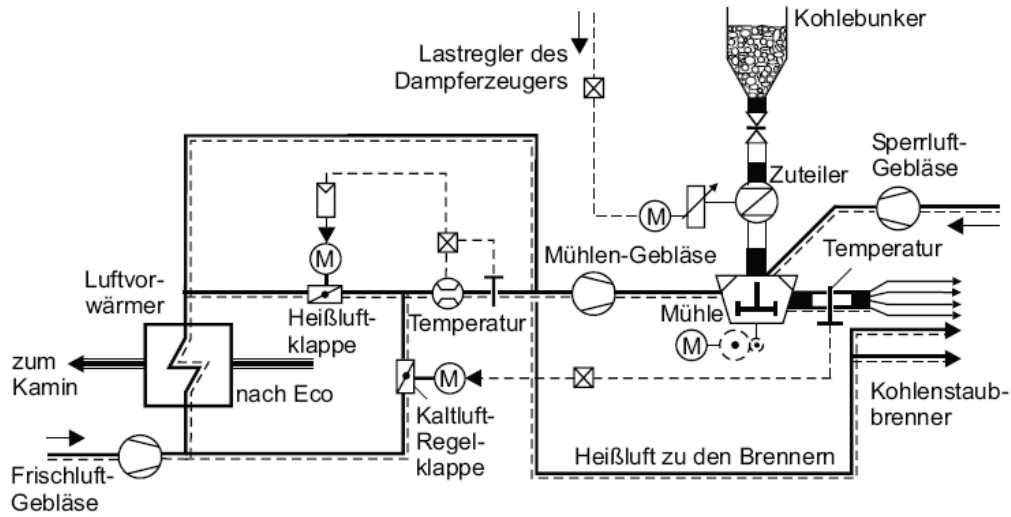


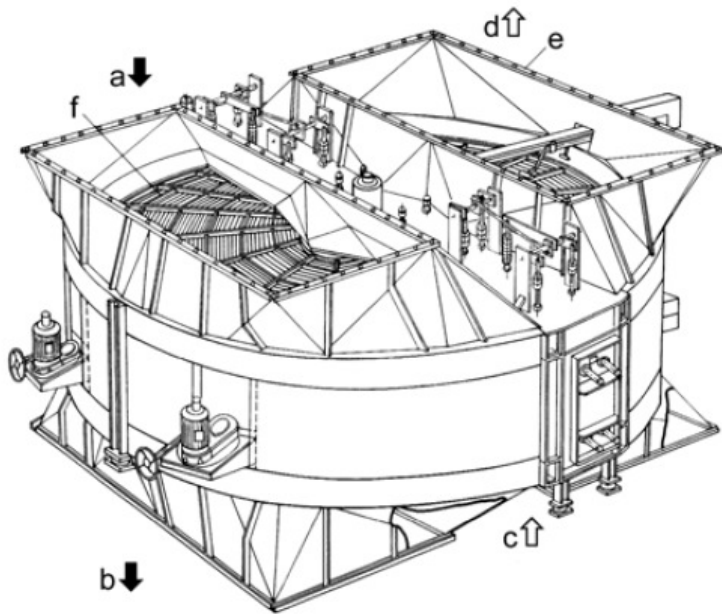
Abbildung 6.7. Schema einer Mahl- und Feuerungsanlage mit Mühlenluftvorwärmer für Steinkohlen

Aus Strauss, "Kraftwerkstechnik"

4.3.1 Air preheater

Luftvorwärmer

6.2 Feuerungssysteme für feste Brennstoffe 147



- a Rauchgase (heiß)
- b Rauchgase (kalt)
- c Luft (kalt)
- d Luft (heiß)
- e Gehäuse
- f Speichermasse

Abbildung 6.11. Regenerativ-Luftvorwärmer, Bauart Ljungström

Aus Strauss, "Kraftwerkstechnik"

4.4.1 Border of the combustion chamber

Umrandung der Brennräume (des Feuerraums)⁵

Die Dampferzeuger der 1950er-Jahre bestanden fast vollständig aus Mauerwerk, das mit Rohren ausgekleidet war. Die thermischen Belastung, denen die Mauern ausgesetzt waren, führten immer wieder zu Undichtigkeiten und Rauchgasaustritten. Entsprechend oft musste das Mauerwerk repariert werden. Ausserdem entzogen die Mauersteine dem System relativ viel Wärme. Das Mauerwerk limitierte auch die Grösse des Dampferzeugers, denn tragfähige und reparable Kesselhäuser konnten nicht beliebig in die Höhe wachsen.

Erst mit der Entwicklung der Flossenwand, die auch als Membranwand bezeichnet wird, konnte auf das anfällige Mauerwerk verzichtet werden. Eine Flossenwand ist aus senkrecht stehenden, parallelen Rohrsträngen (Steigrohre) aufgebaut, in denen das Wasser siedet (siehe Abbildung 7). Grundlage für die Entwicklung der Flossenwand war die Rohr-Steg-Konstruktion, in der senkrecht stehende Kesselrohre miteinander über Stege gasdicht verschweisst werden. In den 1960er-Jahren vollzog der Kraftwerksbau schliesslich den Übergang von den gemauerten Umfassungswänden zu den vollverschweissten Rohrwänden. Seither werden bei einem Wasserrohrkessel der gesamte Feuerraum und die Strahlungszüge durch Flossenwände ausgebildet, die druckdicht miteinander verschweisst werden, und die von einer thermischen Isolierung aus Mineralwolle umhüllt werden.

⁵ Aus Dr.-Ing. M. Franz, "Dampferzeuger", www.axpo-holz.ch/Dampferzeuger.pdf

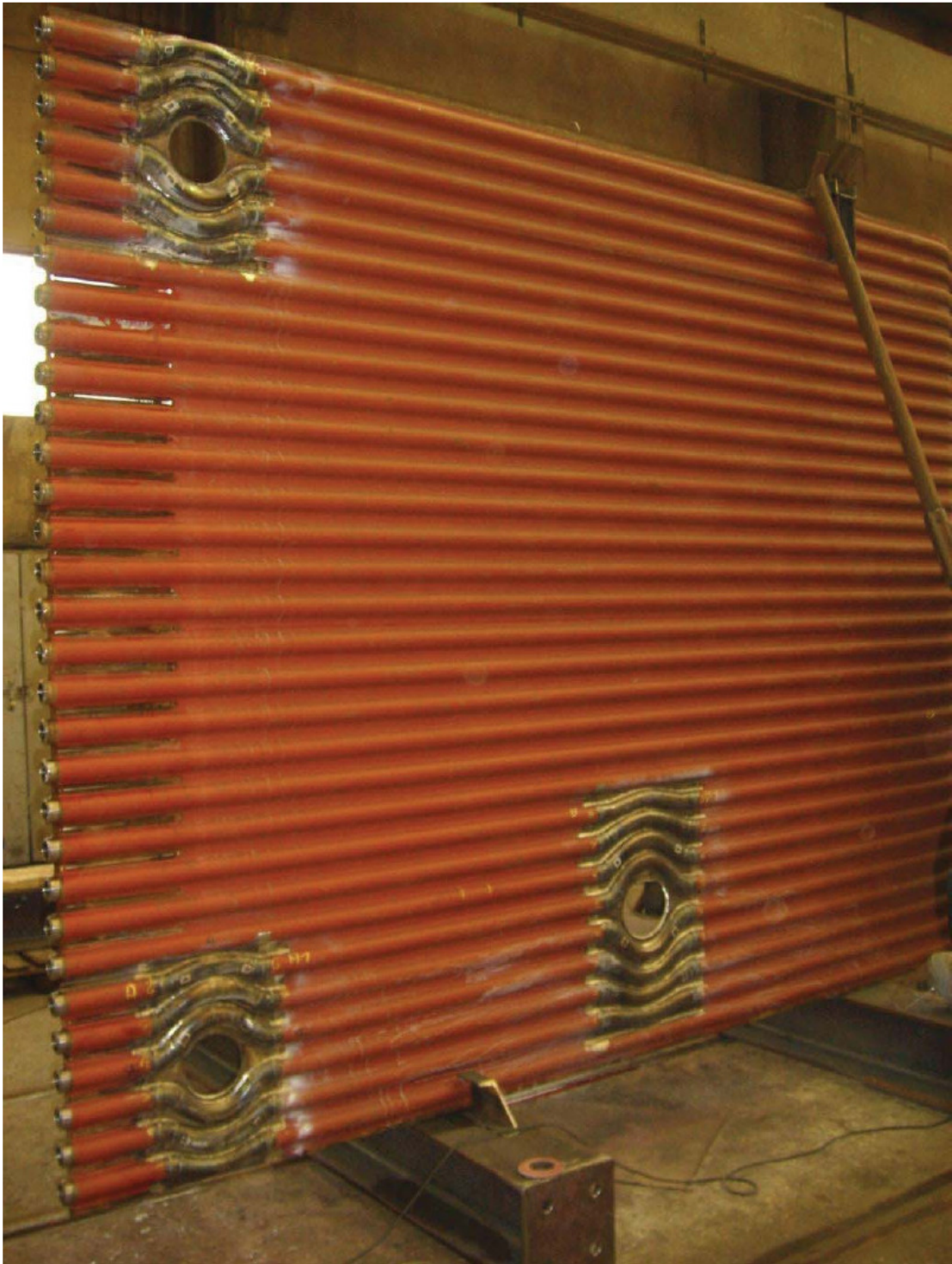


Abbildung 7 Membranwand eines Wasserrohrkessels



Abbildung 8, Erster Kesselzug eines Wasserrohrkessels für 44 t/h Dampferzeugung, aus Franz, „Dampferzeuger“



Strahlungsraum und Konvektionsraum

Das Rohrsystem des Wasserrohrkessel bietet eine bei Beachtung gewisser Randbedingungen ansonsten freizügige konstruktive Gestaltung, wodurch es möglich ist, den Kessel bezüglich Grösse und Form den Feuerräumen und den rauchgasführenden Zügen anzupassen. Im Hochtemperaturbereich des Kessels werden die Rauchgase mit Temperaturen von mehr als 1000°C an Flossenwänden entlang geführt, an die sie ihre Wärmeenergie abstrahlen. Die Intensität der Gasstrahlung hängt neben der Temperatur auch von der Anzahl der im Strahlengang befindlichen Moleküle ab. Die Rauchgase werden daher im Strahlungsteil des Kessels in leeren Kanälen mit grossen Querschnitten (Kesselzügen) geführt, um die für eine Intensivierung der Abstrahlung erforderlichen dicken Gasschichten zu schaffen. In Temperaturzonen mit weniger als 1000°C wird der Wärmeübergang vorwiegend durch Konvektion bewirkt. Im Konvektionsteil des Kessels sind die Rohre daher in enge Pakete gebündelt, die allseitig von den heissen Rauchgasen umströmt werden. Die Kessel werden so ausgelegt, dass ein Grossteil der Wärme als Strahlungswärme übertragen wird.

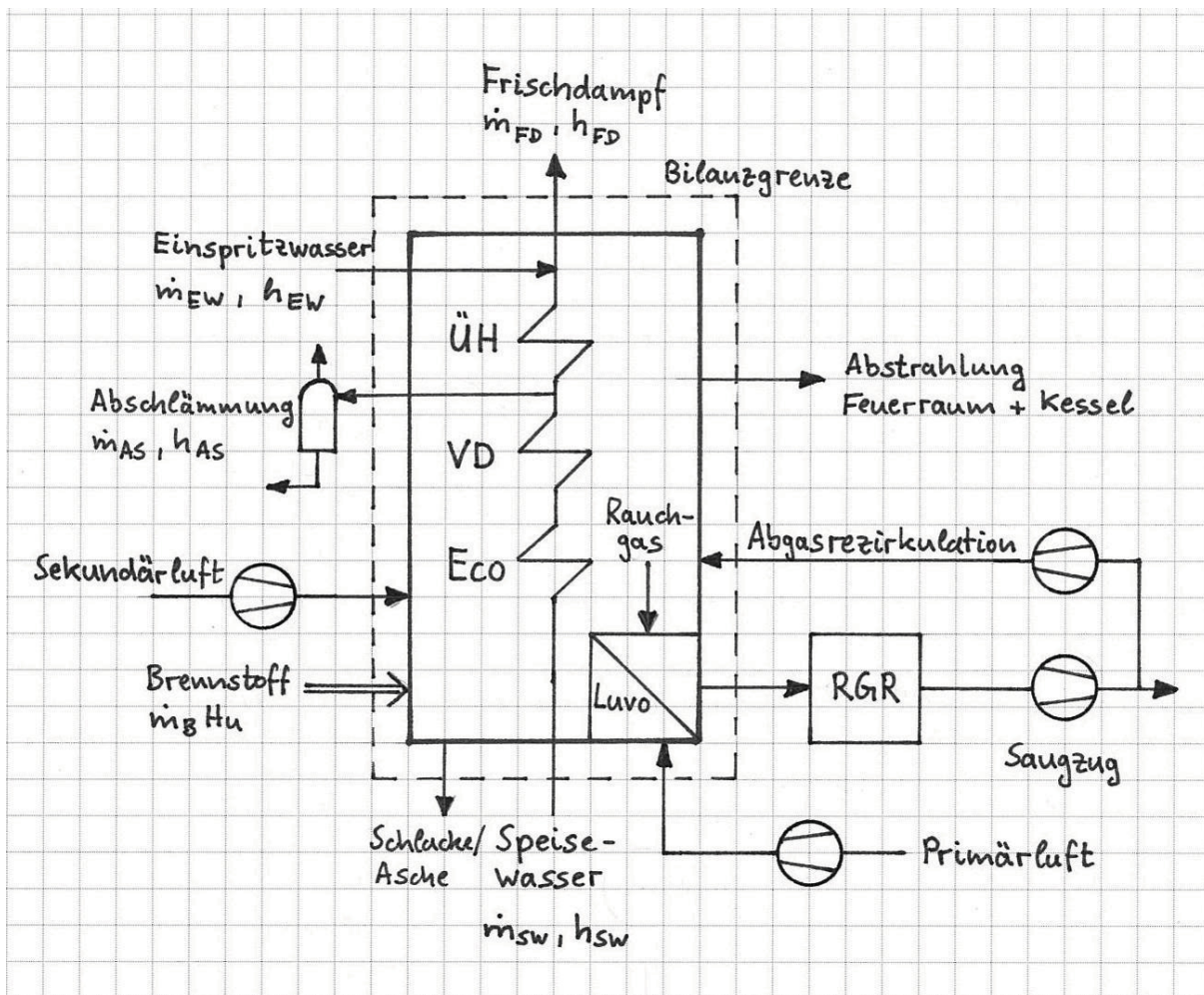


Abbildung 9, Systemgrenzen des Dampferzeugers mit den zu- und abgeführten Wärme- und Masseströmen (Normalsystem) für Abnahmeversuch. Aus Franz, „Dampferzeuger“.

Die wichtigste Voraussetzung für die Berechnung des Wirkungsgrades ist die Festlegung der Systemgrenze, über die sich die Energiebilanz des Dampferzeugers erstreckt. Die Systemgrenze muss sich zum einen mit der Liefergrenze des Dampferzeugers decken, zum anderen müssen an den Schnittstellen die Energieströme eindeutig messbar sein. In Abbildung 9 ist die Systemgrenze mit allen zu- und abgeführten Massen- und

Wärmeströmen skizziert, die im Normalfall einem Abnahmeversuch zugrunde gelegt wird. Dieses Normal-System umfasst das gesamte Wasser-Dampf-System des Kessels mit Economiser, Verdampfer-Umlaufsystem und Überhitzer, die Feuerung und den Luftvorwärmer. In diesem System sind nicht enthalten die Ventilatoren des Primärluft-, Sekundärluft- und Rauchgasrezirkulationssystems sowie die Rauchgasreinigung mit dem Saugzugventilator.

Die Wärmeverluste des Dampferzeugers setzen sich zusammen aus:

- Rauchgasabwärme nach Luvo
- Verlust durch unverbranntes CO im Rauchgas
- Verluste durch die Enthalpie und das Unverbrannte in der Schlacke und im Flugstaub
- Abstrahlungsverluste von Feuerraum und Kessel

Für die Berechnung des Wirkungsgrades nach der indirekten Methode sind insofern folgende Messgrößen zu ermitteln:

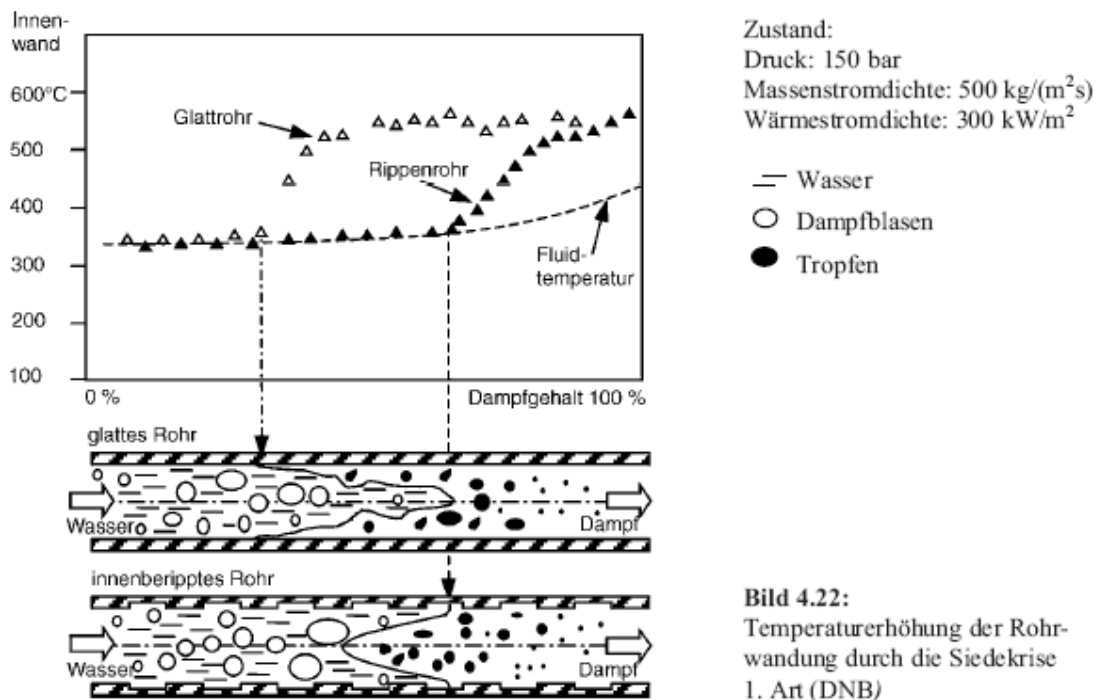
- Rauchgasmassenstrom
- Rauchgastemperatur
- CO-Gehalt des Rauchgases
- Schlackenmassenstrom
- Schlackentemperatur
- Flugstaubmassenstrom
- Anteil an Unverbranntem in der Schlacke
- Anteil an Unverbranntem im Flugstaub

Da die Wärmeverluste durch Strahlung und Leitung \dot{Q}_{SL} im Allgemeinen nicht gemessen werden können, werden hierfür Erfahrungswerte eingesetzt, die in der Gleichung

$$\dot{Q}_{SL} = C \dot{Q}_N^{0,7}$$

zusammengefasst wurden, wobei im Falle von Biomassekesseln für die Konstante C der Wert 0,0315 verwendet wird.

Siedekrise 1. Art (Rohrplatzgefahr!) und 2. Art



In Bild 4.22 ist die Temperaturerhöhung der Rohrwand durch DNB aufgezeichnet [4.13]. Die Temperaturerhöhung beträgt in diesem Fall beim glatten Rohr bei einem Dampfgehalt von ca. 55 % über 150 °C. Demgegenüber zeigt das innenberippte Rohr, das in Bild 4.22 dem Glattrohr gegenübergestellt ist, keine Siedekrise 1. Art. Erst im Austrocknungspunkt (Siedekrise 2. Art) bei einem Dampfgehalt von über 90 % steigt die Temperatur des innenberippten Rohres an.

4.4.2 Natural circulation is the choice for biomass power plants

Naturumlauf ist die Wahl für Biomassekraftwerke

Die verbreitetste Kesselbauart in Biomassekraftwerken sind Naturumlauf-Dampferzeuger, die im Vergleich zu den Zwangsdurchlaufkesseln der grossen Kohlekraftwerke mit einem geringeren technischen Aufwand gebaut werden können und einfacher betrieblich zu handhaben sind. Da der Wassermumlauf im Rohrsystem des Naturumlauf-Verdampfers nicht mit Pumpen sondern allein durch Dichteunterschiede angetrieben wird, kann auf eine Umlaufpumpe im Verdampfersystem sowie auf zugehörige Armaturen und Regelsysteme verzichtet werden.

Der Vorteil der Naturumlaufkessel liegt weiter in der einfachen Regelung. Einerseits reguliert sich der Wassermumlauf im Kessel in Abhängigkeit der Beheizung von selbst, andererseits beeinflussen sich die üblichen drei Regelkreise Überhitzer-temperatur-Einspritzwasserstrom, Trommelwasserstand-Speisewasserstrom und Dampfleistung-Feuerungsleistung gegenseitig nicht oder nur so, dass sich keine besonderen regelungstechnischen Schwierigkeiten ergeben. Im Ganzen resultiert eine einfachere und fehlertolerante Betriebsweise eines Naturumlaufkessels.

$$\Delta p_H = g H (\rho' - \rho_m)$$

In Abhängigkeit der Beheizung stellt sich diejenige Umlaufgeschwindigkeit ein, bei der der Druckverlust des Rohrsystems gleich dem treibenden Umtriebsdruck Δp_H ist.

Damit ein stabiler Naturumlauf möglich ist, muss in der Kesseltrommel die Trennung von Wasser und Dampf gut funktionieren. Insbesondere muss durch konstruktive Massnahmen verhindert werden, dass Dampfblasen in die Fallrohre mitgerissen werden. Denn dadurch würde sich der Dichteunterschied zwischen Fall- und Steigrohren verringern. Die Trommel wird daher mit Dampfseparatoren ausgestattet, mit denen sichergestellt werden kann, dass in der Trommel absolut dampffreies Wasser verbleibt. Darüber hinaus werden am Einlauf in die Fallrohre Strudelbrecher angebracht, und die Fallrohre werden mit grossen Durchmessern ausgeführt, um geringe Strömungsgeschwindigkeiten zu erhalten.

Das Naturumlaufprinzip ist ein selbstregulierendes System. Die Kühlung der Verdampferrohre erfolgt durch die umlaufenden Wassermengen, die sich in Abhängigkeit von der Beheizung selbständig einstellen. Eine stärkere Beheizung der Verdampferrohre führt zwangsläufig zu einem höheren Umtriebsdruck und somit zu grösseren Umlaufgeschwindigkeiten. Aufgrund der höheren Strömungsgeschwindigkeiten werden die

Verdampferrohre besser gekühlt, so dass keine Gefahr der Überhitzung der Verdampferrohre besteht, was ein grosser Vorteil des Naturumlaufs ist. Da die Dampfabfuhr bereits bei ganz geringen Leistungen erfolgt, ist das Anfahren eines Naturumlaufkessels problemlos. Das Verdampfersystem kann fast bis zur Teillast Null betrieben werden.

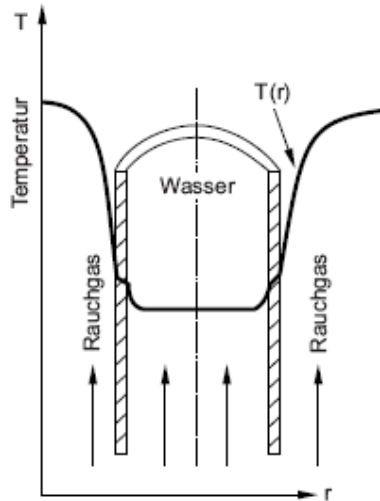


Bild 4.16:
Radialer Temperaturverlauf in und um Verdampferrohr

Bild 4.17 veranschaulicht die Anordnung der einzelnen Wärmeübertragungsstrecken im Dampferzeuger und **Bild 4.18** den Temperaturverlauf mit den Wärmestromdichten. Die Anordnung der Überhitzerstrecken und des Economizers kann vom Schema des Bildes 4.17 abweichen. Anstatt oberhalb des Brennraumes können die Überhitzerstrecken und der Eco auch auf gleicher Ebene daneben gebaut werden, wobei das Rauchgas nach unten geführt wird. Es ergibt sich dann ein niedriger Dampferzeuger, allerdings mit größerem Flächenbedarf. Die Brennkammerwandung ist bei allen Wasserrohrkesseln ähnlich gebaut. Die Rohre sind gasdicht zusammengeschweißt, um einen möglichst großen Wärmestrom zu gewährleisten. Hierzu können die Rohre direkt oder über Zwischenstege (Flossen) zusammengeschweißt sein.

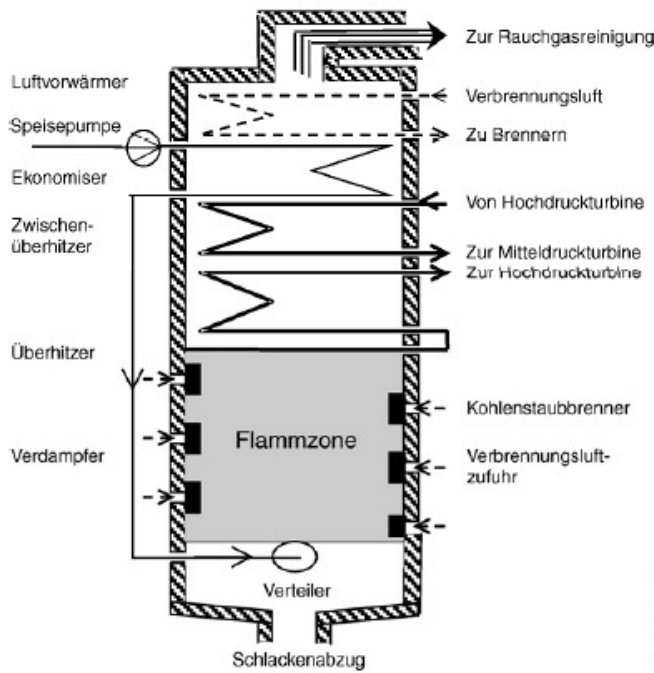
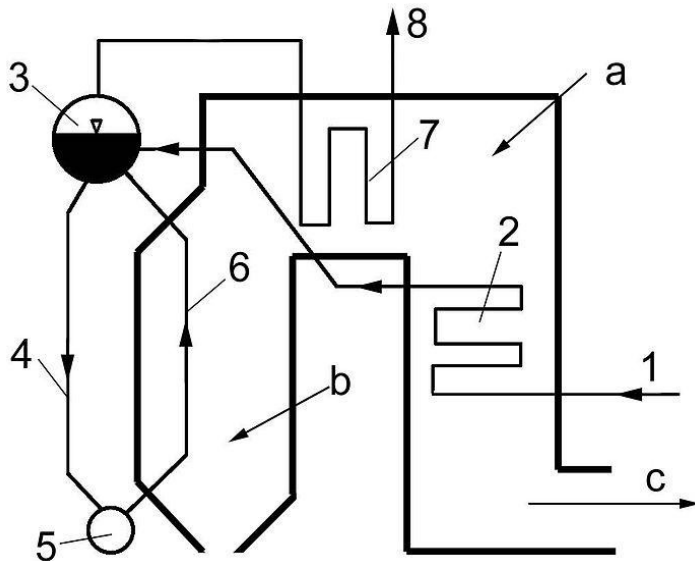


Bild 4.17:
Anordnung der Wärmeübertragerstrecken in einem Dampferzeuger



Naturumlauf-Dampferzeuger: a: Rauchgaskanal, b: Brennraum, c: zur Rauchgasreinigung, 1: von Speisewasserbehälter, 2: Speisewasservorwärmung (ECO), 3: Trommel, 4: Fallrohre, 5: Verteilersammler, 6: Steigrohre, 7: Überhitzer, 8: zur Turbine

4.4.3 Calculation of rise and fall pipes

Umlaufberechnung von Steig- und Fallrohren⁶

In Abhängigkeit der Wärmestromdichte in der Brennkammer und des Systemdrucks muss der Naturumlauf zu ausreichend hohen Massenstromdichten in den Verdampferrohren führen, damit deren sichere Kühlung gewährleistet werden kann. Das Umlaufsystem muss daher so ausgelegt werden, dass eine ausreichende und stabile Zirkulation bei allen Lastfällen aufrechterhalten werden kann. Im Rahmen der konstruktiven Ausführung der Fall- und Steigrohre eines Umlaufsystems sollte daher stets eine genaue Umlaufberechnung durchgeführt werden, um zu überprüfen, ob mit den gewählten Rohrquerschnitten und Rohrführungen insbesondere auch bei Teillastbetrieb, d.h. bei geringen Wärmestromdichten, die Umtriebskräfte genügen, um einen ausreichenden Umlauf zu bewerkstelligen.

⁶ Gemäß Franz, „Dampferzeuger“ angewendet auf TEMO-STPP

Kräftegleichgewicht am Fallrohr

Zur Umlaufberechnung werden im ersten Schritt die Kräftebilanzen am Fall- und Steigrohr aufgestellt. Das Kräftegleichgewicht am Fallrohr ist in Abbildung 11 skizziert. Die Strömung im Fallrohr soll ausgebildet sein, d.h. das Strömungsprofil ändert sich nicht und die Strömungsgeschwindigkeit am Rohreintritt ist gleich der Austrittsgeschwindigkeit. Es gibt somit keine Impulsänderungen, und es treten daher auch keine resultierenden Impulskräfte auf.

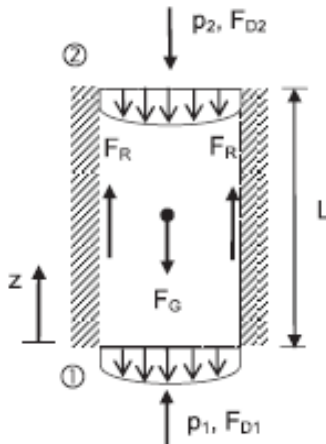


Abbildung 11 Kräftegleichgewicht am Fallrohr

Im Fallrohr wirken die folgenden Kräfte:

$$\begin{aligned} \text{Druckkraft:} & \quad F_D = p A_F \\ \text{Schwerkraft:} & \quad F_G = m g = A_F H \rho g \\ \text{Reibungskraft:} & \quad F_R = \tau U_F L \end{aligned}$$

A_F ist die Rohrquerschnittsfläche, U_F ist der Rohrumfang und τ ist die Wandschubspannung, für die der folgende Dimensionsansatz mit dem Reibungsbeiwert λ gemacht wird:

$$\tau = \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \frac{\lambda}{4}$$

Am Fallrohr herrscht ein Kräftegleichgewicht zwischen Druckkräften, Schwerkraft und Reibungskräften. Das Kräftegleichgewicht führt zur Gleichung (1):

$$F_{D1} - F_{D2} + F_R - F_G = 0$$

$$p_1 A_F - p_2 A_F + \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \lambda \frac{L}{D_F} - A_F H \rho g = 0 \quad (1)$$

Die Dichte im unbeheizten Fallrohr ist konstant und kann mit der Dichte des siedenden Wassers ρ' gleichgesetzt werden. Für das Verhältnis zwischen Rohrumfang und Rohrquerschnittsfläche gibt es einen einfachen Zusammenhang:

$$\frac{U}{A} = \frac{\pi D}{\pi D^2} = \frac{4}{D}$$

Damit wird aus Gleichung (1):

$$p_1 - p_2 + \frac{1}{2} \rho' \bar{u}^2 \lambda \frac{L}{D_F} - \rho' g H = 0 \quad (2)$$

Mit Einführung der Massenstromdichte $\Phi = \rho \bar{u}$ schreibt sich Gleichung (2) in folgender Form:

$$p_2 - p_1 = \frac{L}{2 D_F} \Phi^2 \lambda \frac{1}{\rho'} - \rho' g H \quad (3)$$

Infolge der Reibungskräfte tritt im Fallrohr ein Druckverlust $\Delta p_R = p_2 - p_1$ auf, der bei einem konstanten Reibungsbeiwert λ quadratisch mit der Massenstromdichte Φ ansteigt, und der um das Gewicht der Flüssigkeitssäule im Rohr vermindert ist.

Impulsbilanz am Steigrohr

Die strömungsmechanische Situation am Steigrohr ist deutlich verschieden von der am Fallrohr. Da am Steigrohr Wärme zugeführt wird, siedet das Wasser und es bilden sich Dampfblasen. Das Wasser-Dampfgemisch steigt nach oben. Der Dampfgehalt im Steigrohr nimmt mit zunehmender Höhe zu, entsprechend nimmt die Dichte des Gemisches ab, d.h. es ist $\rho_1 > \rho_2$. Aus der Kontinuitätsgleichung folgt, dass dann die Strömungsgeschwindigkeit \bar{u}_2 im Steigrohraustritt grösser als die Strömungsgeschwindigkeit im Rohreintritt sein muss:

$$A_S \rho_1 \bar{u}_1 = A_S \rho_2 \bar{u}_2$$

$$\bar{u}_2 = \frac{\rho_1}{\rho_2} \bar{u}_1 > \bar{u}_1$$

Diese Strömungsbeschleunigung hat eine Änderung des Impulsstroms zur Folge. Der Impuls, der pro Zeiteinheit in das Steigrohr eingetragen wird, ist kleiner als der aus dem Steigrohr austretende Impuls. Am Steigrohr wirken also Impulskräfte F_j , für die folgender Ansatz gemacht werden kann:

$$F_j = \rho \bar{u}^2 A$$

Am Steigrohr treten die folgenden Kraftwirkungen auf:

Druckkraft: $F_D = p A$
 Schwerkraft: $F_G = m g = \rho A H g$
 Reibungskraft: $F_R = \frac{1}{2} \rho \bar{u}^2 \frac{\lambda}{4} U_S L_S$
 Impulskraft: $F_J = \rho \bar{u}^2 A$

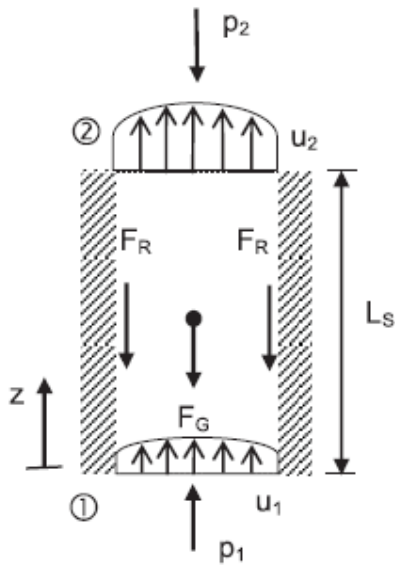
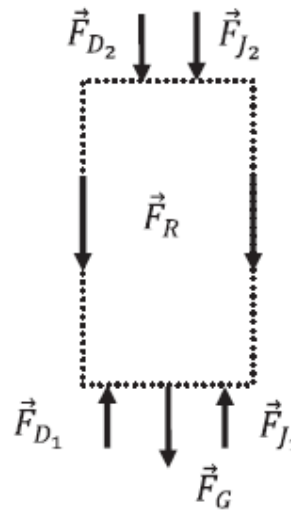


Abbildung 12 Strömung im Steigrohr



Kräfte am Kontrollraum

Abbildung 12 zeigt die Strömung in einem Steigrohr. Der Kontrollraum, der daneben dargestellt ist, und um den die Kräftebilanz aufgestellt wird, umfasst das im Steigrohr befindliche Wasserdampfgemisch. Für die am Kontrollraum angreifenden Impulskräfte gilt, dass sie lokal parallel zum Geschwindigkeitsvektor \bar{u} liegen, und stets ins Innere des Kontrollbereichs gerichtet sind.

Der Druckabfall am Steigrohr ergibt sich aus der Impulsbilanz. Der Impulssatz für stationäre Strömungen lautet:

$$\vec{F}_J + \sum \vec{F}_a = 0$$

$$\rho_1 \bar{u}_1^2 A + p_1 A - \rho_2 \bar{u}_2^2 A - p_2 A - \rho_m A H g - \frac{1}{2} \rho_m \bar{u}_m^2 \frac{\lambda}{4} U_S L_S = 0$$

Für ein Rohr ist $\frac{U}{A} = \frac{4}{D}$, damit folgt:

$$\rho_1 \bar{u}_1^2 + p_1 - \rho_2 \bar{u}_2^2 - p_2 - \rho_m H g - \frac{1}{2} \rho_m \bar{u}_m^2 \frac{\lambda}{D_S} L = 0$$

Mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung $\rho_1 \bar{u}_1 = \rho_2 \bar{u}_2 = \Phi_S$ kann die folgende Beziehung abgeleitet werden

$$\rho_2 \bar{u}_2^2 - \rho_1 \bar{u}_1^2 = \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \right)$$

Mit der die Gleichung weiter vereinfacht werden kann. Setzt man die Dichte ρ_1 am Eintritt in das Steigrohr gleich der Dichte des siedenden Wasser ρ' dann folgt für den Druckverlust des Steigrohres:

$$p_1 - p_2 = \Delta p_S = \frac{L}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda \frac{1}{\rho_m} + \rho_m H g + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'} \right) \quad (6)$$

Anhand von Gleichung (6) wird deutlich, dass sich der Druckverlust des Steigrohres aus drei Beiträgen zusammensetzt. Die beiden ersten Terme (Reibungsanteil und statischer Anteil) sind analog zum Fallrohr, wobei diesmal der hydrostatische Anteil in gleicher Richtung wie die Reibungskraft wirkt. Jedoch kommt infolge der Phasenwechselfvorgänge ein dritter Term, ein Beschleunigungsanteil hinzu. Durch die Wärmezufuhr wird ein Teil des Massenstroms verdampft. Dadurch vergrößert sich das spezifische Volumen entlang des Strömungsweges, und die Strömung wird von der langsamen Geschwindigkeit der flüssigen Phase auf die der schnelleren gasförmigen Phase beschleunigt. Die Strömungsbeschleunigung führt zu einer gegen die Strömungsrichtungsrichtung, also in Richtung der Reibungskraft wirkenden Impulskraft. Der Druckverlust im Steigrohr ist demnach auch vom spezifischen Volumen im Steigrohr abhängig und kann bei grossen spezifischen Volumina, d.h. bei hohen Dampfgehalten, stark ansteigen.

Eintrittsverluste

Beim Eintritt des Siedewassers aus den Sammlern in die Verdampferrohre bzw. aus der Kesseltrommel in die Fallrohre kommt es im verengten Rohreinlauf zu einer Kontraktion der Strömung. Infolge der dabei auftretenden Strömungsablösung mit Verwirbelung entstehen an den Rohreintritten immer Strömungsverluste. Zu den Druckverlusten der geraden Fall- und Steigrohrenleitungen Δp_{Rohr} sind daher jeweils noch die Rohreintrittsverluste Δp_E zu addieren.

$$\Delta p_{gesamt} = \Delta p_{Rohr} + \Delta p_E$$

Zur Berechnung der Rohreintrittsverluste Δp_E kann folgender Ansatz gemacht werden:

$$\Delta p_E = \zeta_E \frac{1}{2} \Phi^2 v' \quad (7)$$

Darin ist ζ_E der Widerstandsbeiwert des Rohreintrittverlustes, der in starkem Masse von der Gestaltung der Eintrittsöffnung abhängig ist. In Abbildung 13 sind Widerstandsbeiwerte für unterschiedliche Ausbildungen des Rohreinlaufs angegeben. In den Sammlern und in der Kesseltrommel sind die Rohrmündungen normalerweise so ausgebildet, dass für den Widerstandsbeiwert ein Wert von $\zeta_E = 0.5 - 1.7$ angesetzt werden kann.

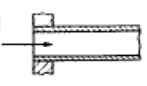
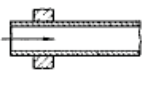
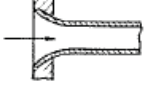
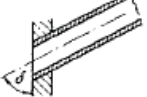
kantiger Einlauf	sehr scharf $\zeta_E = 1,69$ normal gebrochen $\zeta_E = 0,5$	
weit vorstehender kantiger Einlauf	sehr scharf $\zeta_E = 3$ (Borda-Mündung)	
abgerundeter Einlauf	je nach Glätte $\zeta_E = 0,005$ ζ_E bis 0,06 normal $\zeta_E = 0,05$	
kantiger Einlauf unter Winkel δ , normal gebrochen	$\zeta_E = 0,5 + 0,3 \cos \delta + 0,2 \cos^2 \delta$	

Abbildung 13 Widerstandsbeiwerte ζ_E für den Auslauf aus Gefäßen mit ruhender Flüssigkeit, (Quelle VDI-Wärmeatlas, 10. Auflage)

Wasserumlaufberechnung

Ein stark vereinfachtes Umlaufsystem mit einem Fallrohr und einer Flossenwand bestehend aus vier Steigrohren zeigt Abbildung 14. Der gesamte Druckverlust des Umlaufsystems setzt sich additiv aus dem Beiträgen der hintereinander geschalteten Glieder zusammen, und ergibt sich somit als Summe des Druckverlustes der Flossenwand und des Fallrohres.

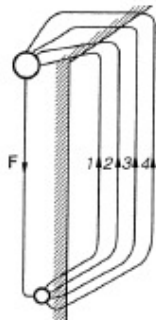


Abbildung 14 Umlaufsystem mit gemeinsamem Fallrohr und parallelen Steigrohren.

In der Flossenwand sind die Steigrohre parallel angeordnet. Für alle Steigrohre ist der Druckverlust zwischen dem unteren Sammler und der Trommel gleich. Daraus folgt, dass der Druckverlust eines beliebigen Steigrohrs gleich dem Druckverlust der Flossenwand ist. Im Umlaufsystem stellt sich derjenige Massenstrom ein, bei dem der Druckverlust in der Flossenwand gleich dem Druckverlust im Fallrohr ist. Die Summe der Druckdifferenzen von Fallrohr und Steigrohr muss Null sein.

$$\Delta p_F + \Delta p_{EF} + \Delta p_S + \Delta p_{ES} = 0$$

Für Δp_F wird Gleichung (3) eingesetzt, und für Δp_S wurde Gleichung (6) hergeleitet. Für die Eintrittsverluste Δp_{EF} bzw. Δp_{ES} wird der Ansatz nach Gleichung (7) verwendet. Dann erhält man:

$$\frac{L_F}{2 D_F} \Phi_F^2 \lambda_F \frac{1}{\rho'} - \rho' g H + \zeta_{EF} \frac{1}{2} \Phi_F^2 v' + \frac{L_S}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda_S \frac{1}{\rho_m} + \rho_m H g + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'} \right) + \zeta_{ES} \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' = 0$$

In dieser Gleichung ist Φ_F die Massenstromdichte im Fallrohr und Φ_S die Massenstromdichte in einem einzelnen Steigrohr, die aber in jedem der parallel geschalteten Steigrohre gleich gross ist. Wenn A_S der Rohrquerschnitt aller Steigrohre und A_F der Rohrquerschnitt des Fallrohrs ist, kann unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung, nach der die Summe der Massenströme durch die Steigrohre gleich dem Massenstrom durch das Fallrohr sein muss, die Massenstromdichte im Fallrohr als Funktion der Massenstromdichte im Steigrohr angegeben werden:

$$\Phi_S A_S = \Phi_F A_F \Rightarrow \Phi_F = \Phi_S \frac{A_S}{A_F}$$

Mit Hilfe dieser Beziehung wird die Massenstromdichte im Fallrohr Φ_F mit der Massenstromdichte im Steigrohr Φ_S ersetzt. Des Weiteren wird die Gleichung so umsortiert, dass die Summe der Druckverluste auf der rechten Seite und der Umtriebsdruck auf der linken Seite zu stehen kommen.

$$g H (\rho' - \rho_m) = \frac{L_F}{2 D_F} \Phi_S^2 \left(\frac{A_S}{A_F}\right)^2 \lambda_F \frac{1}{\rho'} + \zeta_{EF} \frac{1}{2} \Phi_S^2 \left(\frac{A_S}{A_F}\right)^2 v' + \frac{L_S}{2 D_S} \Phi_S^2 \lambda_S \frac{1}{\rho_m} + \Phi_S^2 \left(\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho'}\right) + \zeta_{ES} \frac{1}{2} \Phi_S^2 v'$$

$$g H (\rho' - \rho_m) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' \left[\left(\frac{A_S}{A_F}\right)^2 \left\{ \frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF} \right\} + \frac{L_S}{D_S} \lambda_S \frac{v_m}{v'} + 2 \left(\frac{v_2}{v'} - 1\right) + \zeta_{ES} \right] \quad (8)$$

Gleichung (8) ist die Berechnungsgleichung für die Massenstromdichte Φ_S im Steigrohr. Aus Φ_S ergibt sich die Wasserumlaufgeschwindigkeit u_o die als Eintrittsgeschwindigkeit in die Steigrohre definiert ist.

$$u_o = \Phi_S v' \quad (9)$$

Die Wasserumlaufgeschwindigkeit stellt sich so ein, dass die Summe der Druckverluste gleich dem Umtriebsdruck ist. Gleichung (8) lässt sich jedoch direkt nach Φ_S auflösen, da das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr v_m ebenfalls eine Funktion der Massenstromdichte ist.

Dampfgehalt am Ende des Steigrohrs

Zur Berechnung des mittleren spezifischen Volumens und der mittleren Dichte im Steigrohr muss der Dampfgehalt im Steigrohr bekannt sein. Der Dampfgehalt x ist definiert durch:

$$x = \frac{\text{Masse des gesättigten Dampfes}}{\text{Gesamtmasse}} = \frac{m_D}{m_F + m_D}$$

Die Masse des nassen Dampfes setzt sich zusammen aus der Masse der siedenden Flüssigkeit m_F und der Masse des gesättigten Dampfes m_D . Auf der Siedelinie ist $x = 0$, weil die Masse des gesättigten Dampfes Null ist ($m_D = 0$). Auf der Taulinie wird $x = 1$, da die Masse der siedenden Flüssigkeit Null ist ($m_F = 0$).

Die extensiven Zustandsgrößen des nassen Dampfes wie sein Volumen und seine Enthalpie setzen sich additiv aus den Anteilen der beiden Phasen zusammen. Hierzu müssen die Werte des spezifischen Volumens bzw. der spezifischen Enthalpie auf den Grenzkurven (Siedelinie bzw. Taulinie) bekannt sein. Die spezifischen Größen werden für die siedende Flüssigkeit mit einem Strich, für den gesättigten Dampf gleicher Temperatur und gleichen Drucks mit zwei Strichen gekennzeichnet. Dann gilt für das spezifische Volumen und die spezifische Enthalpie im Nassdampfgebiet:

$$v = (1 - x) v' + x v'' = v' + x(v'' - v')$$

$$h = (1 - x) h' + x h'' = h' + x(h'' - h')$$

Der Dampfgehalt lässt sich nun durch die spezifische Enthalpie ausdrücken. Die Differenz der Enthalpien von gesättigtem Dampf und siedender Flüssigkeit bei gleichem Druck und gleicher Temperatur nennt man die Verdampfungsenthalpie r .

$$x = \frac{h - h'}{h'' - h'} = \frac{h - h'}{r} \quad (10)$$

Am Austritt des Steigrohrs hat die spezifische Enthalpie den Wert h_2 . Die Enthalpiedifferenz zwischen Steigrohraustritt und Steigrohreintritt $h_2 - h'$ ergibt sich aus einer Energiebilanz um das gesamte Steigrohr.

$$\dot{m} h_2 = \dot{m} h' + \dot{q} L$$

$$h_2 - h' = \frac{\dot{q} L}{\dot{m}} \quad (11)$$

\dot{q} ist eine konstante Wärmebelastung pro Längeneinheit (kW/m), mit der das Steigrohr auf der gesamten Länge L beheizt wird. Das Produkt aus beiden Größen ergibt die gesamte auf ein einzelnes Steigrohr übertragene Wärmeleistung \dot{Q} .

$$h_2 - h' = \frac{\dot{Q}}{\Phi_S A_S} \quad (12)$$

A_S ist der Rohrquerschnitt eines einzelnen Steigrohres. Mit Gleichung (10) und (12) folgt dann für den Dampfgehalt x_2 am Steigrohraustritt:

$$x_2 = \frac{h_2 - h'}{r} = \frac{\dot{Q}}{\Phi_S A_S r} \quad (13)$$

Berechnung des mittleren spezifischen Volumens im Steigrohr

Im Steigrohr ist das spezifische Volumen im Unterschied zum Fallrohr nicht länger konstant. Am Eintritt in das Steigrohr befindet sich das Wasser im Siedezustand und hat das spezifische Volumen v' . Infolge der Beheizung des Steigrohrs bilden sich Dampfblasen und das spezifische Volumen des nassen Dampfes vergrößert sich mit zunehmender Steigrohrhöhe. Das spezifische Volumen ist folglich in Strömungsrichtung z veränderlich, während man die Annahme treffen kann, dass im Strömungsquerschnitt das spezifische Volumen annähernd konstant ist. Um das für die praktische Anwendung benötigte mittlere spezifische Volumen v_m im Steigrohr zu erhalten, werden die lokalen spezifischen Volumina über alle Rohrquerschnitte integriert. Dies führt zum integralen Mittelwert:

$$v_m = \frac{1}{L} \int_0^L v(z) dz$$

Das spezifische Volumen $v(z)$, wobei z die Koordinate in Strömungsrichtung darstellt, ist zunächst unbekannt. Jedoch kann mit Hilfe einer differentiellen Energiebilanz die Enthalpieänderung dh als Funktion der Variablen z angegeben werden, so dass letztlich mittels einer Variablentransformation, in der die Variable dz durch die Variable dh ersetzt wird, das Integral gelöst werden kann.

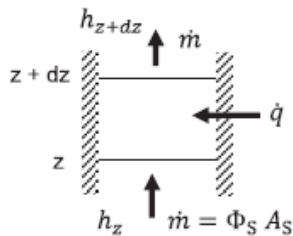


Abbildung 15 Energiebilanz an einem differentiellen Steigrohrelement

Die Enthalpieänderung des Wasser-Dampfgemisches über ein differentielles Steigrohrelement dz ergibt sich aus der in Abbildung 15 skizzierten Energiebilanz.

$$\dot{m} dh = \dot{q} dz$$

Unter Berücksichtigung von Gleichung (11), die aus einer Energiebilanz um das gesamte Steigrohr hergeleitet wurde, kann nun die Variable dz als Funktion der Enthalpieänderung dh angegeben werden.

$$dz = \frac{\dot{m}}{\dot{q}} dh = \frac{L}{h_2 - h_1} dh$$

Mittels dieser Variablentransformation ist es möglich, eine geschlossene Lösung für das Integral zu erhalten.

$$\begin{aligned} v_m &= \frac{1}{h_2 - h_1} \int_{h_1}^{h_2} v(h) dh \\ \int_{h_1}^{h_2} v dh &= \int_{h_1}^{h_2} v' + (h - h') (v'' - v') \frac{1}{r} dh \\ &= \left[v' h + \left(\frac{1}{2} h^2 - h' h \right) (v'' - v') \frac{1}{r} \right]_{h_1}^{h_2} \\ &= v' (h_2 - h_1) + \left[\frac{1}{2} (h_2^2 - h_1^2) - h' (h_2 - h_1) \right] (v'' - v') \frac{1}{r} \end{aligned}$$

Unter Berücksichtigung der binomischen Formel $h_2^2 - h_1^2 = (h_2 + h_1)(h_2 - h_1)$ kann die Gleichung weiter vereinfacht werden.

$$= (h_2 - h_1) \left[v' + \left(\frac{1}{2} (h_2 + h_1) - h' \right) \frac{(v'' - v')}{r} \right]$$

Die spezifische Enthalpie im Steigrohreintritt kann mit der Enthalpie des siedenden Wassers gleichgesetzt ($h_1 = h'$). Damit ergibt sich für den Ausdruck v_m/v' :

$$\frac{v_m}{v'} = 1 + \left(\frac{1}{2} h_2 + \frac{1}{2} h' - h' \right) \frac{(v'' - v')}{r} = 1 + \frac{h_2 - h'}{2r} (v'' - v')$$

Unter Benutzung von Gleichung (13) $\frac{h_2 - h'}{r} = x_2$ folgt schliesslich:

$$\frac{v_m}{v'} = 1 + \frac{x_2}{2} (v'' - v')$$

Im Folgenden wird die Abkürzung m eingeführt, mit der sich in den weiteren Herleitungen die arithmetischen Ausdrücke vereinfachen lassen.

$$m = 1 + x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \tag{14}$$

Man erhält dann die Gleichung (15), mit der das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr bei bekanntem Dampfgehalt am Steigrohrende berechnet werden kann.

$$\frac{v_m}{v'} = \frac{1}{2} (1 + m) \tag{15}$$

Eine analoge Herleitung, die zu einem geschlossenen Ausdruck für das mittlere spezifische Volumen im Steigrohr geführt hat, wird im Folgenden für die mittlere Dichte im Steigrohr durchgeführt. Die Dichte des in einem Steigrohr strömenden Wasser-Dampfgemisches ist nicht konstant, sondern nimmt mit zunehmender Höhe infolge der sich bildenden Dampfblasen ab. Eine integrale mittlere Dichte des Wasser-Dampf-Gemisches im Steigrohr kann berechnet werden, indem man im Strömungsquerschnitt über alle lokalen Dichten integriert.

[...]

Dann ergibt sich für die mittlere Dichte im Steigrohr:

$$\rho_m = \frac{1}{h_2 - h'} \int \rho \, dh = \rho' \frac{\ln \left(1 + x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \right)}{x_2 \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right)}$$

Wiederum wird die mit Gleichung (14) eingeführte Abkürzung m verwendet, um den Ausdruck zu vereinfachen. Die Bestimmungsgleichung für die mittlere Dichte im Steigrohr lautet schliesslich:

$$\rho_m = \rho' \frac{\ln m}{m - 1} \tag{16}$$

4.4.3.1 Solution of water circulation equation

Lösung der Wasserumlaufgleichung

Das mittlere spezifische Volumen und die mittlere Dichte im Steigrohr lassen sich also mit den soeben hergeleiteten Gleichungen als Funktion des Dampfgehaltes im Steigrohraustritt berechnen. Die Parameter sind Druck und Temperatur. Die Gleichungen (15) und (16) werden nun in die Berechnungsgleichung (8) für die Massenstromdichte im Steigrohr eingesetzt, und es ergibt sich:

$$g H \rho' \left(1 - \frac{\ln m}{m-1}\right) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' \left[\frac{L_S}{D_S} \lambda_S \frac{1}{2} (1+m) + 2(m-1) + \zeta_{ES} + \left(\frac{A_S}{A_F}\right)^2 \left(\frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF}\right) \right] \quad (17)$$

[...]

Zur Vereinfachung der Gleichung (17) hat Brandt¹ die Kenngrößen Λ und Λ_S eingeführt.

$$\Lambda = \frac{1}{2} \frac{L_S}{D_S} \lambda_S + \zeta_{ES} - 2 + \left(\frac{A_S}{A_F}\right)^2 \left(\frac{L_F}{D_F} \lambda_F + \zeta_{EF}\right)$$

$$\Lambda_S = \frac{1}{2} \frac{L_S}{D_S} \lambda_S + 2$$

Wenn für die Reibungsbeiwerte λ_S und λ_F feste Werte angenommen werden, können die Kenngrößen Λ und Λ_S aus den geometrischen Daten des Umlaufsystems berechnet werden. Gleichung (17) kann nun mit den Kenngrößen Λ und Λ_S wesentlich kürzer angeschrieben werden:

$$g H \rho' \left(1 - \frac{\ln(m)}{m-1}\right) = \frac{1}{2} \Phi_S^2 v' (\Lambda + m \Lambda_S) \quad (18)$$

¹ F. Brandt: Dampferzeuger, FDBR-Fachbuchreihe Band 3

Gleichung (19) lässt sich unter Einführung der Dampfgeschwindigkeit u_{Do} dimensionslos anschreiben. u_{Do} ist definiert als diejenige Geschwindigkeit, die der Dampf am Steigrohraustritt haben würde, wenn er den Rohrquerschnitt allein ausfüllte. Mit dem den Dampfgehalt x_2 im Steigrohraustritt ergibt sich die Dampfgeschwindigkeit aus

$$u_{Do} = \frac{\Phi_S x_2}{\rho''} = \frac{\dot{Q}}{\rho'' A_S r} \quad (20)$$

[...]

Brandt hat die dimensionslosen Kennzahlen B , C und D eingeführt

$$B = \frac{u_o}{u_{D0}} \quad C = \frac{u_{D0}^2}{g H} \Lambda \quad D = \frac{\Lambda_S}{\Lambda}$$

mit denen sich Gleichung (21) wie folgt schreibt:

$$B^2 = \frac{2}{C} \frac{1 - \frac{\ln(m)}{m-1}}{1 + m D} \quad (22)$$

[...]

Zur Bestimmung der Kennzahl B , aus der dann die Wasserumlaufgeschwindigkeit berechnet werden kann, muss Gleichung (22) numerisch gelöst werden. Zuvor wird mit dem bekannten Wärmestrom \dot{Q} mittels Gleichung (20) die Dampfgeschwindigkeit u_{D0} am Steigrohraustritt berechnet. Damit erhält man die Kennzahl C . Die Berechnung der Kennzahl D aus den bekannten geometrischen Größen ist ebenfalls möglich. Dann kann Gleichung (22) numerisch gelöst werden, und aus B folgt die Wasserumlaufgeschwindigkeit.

Die im Verdampfer umlaufende Wassermenge ist eine wichtige Größe im Kesselbetrieb. In der Praxis wird aber anstelle der Wasserumlaufgeschwindigkeit die Wasserumlaufzahl U verwendet, die definiert ist als das Verhältnis des gesamten Massenstromes in den Steigrohren zum Dampfmassenstrom am Ende der Steigrohre:

$$U = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_D} = \frac{u_o \rho' A_S}{u_{D0} \rho'' A_S} = B \frac{\rho'}{\rho''}$$

Der Kehrwert der Wasserumlaufzahl ist der Dampfgehalt x_2 am Ende des Steigrohres.

$$x_2 = \dot{m}_D / \dot{m} = 1/U$$

Die Wasserumlaufzahl ist stark vom Druck abhängig. Zur Sicherstellung einer ausreichenden Kühlung im Rohrsystem zwischen einem 5 bis 12-fachen Umlauf liegen. Dies entspricht einem Dampfgehalt von 20% bis 8,5% im Steigrohraustritt.

Bei kleinen Umlaufzahlen kann unter Umständen am Rohraustritt bereits überhitzter Dampf vorhanden sein, wodurch gegebenenfalls die Rohrwandtemperatur so hoch wird, dass der zulässige Festigkeitswert überschritten wird, und das Rohr reißt.

4.4.3.2 Specification of Block III of wood power plant Domat / Ems from [Franz, „Dampferzeuger“]

Technische Daten des Dampferzeugers	
Frischdampfleistung	42 t/h
Frischdampfparameter	480°C, 64 bar (u)
Kesselfüllung	40 m ³
Höhe zwischen unterem Sammler und Mitte Kesseltrommel	20.25 Meter
Steigrohre	
Anzahl	350
Aussendurchmesser	44,5 mm
Innendurchmesser	35,5 mm
Wandstärke	4,5 mm
Reibungsbeiwert	0.019
Querschnittsfläche aller Steigrohre	0,346 m ²
Fallrohre	
Anzahl	2
Aussendurchmesser	329,9 mm
Innendurchmesser	285,5 mm
Wandstärke	22,2 mm
Reibungsbeiwert	0.011
Querschnittsfläche aller Fallrohre	0,128 m ²

Montage. Bei einer Feuerungswärmeleistung von 38 MW werden im Kessel 42 t/h Frischdampf mit 65 bar(a) und 480°C erzeugt. Die wirksame Höhe des Naturumlaufsystems, d.h. der Abstand zwischen den unteren Sammlern und der Kesseltrommel beträgt 20.25 m.

Der Wasserrohrkessel ist in 4-Zug-Vertikalbauweise ausgeführt. Die Wände des ersten und zweiten Rauchgaszuges bestehen aus vollverschweissten, gasdichten Flossenrohrwänden, wobei der erste Zug als reiner Strahlungsteil mit einer Schottenheizfläche ausgeführt ist. Im zweiten Zug befinden sich zwei Verdampferbündel und drei Überhitzerbündel. Der dritte und vierte Rauchgaszug sind reine Konvektionszüge ohne Flossenrohrwände, in die Economiser-Heizflächenbündel und Röhrenluftvorwärmer eingehängt sind.

Vaporizer

Der Verdampfer besteht aus vollverschweissten Flossenwänden, in denen etwa 360 Siederrohre parallel geführt werden. Die Steigrohre haben Aussendurchmesser von 44.5 mm und eine Wanddicke von 4,5 mm. Die Stegbreite liegt zwischen 33 und 60,5 mm. Das Fallrohrsystem besteht aus zwei Rohren mit einem Aussendurchmesser von 330 mm, die ausserhalb der Dampferzeugerverkleidung verlegt sind. Das Flächenverhältnis der Strömungsquerschnitt von Steig- zu Fallrohren ist 2,7. Generell sollte ein Naturumlaufkessels so konstruiert werden, dass der Gesamtquerschnitt der Fallrohre 25-50% des Querschnitts aller Steigrohre beträgt. Ein grösserer Fallrohrdurchmesser erhöht die Zuverlässigkeit des Umlaufsystems, da sich die umlaufenden Massenströme vergrössern.

Zur sicheren Kühlung der Siederrohre muss eine Massenstromdichte von mindest. $600 \text{ kg}/(\text{m}^2 \text{ s})$.

4.4.4 boiler drum - water / steam separation

Kesselrommel - Wasser/Dampftrennung

Eine Wasser/Dampftrennung wird bei Systemen mit festgehaltenem Verdampfungsdruckpunkt in allen Lastbereichen durchgeführt, bei Zwangdurchlauf mit Schwachlastumwälzung dagegen nur im Schwachlastbereich. Die Wasser/Dampftrennung wird bei Naturumlauf- und Zwangumlaufsystemen in Trommeln und bei Zwangdurchlaufsystemen in Abscheidern vorgenommen. Die Abscheider haben gegenüber den Trommeln den Vorteil, da sie wesentlich geringere Wanddicken aufweisen und damit grössere Temperaturtransienten zulässig sind, vgl. Abb. 7.4.

[...]

In den Trommeln erfolgt die Wasser/Dampftrennung bei Anlagen mit einer Dampfleistung unter ca. 250 t/h und Drücken unter ca. 140 bar im einfachsten Falle durch die Schwerkraft oder mit Hilfe von einfachen Einbauten, vgl. Abb. 7.21.

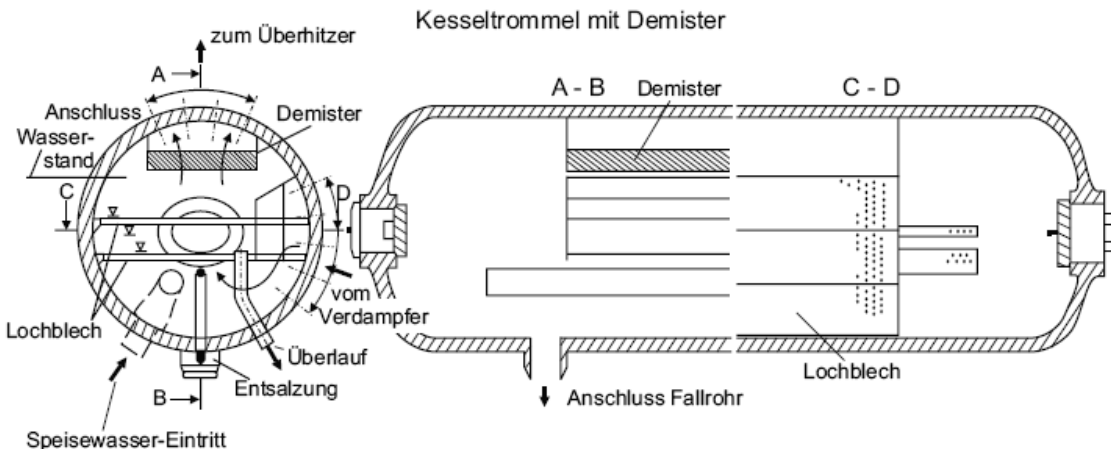


Abbildung 7.21. oben (aus Strauss, „Kraftwerkstechnik“) Trommelbauarten. Oben ist eine Trommel fuer Anlagen mit Drücken bis ca. 150 bar dargestellt, die zur Unterstützung der Dampfabscheidung Lochbleche zur Vermeidung einer Wellenbildung und Tropfenfänger (Demister) besitzt.

Die Einbauten müssen so ausgeführt sein, dass das abgeschiedene Wasser frei in den Wasserraum ablaufen kann und nicht von anderen Dampfstrahlen wieder aufgewirbelt wird. Für eine gute Abscheidung muss eine ausreichend grosse Trennfläche zwischen der Wasser- und Dampfphase zur Verfügung stehen. Die Geschwindigkeit des aufsteigenden Dampfes muss so gering sein, dass keine Wassertropfen mitgerissen werden. Diese Bedingung verlangt eine Mindestgrösse für den Dampfraum einer Trommel:

$$V_D = \frac{\dot{m}_D}{\rho_D \Delta} \quad (7.17)$$

mit

V_D Größe des Dampfraumes in m^3 ,
 ρ_D Dichte des Satttdampfes in kg/m^3 ,
 \dot{m}_D Dampfmassenstrom in kg/s und

Δ Dampfraumbelastung (\dot{V}_D/V) in s^{-1} .

Für die Dampfraumbelastung liegen Erfahrungswerte vor. Sie hängt wesentlich vom Dampfdruck und von der Speisewasserqualität ab; für die maximal zulässige Dampfraumbelastung gilt die empirische Beziehung

$$\Delta_{\max} = 0,264 \cdot 10^3 p^{-0,7} \lambda^{-0,61} [s^{-1}]. \quad (7.18)$$

Hier ist p der Trommeldruck in bar und λ die elektrische Leitfähigkeit des Kesselspeisewassers in Mikrosiemens pro cm ($\mu S/cm$). Zwischen der Leitfähigkeit und dem Salzgehalt besteht ein direkter Zusammenhang; durchschnittlich entspricht einem Salzgehalt von 1 mg/l ein Leitfähigkeitswert von 2 $\mu S/cm$.

Grundsätzlich nimmt die Abscheidewirkung der Trommel mit zunehmender Dampfraumbelastung ab. Die zulässige Dampfraumbelastung hängt natürlich auch von der Einführung der Steigrohre in die Trommel und den Einbauten ab.

Bei Dampferzeugern für Kraftwerke werden in die Trommel meist kleine Zykclone eingebaut, die die Wasser/Dampftrennung zusätzlich unterstützen. Mit solchen Einbauten werden Abscheidegrade von > 98% erreicht, vgl. Abb. 7.21.

Die zulässige Dampfraumbelastung verliert bei dieser Konstruktion ihre Bedeutung. Der Trommeldurchmesser wird vielmehr durch den Platzbedarf der

Zyklone bestimmt. Bei Kraftwerksdampferzeugern werden bei Trommeldurchmessern von ca. 2 m Leistungen von 50 t/h je Meter Trommellänge erreicht.

Die Zuführung des Speisewassers soll gleichmäßig über die Länge der Trommel erfolgen und darf weiter den Abscheidvorgang in der Trommel nicht stören. Üblicherweise ist die Trommel etwa zur Hälfte mit Wasser gefüllt, wo7.3 Der Verdampfungsprozess 211

bei im Betrieb ein Mindestwasserstand nicht unterschritten und ein Höchstwasserstand nicht überschritten werden darf. Bei zu geringem Wasserstand besteht die Gefahr, daß die Verdampferrohre nicht ausreichend mit Wasser versorgt und damit örtlich überhitzt werden. Bei zu hohem Wasserstand und auch bei starken Wasserstandschwankungen sowie großen Dampfenahmen kann Wasser aus der Trommel in die Überhitzer mitgerissen werden. Das Mitreißen von Wasser ist deshalb gefährlich, weil im Trommelwasser Salze gelöst sein können. Diese lagern sich beim Verdampfen in den Überhitzerrohren ab; durch die Isolierwirkung der Ablagerungen wird das Rohrmaterial an diesen Stellen langsam überhitzt und kann schließlich reißen.

Bei der Konzeption der Wasserstandsregelung ist zu beachten, daß es durch die erhöhte Einspeisung von unterkühltem Speisewasser in die Trommel zu einer Kondensation von im Trommelwasser vorhandenen Dampfblasen kommt.

Dadurch kann es unter gewissen Randbedingungen zu einer Umkehr der Niveaubewegung kommen: Bei einer Erhöhung des Speisewasserstromes sinkt der Wasserspiegel zunächst und beginnt erst nach einer gewissen Zeit anzusteigen.

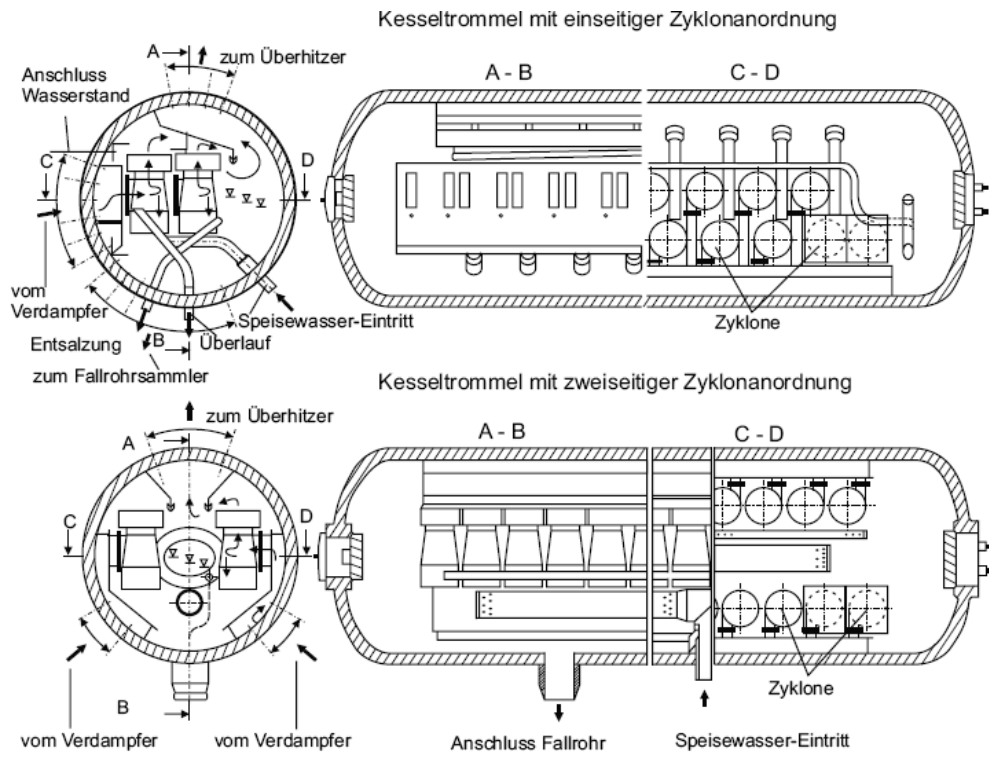
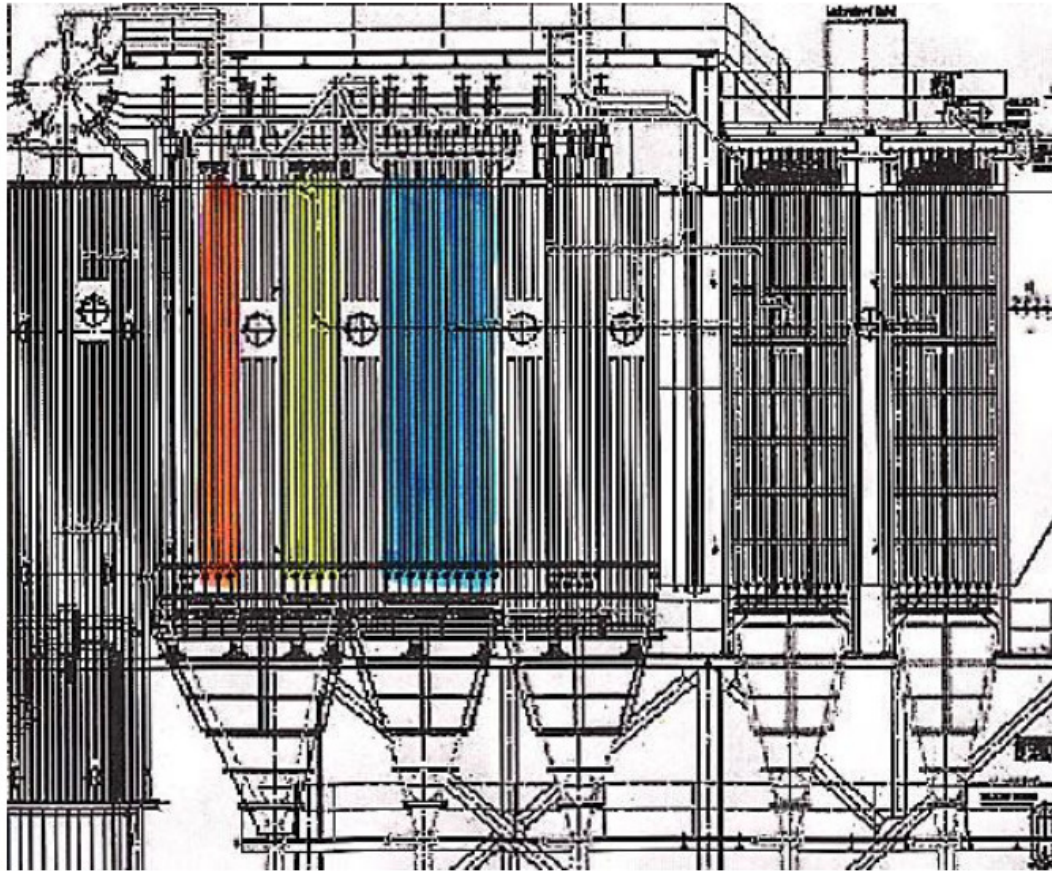


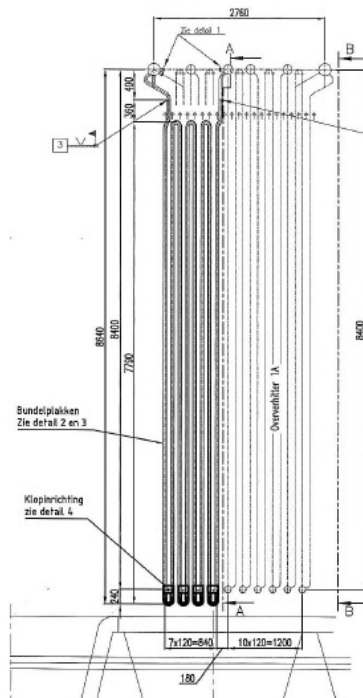
Abbildung 7.21. unten (aus Strauss, „Kraftwerkstechnik“)
 ...Die beiden anderen Ausführungen werden für Drücke größer oder ca. 150 bar verwendet, wobei zur Unterstützung der Wasserabscheidung Zykclone und Leitbleche eingebaut sind

Überhitzer

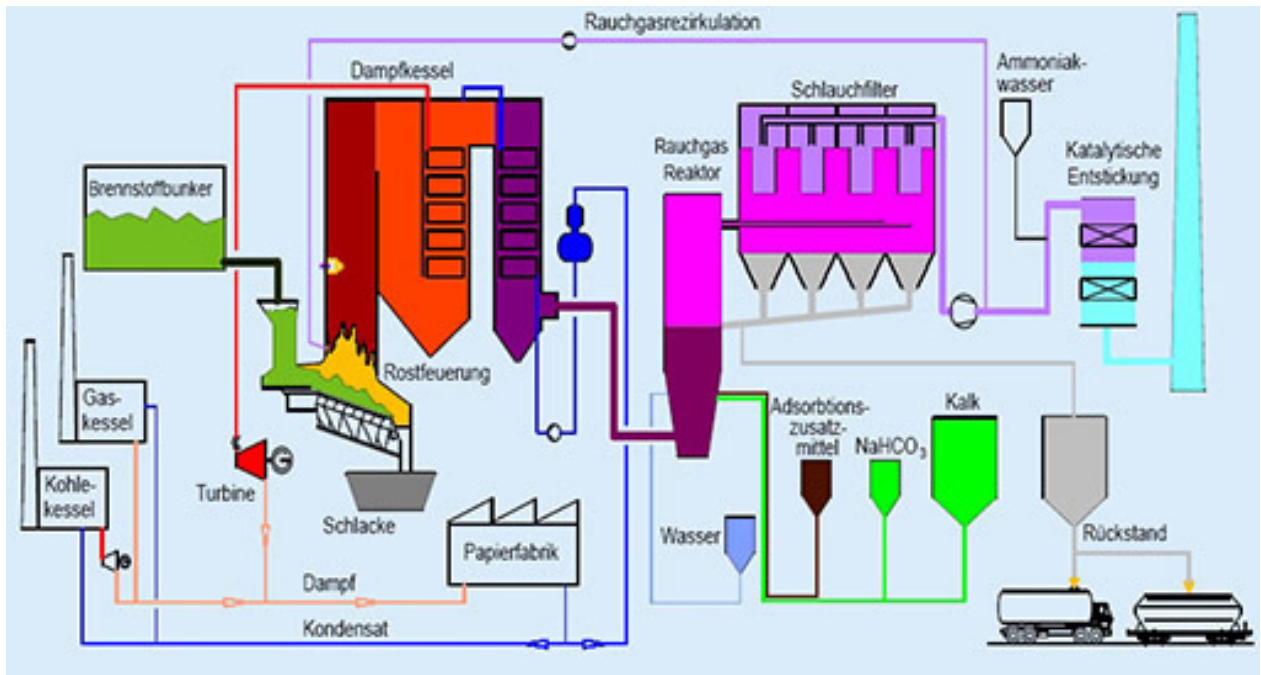
Anordnung der Überhitzer (2 rot, 1B gelb, 1A blau)



Konzept des Überhitzers 1A (seit Jan.'09 installiert)



Rauchgasreinigung



Das Folgende ist [Seier 1999], einer Studie des Forschungszentrums Karlsruhe (FZK) zu Kleinmüllverbrennungsanlagen, entnommen.

4.6.1 Destruction of organic pollutants by afterburning in two moves (because of 2 seconds residence time of the flue gas) + addition of 25% ammonia for destruction of NO_x (at 850-950 ° C) in the combustion chamber

Zerstörung organischer Schadstoffe durch Nachbrennkammer in zwei Zügen (wegen 2s Verweilzeit des Rauchgases) + Zugabe von 25%iges Ammoniak zur Zerstörung von NO_x (bei 850-950°C) in der Nachbrennkammer

Die Nachbrennkammer muß so gestaltet sein, daß die Verweilzeit der Rauchgase in der Nachbrennkammer gemessen ab der letzten Sekundärluftzugabe mindestens 2 Sekunden beträgt. Die Temperatur muß mindestens 850 °C betragen. Diese in der 17. BImSchV festgelegten Anforderungen müssen auch für Volumenelemente des Rauchgases erfüllt werden, die sich schneller als mit der mittleren Rauchgasgeschwindigkeit bewegen. Eine Verweilzeit von 2 Sekunden und eine Temperatur von 850 °C werden als ausreichend zur Zerstörung organischer Schadstoffe angesehen. Um eine für eine Kleinanlage ungünstig hohe Nachbrennkammer zu vermeiden, wird sie in zwei Zügen mit einer Umlenkung um 180 ° ausgeführt.

Zum Abbau von Stickstoffoxiden wird 25 %-iges Ammoniakwasser mit Hilfe von Druckluft durch Zweistoffdüsen in den Rauchgasstrom eingedüst. Das optimale Temperaturfenster für die Reaktionen des Ammoniaks mit den Stickstoffoxiden (SNCR-Verfahren) liegt zwischen 850 °C und 950 °C und befindet sich damit in der Nachbrennkammer.

Rostascheaustrag

Die auf dem Rost erzeugte Asche wird von der dritten Roststufe per Schieber in einen Schacht befördert, der in das Wasserbad eines Naßentschlackers mündet. Dort wird die Asche gelöscht. Ein Kratzkettenförderer transportiert die Asche vom Boden des Naßentschlackers in einen Aschecontainer, in dem sie für den Abtransport gesammelt wird.

Abhitzeessel

Die Nutzung des Wärmeinhalts des Rauchgases erfolgt in einem Abhitzeessel. Als Abhitzeessel ist ein mehrzögiger Rauchrohrkessel mit einer Vorschaltheizfläche und einem Überhitzer vorgesehen. Die Wasserrohre der Vorschaltheizfläche sind in die Nachbrennkammer eingebaut und nehmen einen Teil der Rauchgaswärme auf, bevor das Rauchgas in die Rohre des Rauchrohrkessels tritt. Der Überhitzer wird in die Umlenkammer zwischen dem ersten und zweiten Zug des Rauchrohrkessels eingebaut.

Mit dieser Kesselbauweise erreicht man Dampfparameter von 28 bar und 380 °C. Diese Dampfparameter sind für die Aufgabe der Kraft-Wärme-Kopplung, bei der es um die Erzielung eines hohen Gesamtnutzungsgrades geht, ausreichend. Höhere Dampfparameter erlauben höhere elektrische Wirkungsgrade, erfordern aber den Einsatz eines reinen Wasserrohrkessels, der die Investition für eine Kleinanlage wesentlich erhöhen würde.

In den rauchgasdurchströmten Rohren des Kessels und in den Umlenkungen zwischen den Zügen kann es zu Ablagerungen von Flugasche kommen. Daher müssen diese Stellen in regelmäßigen Abständen gereinigt werden und entsprechend leicht zugänglich gestaltet sein.

4.6.2 Actual flue gas cleaning

Eigentliche Rauchgasreinigung

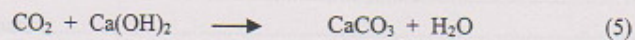
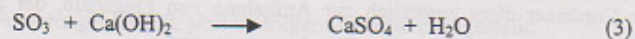
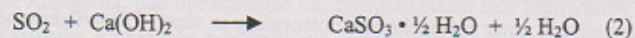
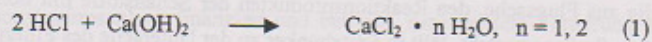
Rauchgasreinigung

Als für Kleinanlagen zu energetischen Verwertung geeignetes Verfahren zur Rauchgasreinigung wird die konditionierte Trockensorption angesehen. Bei diesem Verfahren wird das Rauchgas nach Verlassen des Kessels in einen *Sprühkühler* geleitet, in dem Wasser sehr fein verdüst wird. Durch die Befeuchtung des Rauchgases werden die Reaktionsbedingungen für die nachgeschaltete Trockensorption wesentlich verbessert. Gleichzeitig wird das Rauchgas auf eine für die Trockensorption optimale Temperatur um 140 °C abgekühlt. Das versprühte Wasser soll vollständig verdampfen. Dazu wird der Sprühkühler so gestaltet, daß der Wassereindüsung eine Verdampfungsstrecke ohne Umlenkungen folgt. Abwasser fallen im Sprühkühler wie in der gesamten Rauchgasreinigung nicht an.

Zusätzlich zur Wassereindüsung wird im Sprühkühler dem Rauchgas das Sorbens zugegeben, das aus eine Mischung aus Kalkhydrat, $\text{Ca}(\text{OH})_2$, und Aktivkoks besteht. Das Sorbens wird bereits als Mischung angeliefert und im Sorbenssilo gelagert. Die Korngrößenverteilungen der beiden Bestandteile sind so aufeinander abgestimmt, daß eine Entmischung vermieden wird.

Nach einer Mischstrecke wird der beladene Rauchgasstrom auf die Kammern eines *Gewebe-filters* verteilt. Der Gasstrom tritt durch das Filtermaterial, während Flugstaub und das mitgetragene Sorbens auf der Filteroberfläche abgeschieden werden. Dadurch baut sich auf der Filteroberfläche eine Filterhilfsschicht auf, die die Filterwirkung des Gewebes unterstützt. Materialien für das Gewebe sind Nadelfilze aus aromatischem Polyamid (temperaturbeständig bis 180 °C), PTFE (beständig bis 250 °C) oder GoreTex® (beständig bis 250 °C).

Die Reaktionen der Schadstoffe im Rauchgas mit dem Sorbens laufen überwiegend in der Filterhilfsschicht ab. Saure Schadgase reagieren nach den folgenden Bruttoreaktionsgleichungen mit dem Kalkhydrat:



Die Einbindung des HF und des HCl nach Reaktion (1) und (4) verläuft gegenüber der Einbindung des SO₂ nach Reaktion (2) energetisch bevorzugt. Für diese Schadstoffe wird auch ohne Befeuchtung des Rauchgases eine hohe Abscheideleistung erreicht. Für SO₂ erreicht man dagegen erst durch die im Sprühkühler vorgenommene Befeuchtung des Rauchgases eine ausreichende Abscheideleistung. Zur Erklärung der Verbesserung der SO₂-Abscheidung geht man davon aus, daß der Wasserdampf im Rauchgas eine Hydrathülle um die Partikel des Sorbens bildet, die den Übergang des SO₂ aus der Gasphase auf die Partikeloberfläche begünstigt.

Die Reaktivität des CO₂ (Reaktion (5)) gegenüber dem Kalkhydrat ist wiederum kleiner als die des SO₂. Da die Konzentration des CO₂ aber wesentlich höher als die der Schadstoffe HCl, SO₂ und HF ist, führt die Reaktion (5) dennoch zu einer Umwandlung eines Teils des Kalkhydrats zu Calciumcarbonat. Diese Reaktion ist unerwünscht, da sie zu einem Sorbensverbrauch führt. Unter Einbeziehung der CO₂-Emissionen bei der Herstellung von Kalkhydrat stellt die CO₂-Einbindung keine Umweltentlastung dar: Kalkhydrat wird mit hohem Energieaufwand durch das Brennen von Kalkstein (CaCO₃) unter Abspaltung von CO₂ hergestellt.

Schwermetalle und organische Schadstoffe, u. a. polychlorierte Dibenzodioxine und -furane, reagieren nicht mit dem Kalkhydrat. Sie werden vom Aktivkoks adsorbiert. Die Rohgaskonzentration dieser Schadstoffe und die geforderte Abscheideleistung bestimmen den Anteil des im Vergleich zum Kalkhydrat teureren Aktivkoks im Sorbens. Übliche Zusammensetzungen liegen bei 97 % Kalkhydrat und 3 % Aktivkoks. Als Aktivkoks wird üblicherweise der aus Braunkohle sehr günstig herstellbare Herdofenkoks verwendet.

Für eine ausreichende Abscheidung ist neben der Feuchte des Rauchgases die Temperatur im Gewebefilter entscheidend. Gute Ergebnisse werden in einer Müllverbrennungsanlage erzielt, deren Gewebefilter bei einer Temperatur von 142 °C bis 145 °C betrieben wird (vgl. /Metschke et al. 1997/). Die Grenzwerte der 17. BImSchV werden dort sicher eingehalten.

Durch die Abscheidung von Staub und Sorbens auf der Oberfläche des Gewebes wächst die Dicke der Filterhilfsschicht kontinuierlich an. Um den Druckverlust über den Gewebefilter zu begrenzen, wird der Filter in regelmäßigen Abständen durch Druckluftstöße gereinigt. Die Filterhilfsschicht, die aus Flugasche, den Reaktionsprodukten der Schadstoffe mit dem Sorbens und unreaktiertem Sorbens besteht, fällt in Spitzbunker an der Unterseite des Filtergehäuses. Von dort werden sie mit einer Schnecke zur Entsorgung in einen *Filterrückstandscontainer* gefördert. Der Container dient zusätzlich zur Aufnahme von Flugstaub, der aus dem Kessel, dem Sprühkühler und den Rauchgaskanälen abgezogen wird.

Saugzuggebläse

Das gereinigte Rauchgas wird durch ein Saugzuggebläse zum Kamin gefördert. Regelgröße für das Saugzuggebläse ist der Unterdruck im Feuerraum.

Kamin

Das gereinigte Rauchgas wird durch einen Kamin in die Atmosphäre geleitet. Im Kamin bzw. im Rauchgaskanal zwischen Saugzug und Kamin befinden sich die in der 17. BImSchV vorgeschriebenen Meßstellen zur Überwachung der Reingaskqualität. Die Meßdaten werden auf einem verplombten Computer gespeichert und der Überwachungsbehörde zur Verfügung gestellt. Die Reingaskonzentrationen müssen den Anforderungen der 17. BImSchV entsprechen.

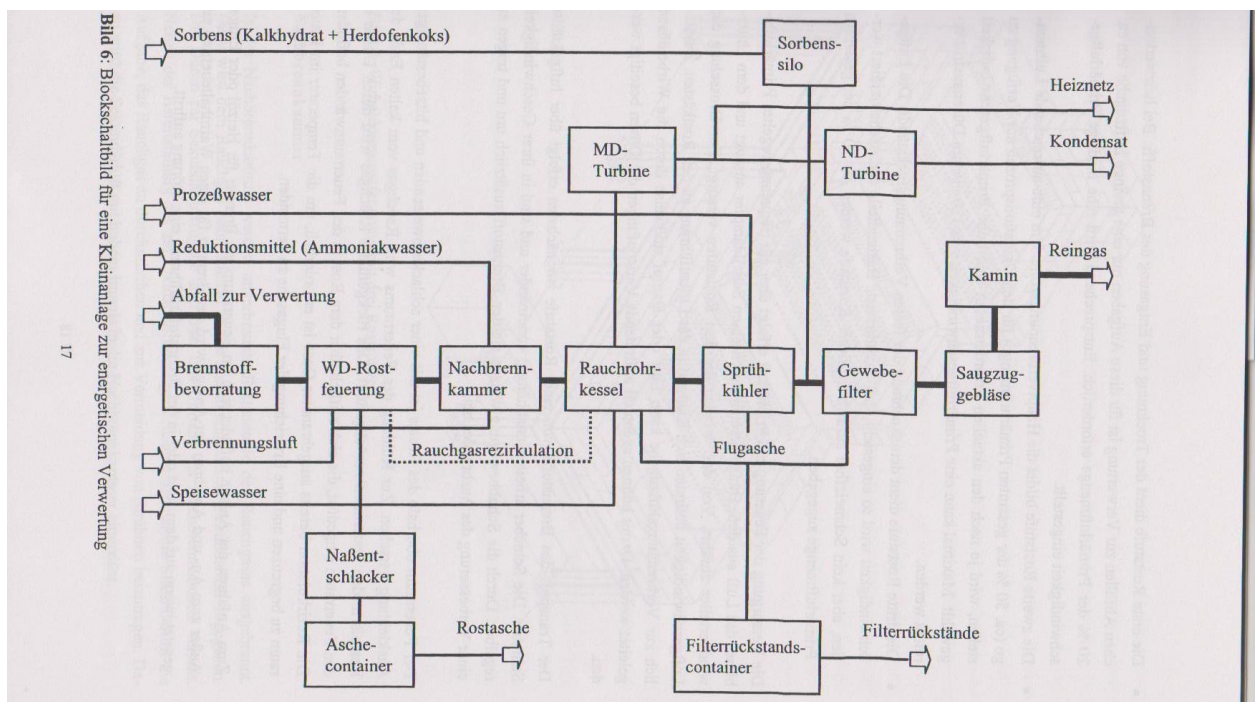
Energienutzung

Der im Rauchrohrkessel erzeugte und auf 380 °C überhitzte Dampf wird in einer MD-Turbine auf einen Druck von 2,5 bar entspannt. Dabei wird elektrische Energie erzeugt. Der Abdampf aus der MD-Turbine kann zu verschiedenen Zwecken eingesetzt werden. Besteht Bedarf an einer Fernwärmeerzeugung, wird der Dampf in einen entsprechenden Wärmetauscher geleitet. Besteht kein Bedarf an Fernwärme oder ist der Bedarf geringer als die im Abdampf der MD-Turbine enthaltene Energie, wird der Dampf ganz oder teilweise in eine ND-Turbine geleitet, die an einen Kondensator angeschlossen ist. Diese Schaltung besitzt den Vorteil, daß auf Schwankungen der Wärmenachfrage flexibel reagiert werden kann, ohne daß die Feuerung in ihrer Fahrweise beeinflußt wird.

3.2 Technische Daten

4.7 دراسة عن المحارق الصغيرة: أصغر نظام اقتصادي حوالي 5 ملايين يورو، 2 ميغاوات الطاقة الكهربائية / FZK study on small incinerators: smallest economic system / approximately EUR 5 million, 2 megawatts electrical power

FZK-Studie zu Kleinmüllverbrennungsanlagen: kleinste wirtschaftliche Anlage ca. 5 Mio. EUR, 2 MWel. Aus [Seier 1999]:



- Die erste Roststufe dient der Trocknung und Entgasung des Brennstoffs. Bei heizwertreichen Abfällen zur Verwertung ist für diese Aufgaben nur eine geringe Luftzugabe von ca. 20 % der Primärluftmenge erforderlich. Entsprechend wird eine niedrige Primärluftgeschwindigkeit eingestellt.
- Die zweite Roststufe bildet die Hauptverbrennungszone. Um eine ausreichende Luftmenge (ca. 50 % der gesamten Primärluftmenge) für den Oxidationsprozeß zur Verfügung zu stellen, wird je nach den aktuellen Erfordernissen eine hohe Primärluftgeschwindigkeit gewählt. Maximal kann eine Primärluftgeschwindigkeit von 120 m/s am Düsenaustritt erreicht werden.
- Die dritte Roststufe dient dem Ausbrand der festen Verbrennungsrückstände. Die Luftgeschwindigkeit wird so eingestellt, daß unverbrannte Bestandteile der Asche oxidiert werden, aber kein Schmelzfluß auftritt. In dieser Roststufe werden ca. 30 % der gesamten Primärluftmenge zugegeben.

Die Versorgung der Feuerung mit Primärluft erfolgt über ein frequenzgeregeltes Primärluftgebläse, das Luft aus dem Bunkerbereich durch einen Schalldämpfer ansaugt und dem Unterwindverteiler zuführt. Von dort werden die drei Roststufen versorgt. Zur Drosselung der Luftgeschwindigkeit befinden sich Klappen in der Luftzuführung zu den Rostkästen. Zusätzlich zur Verbrennungsluftzugabe kann Luft oder Dampf stoßweise durch die Wirbeldüsen geleitet werden. Damit können eventuell auftretende Verstopfungen der Düsen beseitigt werden.

Der Transport des Brennstoffs von einer Roststufe zur nächsten erfolgt über luftgekühlte Schieber. Die Schieber arbeiten unabhängig voneinander und sind in ihrer Geschwindigkeit regelbar. Durch die Schubbewegung wälzen sie den Brennstoff zusätzlich um und tragen zu einer Verbesserung des Ausbrandes bei.

Der Feuerraum oberhalb des Rostes ist mit einer schlackeabweisenden und hitzebeständigen Auskleidung versehen. Zur Kühlung des Feuerraums wird Rauchgas vom kalten Ende des Kessels in den Feuerraum zurückgeführt. Das rückgeführte Rauchgas wird durch Düsen in den Feuerraum eingedüst, die sich seitlich über dem Rost in den Feuerraumwänden befinden. Die Rezirkulation bereits ausgebrannter Gase ist erforderlich, um die Temperatur im Feuerraum zu begrenzen und eine Erweichung der Flugasche zu vermeiden.

Zum Anfahren der Anlage befindet sich im Feuerraum ein Brenner für Heizöl oder Erdgas. Außer zum An- und Abfahren der Anlage wird der Brenner für einen Warmhaltebetrieb eingesetzt, wenn auf dem Rost oder in der Brennstoffzuführung eine Störung auftritt.

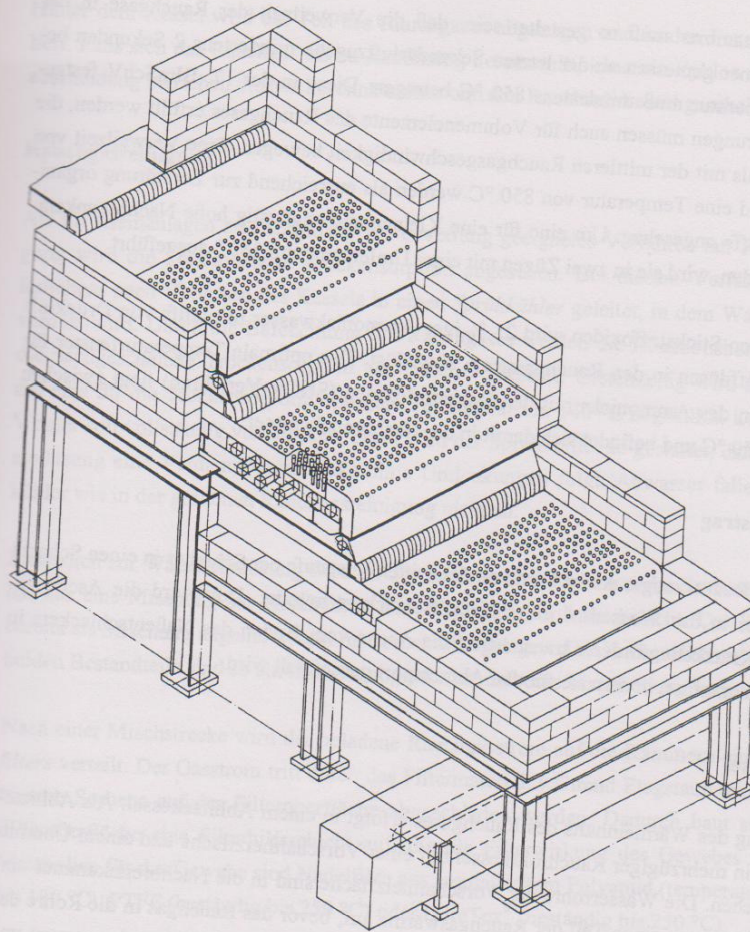


Bild 7: Wirbeldüsenrostfeuerung mit drei Roststufen

Nachbrennkammer

In der Nachbrennkammer werden unverbrannte Bestandteile des Rauchgases ausgebrannt. Dazu wird dem Rauchgas beim Eintritt in die Nachbrennkammer Sekundärluft zugegeben. Die Düsen zur Sekundärluftzugabe sind über den Umfang der Nachbrennkammer verteilt. Neben der Bereitstellung des zur Oxidation benötigten Sauerstoffs hat die Sekundärluft die Aufgabe, das Rauchgas zu durchmischen und zur Vermeidung von Strahlen beizutragen. Dazu wird die Sekundärluft mit hohem Impuls in die Nachbrennkammer eingedüst.

4.8 المحاكاة CFD. توزيع درجة الحرارة في محرقة / CFD (Computational Fluid Dynamics) simulations: temperature distribution in an incinerator

CFD (Computational Fluid Dynamics) - Simulationen: Temperaturverteilung in einer Müllverbrennungsanlage

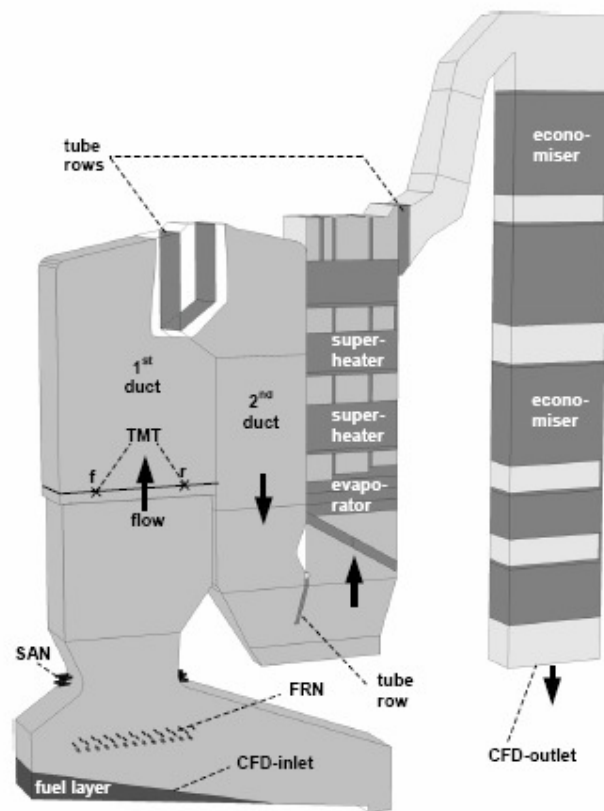
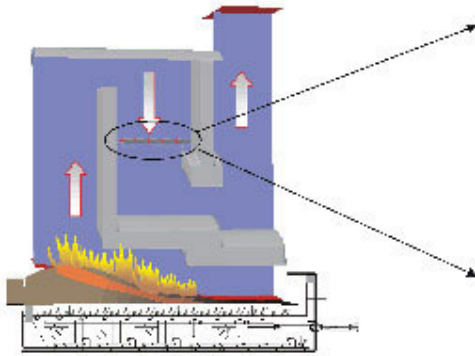
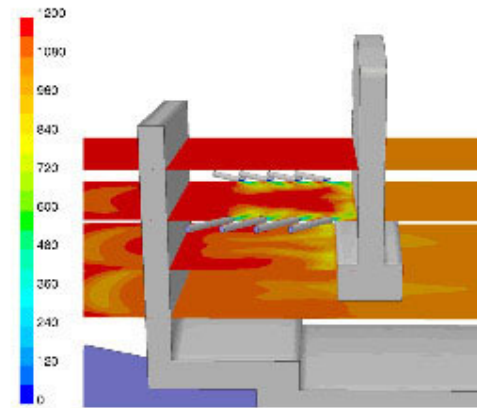
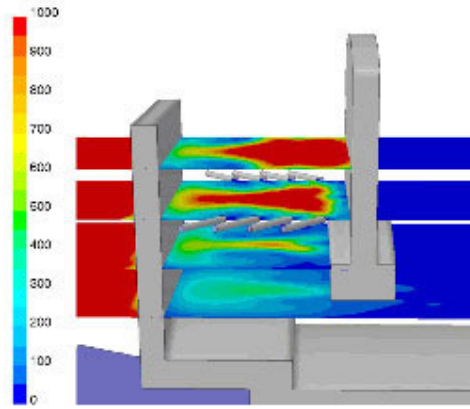


Figure 1: CFD model of the biomass furnace and boiler
Explanations: modeled tube bundles and rows are pictured dark gray; SAN...secondary air nozzles, FRN...flue gas recirculation nozzles, TMT... suction pyrometer temperature measurement traverses

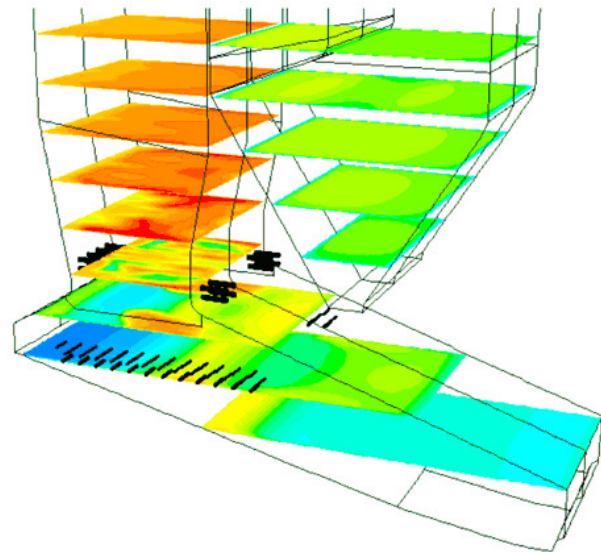
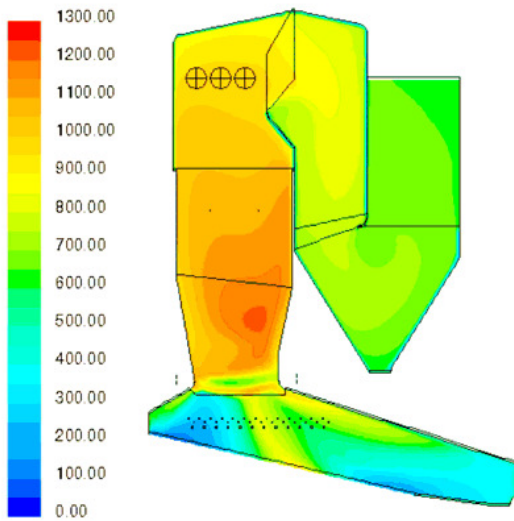
Aus: Scharler et. al. 2004, Advanced CFD analysis of large fixed bed biomass boilers ..., 2nd World Conf...., Rome, 2004



Biomasse-Rostfeuerung ausgerüstet mit einem Flachschrubst



CO-Konzentrationen [v-ppm] (oben) und Temperaturverteilung [°C] (unten) in verschiedenen Querschnitten um die Sekundärluftdüsen



Isoflächen der Rauchgastemperatur [°C] in der Symmetrieebene der Feuerung (links) und in horizontalen Schnittebenen (rechts). Aus: <http://www.bios-bioenergy.at/de/cfd-simulationen.html>

5 تجهيز مكان لتصنيع المحطة الطاقة التجارية في قاعة 200 متر مربع / Factory building

Dez. 2010 – Juni 2011: Renovierung der Werkhalle, Kosten: ca. 7000 EUR

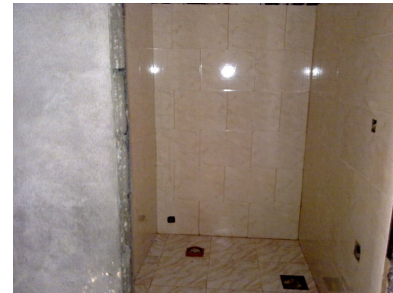
Bereiche der Renovierung:

- Abdeckung von Rohrleitungen an der Decke
- Installation einer weiteren Toilette
- Intallation einer intakten und ausreichenden Wasserversorgung
- Restaurierung der Fliesen

Vor Renovierung:



während Renovierung:

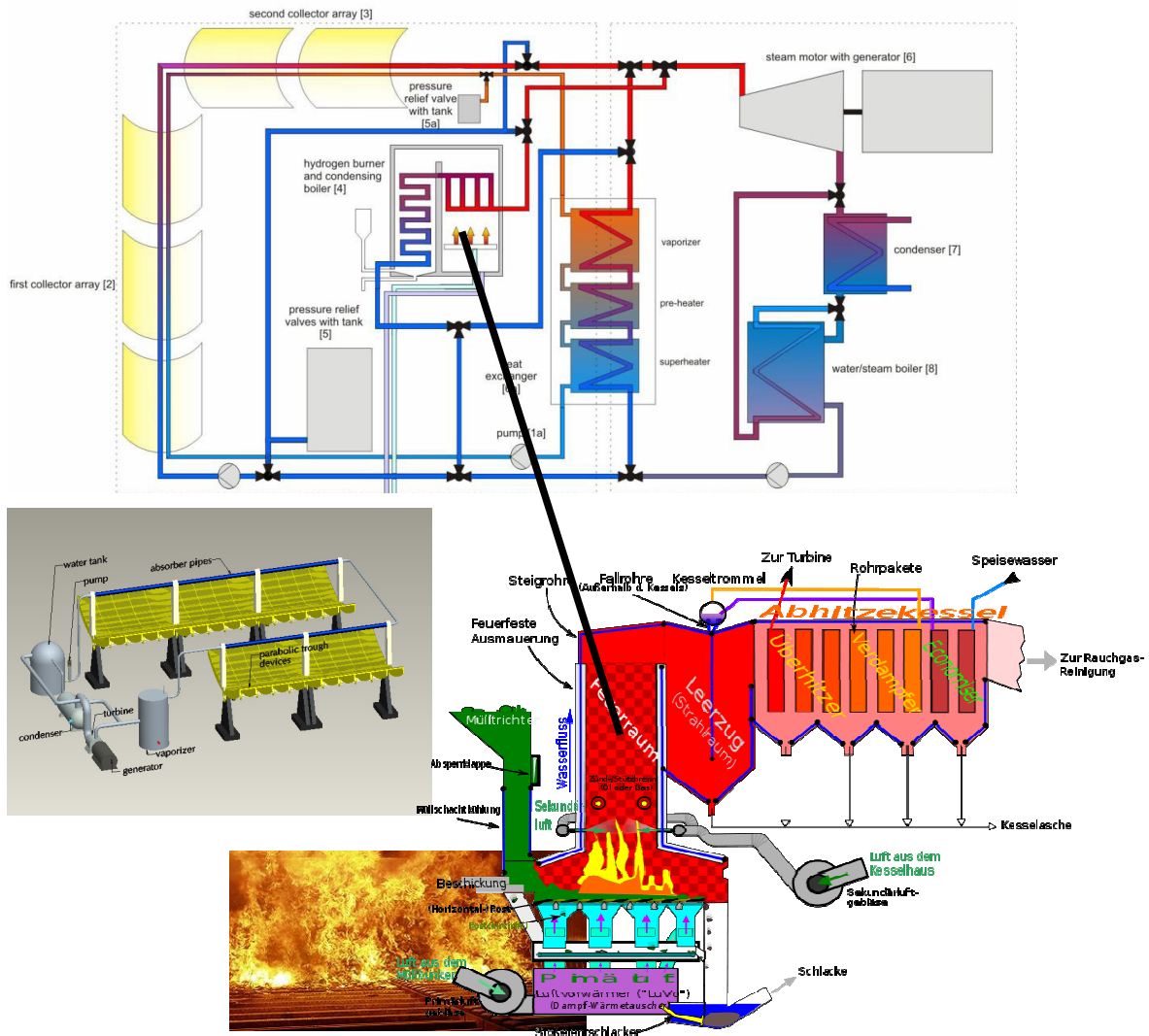


Nach Renovierung: Linke Seite: Computerarbeitsplätze - Rechte Seite: Mechanische Werkstatt für Teststand

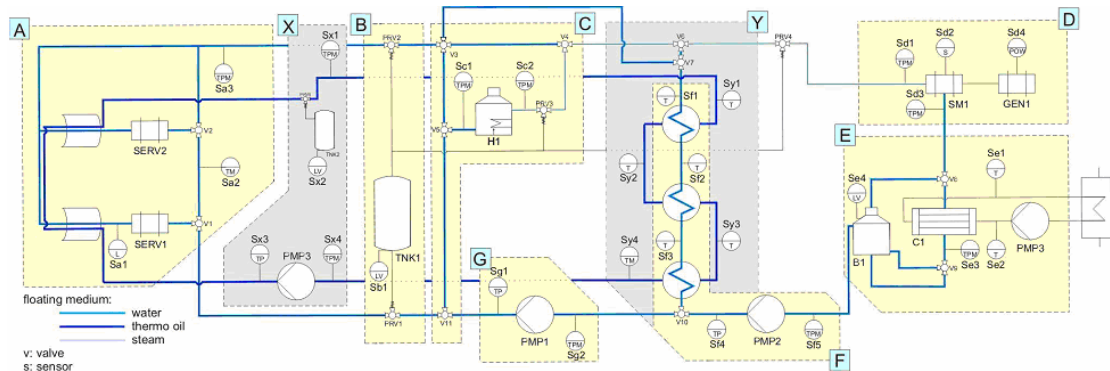


Nutzung der Werkhalle: Juli 2011 – November 2012 (ca. 18 Monate). Renovierungskosten wurden gegen Miete aufgerechnet.

System Analysis: General تحليل النظام: الهيكل العام للمحطة للاختبار في رأسناش / لبنان 6.1
 Structure of the Test Plant in Ras Nhache / Lebanon

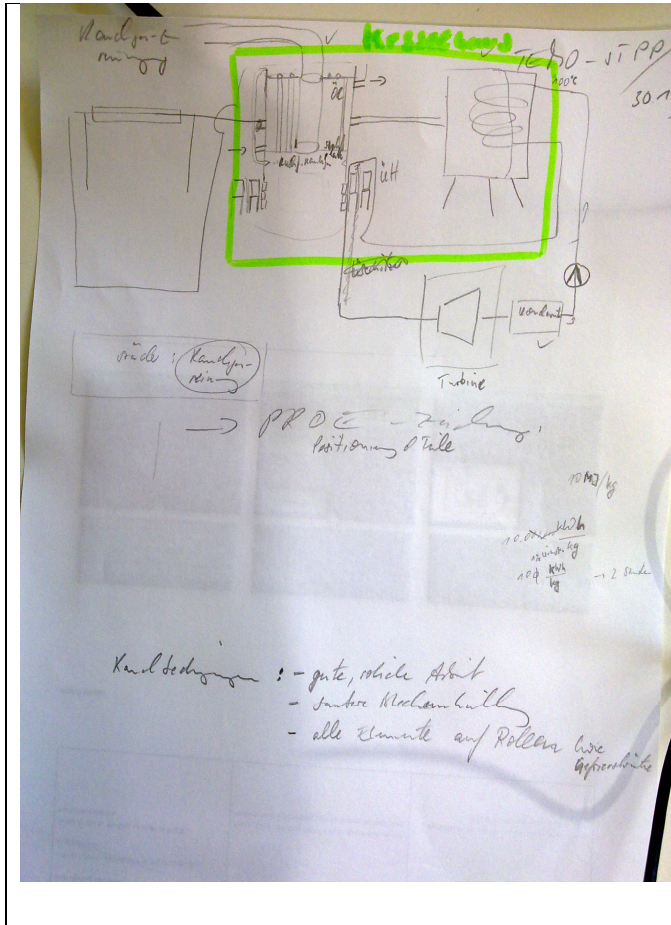


Process Control System



The above diagrams except of the incineration part are from [Mourad et. al. 2010]

6.2.1 Version 30 Jan 2012



- غرفة الاحتراق غازات يعود برودة المداخن (عن طريق فتحات على جانب غرفة الاحتراق).

- يتم احتراق غرفة ارميد. التكاليف متر مربع حوالي 160\$

- هناك حاجة، وغرفة الاحتراق من 1 متر مكعب

- وغرفة الاحتراق يجب ان يقف على ارجل، لأغراض النقل ويمكن بعد ذلك بسهولة تركيب الأدوار تحته. وعلاوة على ذلك، من أجل السماح لتصريف بقايا الحرق في وقت لاحق.

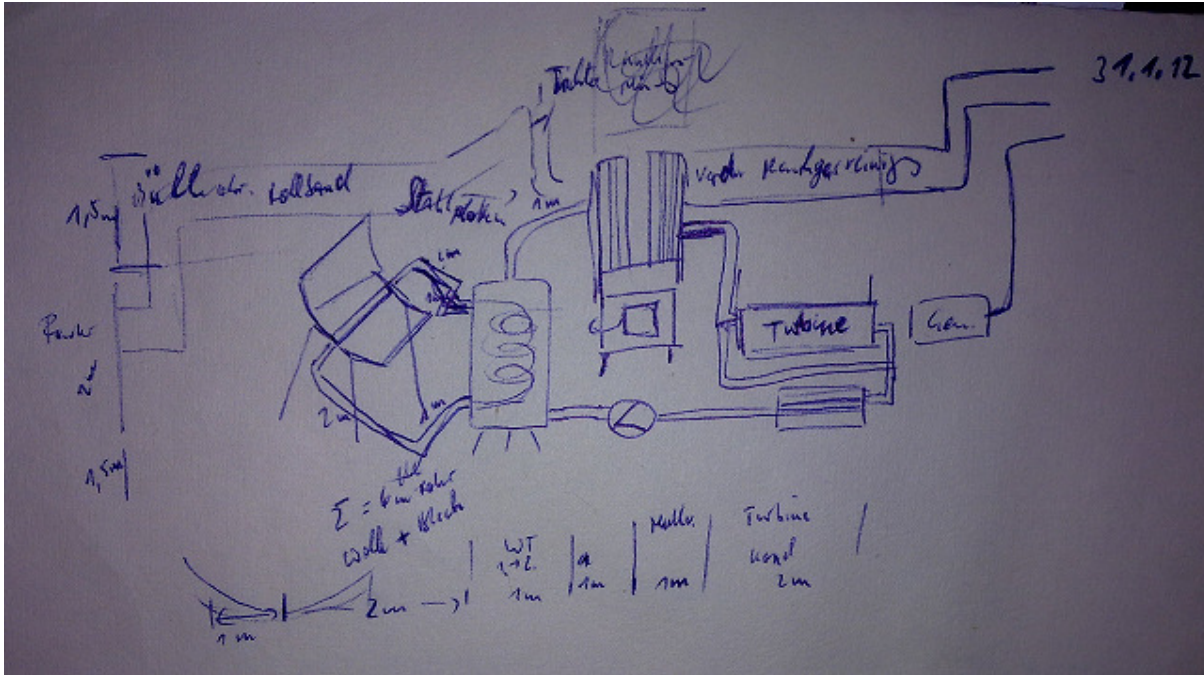
- Combustion chamber returns colder flue gases (by nozzles on the side of the combustion chamber).

- Combustion chamber is made stone. 1 qm costs about 160 USD.

- There is a need, a combustion chamber of 1 cubic meter

- The combustion chamber is to stand on legs, for transportation purposes can then easily be attached below roles. Moreover, in order to allow a later discharge of the slag.

- Brennraum führt kältere Rauchgase zurück (durch Düsen an der Seite der Brennkammer).
- Brennkammer ist aus Backstein. Ein Quadratmeter kostet ca. 160 USD.
- Benötigt wird ein Brennraum von 1 Kubikmeter
- Der Brennraum soll auf Beinen stehen, für Transportzwecke können dann einfach unten Rollen angebracht werden. Ausserdem, um später einen Abfluss der Schlacke zu ermöglichen.



نظام التحكم (PCS)

بناء موقف الأنابيب الشمسية (المقصد من محطة اختبار)

شراء التوربين

جزء الحرق: مبخر + مسخن للبخار

دمج دوائر توليد الطاقة (مخطط)

إدماج المقصد الذي يعمل عن طريق الطاقة الشمسية (مخطط)

6.2.2.1 Primary circuit

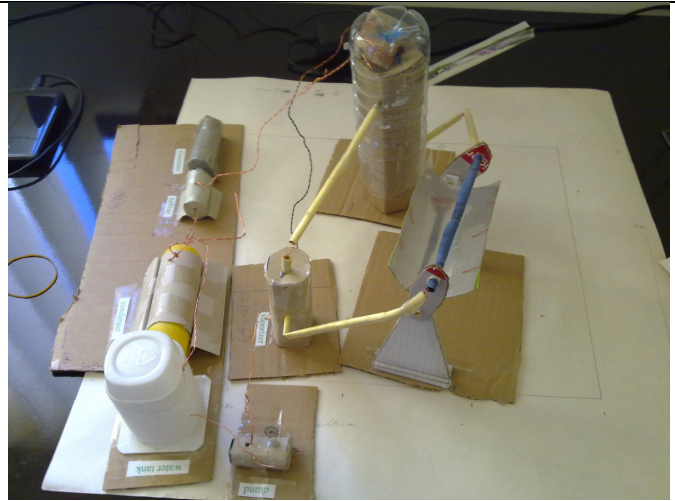
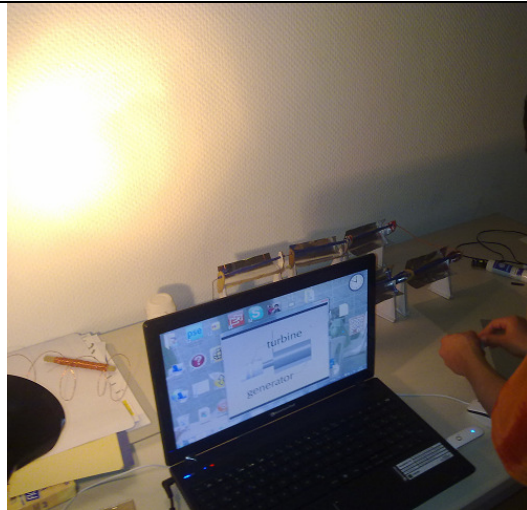
Solarfeld: Zur Vorwärmung (Economizer)

6.2.2.2 Heat exchanger between the primary and secondary circuit

in Rohren das warme Öl, im Grossraum Wasser, welches dadurch vorgewärmt wird



6.2.3 cardboard model



Erstellung des Modells (oben: 24.Jan. 2011, unten: 5.Febr. 2012)

Rechts: Modellversion Febr. 2012. Primärkreislauf (gelb: Ölröhre), links: Sekundärkreislauf.

Entwurf als Flammrohrkessel: Brennraum, in den Deckel muss noch die Öffnung zum Flammrohr gebohrt werden, die Schlacke soll in den Eimer am Ende des Rosts fallen. Der liegende Behälter soll über den Brennraum montiert werden. Höhe insgesamt: $60\text{cm}+180\text{cm}=2,40\text{ m}$.

In den obersten Teil (Kehrwende zw. Falmmrohr und Rauchrohren ist der Überhitzer (Wasserdampf wird von aussen reingeführt)

6.2.4 Version 22 Feb 2012

8.2.12: In Auftrag gegeben:

Eisenbehälter (wie geschlossener Kochtopf) 40cm Durchmesser, Länge: 150 cm

Dieser Kessel soll über das Feuer gehängt werden

1. Schritt: Obiges Gestell als Rahmen

Im oberen Abschnitt (20 cm sollen Überhitzerrohre aus Stahl (1 mm Dicke) kommen

Kosten: 300 USD



Oelbehaelter Kessel (ca. 188 Liter)



6.2.4.1 Primary circuit: waste incineration boiler

Combustion chamber

Geplant im Januar/verworfen

Brennkammer ist aus feuerfeste Backsteinen:

- 10 Sichelförmige 10 cm hohe Backsteine machen einen Kreis mit Innendurchm. 50 cm. Kosten pro Stein: 2,50 USD
- Feuerfester Zement: 40 USD (25 kg)
- Wärmedämmende Wolle: 6m x 100m ca. 70 USD

Händler: Chekka, gegenüber Haupttor der neuen Zementfabrik (Autobahn-Ausfahrt Chekka, links nach Chekka, dann unten auf der alten Strasse nach rechts, ca. 2 km, auf der rechten Seite ist der Laden)

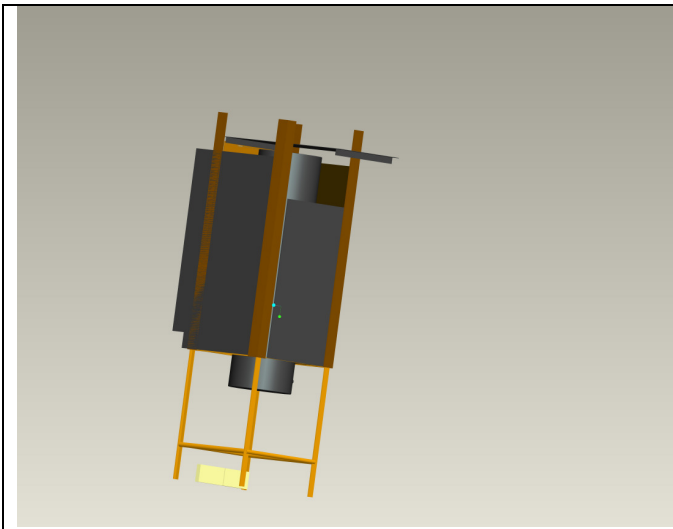
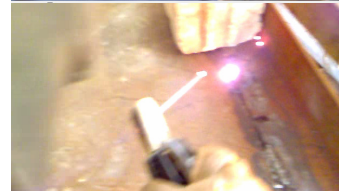
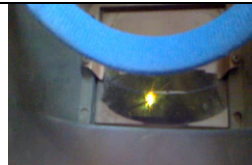


Bild: ProE-Modell des Kessels über der Brennkammer (Gestell + 2 feuerfeste Steine sind davon zu sehen) (6.3.12). Als Platten sind die vorhandenen gebrauchten Platten modelliert.

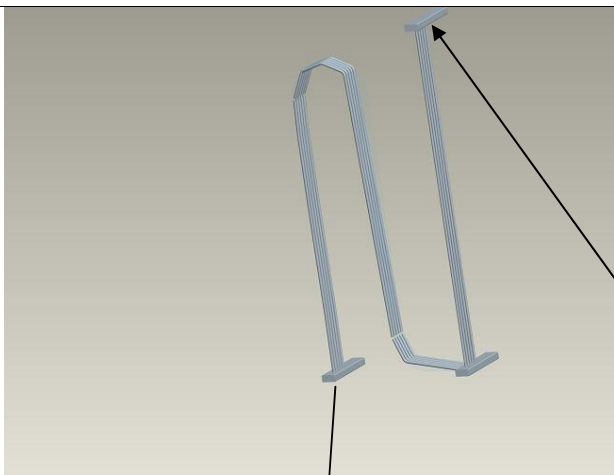
Bild oben rechts: geschweisste Hinterseite des Brennkammerzugs (Zug 1)



Polieren (Rost entfernen) vor dem Schweißen und Schweißen

Bild: Oberteil Zug 1

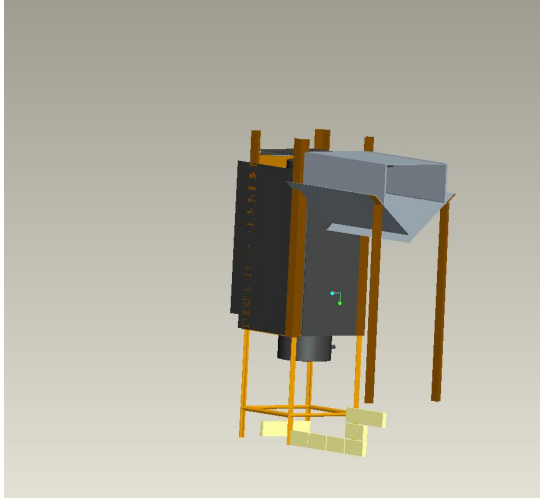
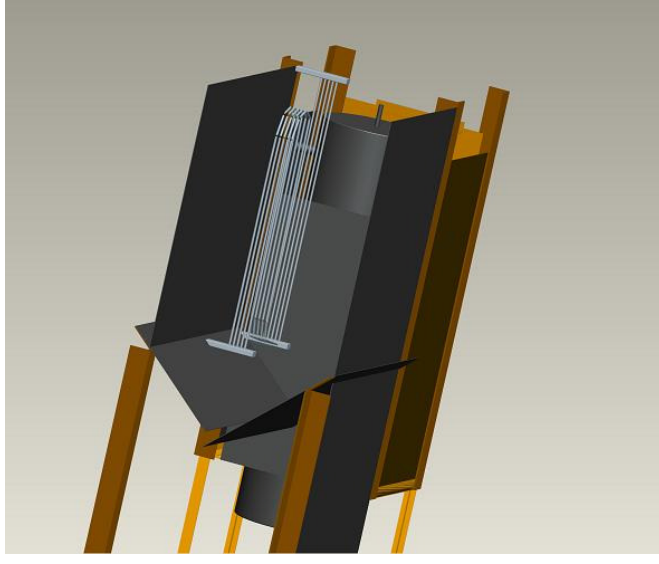
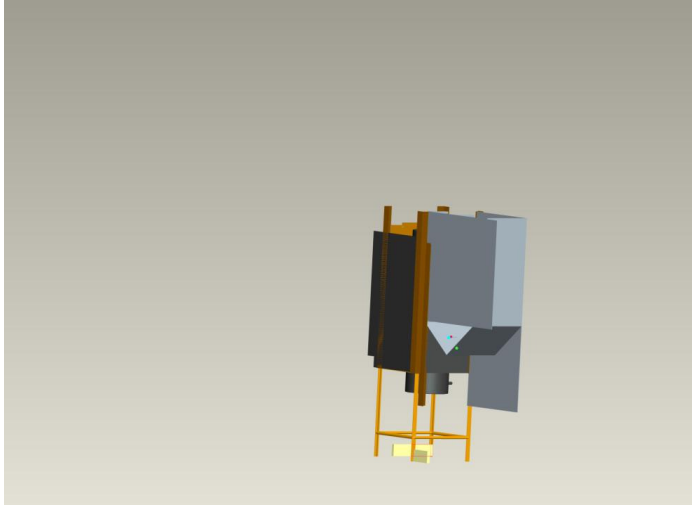
Overheater



Überhitzer: Rohrgitter

Dampf vor dem Überhitzen

Austritt des überhitzten Dampfes

	
Version 1	Version 2 (15.3.12) mit Rohrgitter
	<p>Version 3 (16.3.12)</p> <p>ProE-Modell von Zug1 (Brennkammer) + Zug2 (Überhitzer) mit Verlängerung des Brenngangs berandet mit feuerfesten Ziegeln</p>

6.2.4.2 Flue gas cleaning

Is not a part to be manufactured in this project phase.

6.2.4.3 Material for boiler and pressure vessel steel plate

Material für Dampfkessel- und Druckbehälterstahlplatte

4 mm Baustahl (Structural Steel) (kann mindst. 32 bar aushalten)

Spitzenmaterial 16Mo3 Dampfkessel- und Druckbehälterstahlplatte

Bearbeitung:

Lokomotivkessel (zum Selbstbau):

(http://www.intersteam.de/zubehoer/zb_s81.htm)

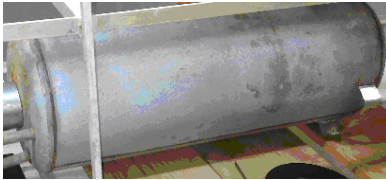
DIN 17155/H II können wir in den Stärken 4,5, 6, 8 mm liefern

DIN 2448, Güte St 3790

6.2.4.4 Turbine

Noch zu besorgen (evtl. die 40 kW Turbine aus Deutschland), in Aleppo werden auch Kleinturbinen hergestellt (Aussage von Projekt Manager von der Firma Lahhoud (die das Kraftwerk in Jounieh erstellt hat)

6.2.4.5 Kondensator



6.2.4.6 Specification of incineration heater with rising and falling tubes

Domaten	Steigrohre
Aufsatz 445 mm	7 mm
Kesselraum 37,5 m	5 mm
Überhitzerraum 20 m	0,6 m x 0,8 m x 2,4 m
Steigrohre 20 m	7 mm
Domaten 350	196
	340 USD (nur Steigrohre)

2x 56 Stk } x 2,4 m
2x 42 // } x 2,4 m

20 m hoch
180 bar ✓

Vorgehensweise:
Dimensionierung der Steigrohre und Fallrohre entsprechend dem vorhandenen Material. Grundfläche durch Holzbrenner vorgegeben. Höhe der Anlage im ungefähren Verhältnis, so dass es ähnlich dem Domater Werk ist.

Dann Durchführung der Rechnung um zu prüfen, ob die 600 kg/(m² s) unter der 10 bar – Bedingung eingehalten werden kann.

Fallrohre bei TEMO: 30 mm Innendurchmesser

6.2.5 Piece list (dt. Teileliste)

Noch zu besorgen (Stand 27.2.12)

Zweck	Item	Anzahl	besorgt
Überhitzerraum	2,5 m Dreieckstange	2	n
Kesselraum	1,7 m Dreieckstange	4	02.03.2012
Überhitzerraum	2x1 m Stahlplatte 2-3 mm	3(2)	bereits vorhanden vom Februar
Kesselraum	(1,7)2x1 m Stahlplatte 4mm	2	02.03.2012
Schlacken- ausgang	0,5mx0,6m Stahlplatte 2 mm	1	

Vorhandene Platten:

2 mm: 1x1,10



Schweissen der Mülleinlasseinheit



Mülleinlass



Verdampferzug und Mülleinlass



im Bild vorne: Überhitzerzug, hinten: Verdampferzug

6.2.7 May 2012: Tubing of the evaporator + Stand for solar tube (economizer)

Mai 12: Steigrohre des Verdampfers + Ständer für Solarrohr (Economizer)



Es soll Naturumlauf für die Müllverbrennungseinheit implementiert werden.

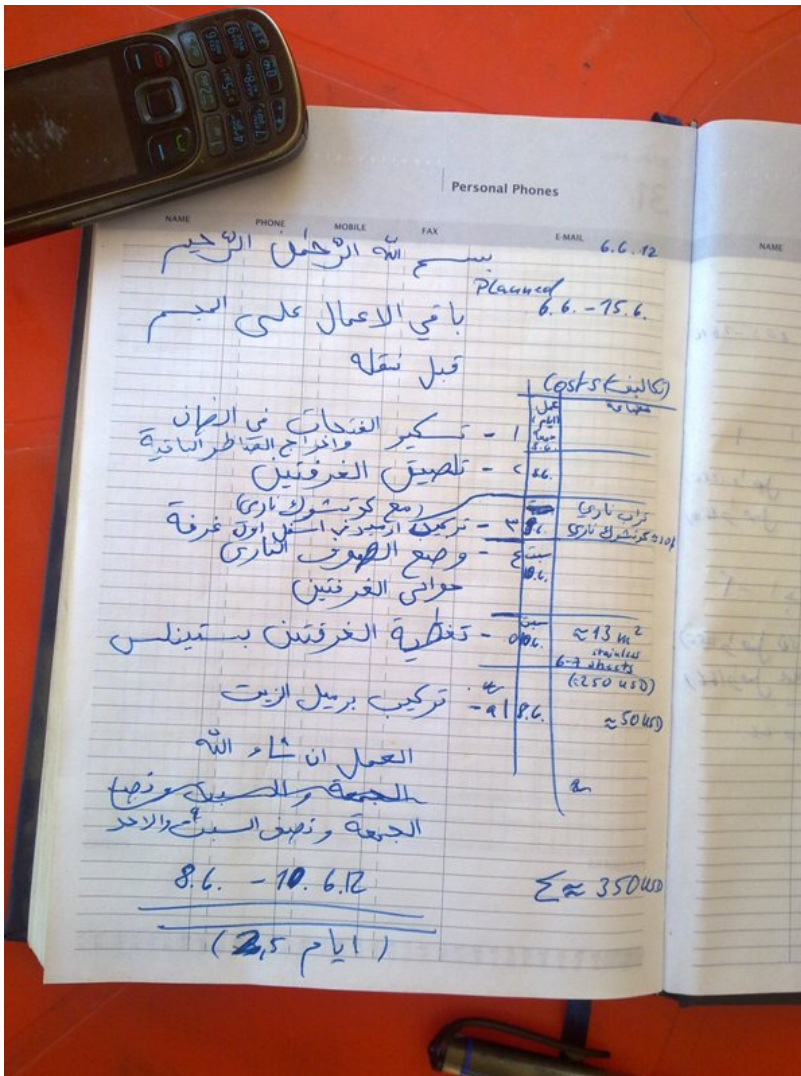


Kosten: 300 EUR

6.2.8 October / November 12: evaporator and superheater hermetically welded and placed on wheels, combustion chamber, thermal insulation

Oktober/ November 12: Verdampferzug und Überhitzerzug luftdicht geschweisst und auf Rollen gebracht, Brennraum, Thermalabdichtung

Eigentlich geplant für Juni:



Es fand eine grosse Verzögerung aufgrund der Unzuverlässigkeit des Schweissers statt.

Geplante Kosten: 350 USD

Tatsächliche Kosten: 400 USD (VZ/ÜZ luftdicht geschweisst, auf Rollen gebracht)

+ 100 USD (Brennraum + Thermalabdichtung)

500 USD (= ca. 420 EUR)

Lehre: Mitarbeiterauswahl ist sehr wichtig.

ID	Name	Start	Finish	Oktober 2012							November 2012											
				Do	Sa	Mo	Mi	Fr	So	Di	Do	Sa	Mo	Mi	Fr	So	Di	Do	Sa	Mo	Mi	
Abdul	Fertigung	29.10.2012	11.11.2012																			
	Verd.zug + Ueberzug luftdicht schweißen, Berandung oben abschleif	29.10.2012	29.10.2012																			
	Primaer(d.h. Oel)kreislauf inkl. Oelspeicher(innerhalb Ueberzug)	10.11.2012	11.11.2012																			
Samir	Montage	28.10.2012	27.11.2012																			
	Verrohrung Sekundaerkreislauf inkl. Wasserspeicher + Pumpe	09.11.2012	09.11.2012																			
	Anbindung Verdampfer/Ueberhitzerzug mit Gummiabdichtung	08.11.2012	08.11.2012																			
	Brennraumumrandung mit Ziegeln	28.10.2012	29.10.2012																			
	Thermalabdichtung (ohne Umhuellung mit Blech)	30.10.2012	30.10.2012																			
	Instrumentierung einbauen (T,p nach Verdampfer)	12.11.2012	12.11.2012																			
	Turbine anbinden	27.11.2012	27.11.2012																			
Samir	Konstruktion	10.11.2012	11.11.2012																			
	Instrumentierung (Sensork+Aktork)	10.11.2012	11.11.2012																			
Samir	Berechnung	14.11.2012	14.11.2012																			
	Erstellung einer Exceltabelle mit Formeln zur Ermittlung der Dampferze	14.11.2012	14.11.2012																			



Luftdichte Rohranbindung am Verdampferzug oben

Verdampferzug und Überhitzerzug auf Rollen gebracht



Verdampferzug und Überhitzerzug luftdicht geschweisst, Brennraum mit Ziegeln (unten)

Brennkammerbau



Thermalabdichtung Beklebung des Randes



Thermalabdichtung Schichtdicke



Anbindung an Rauchgasreinigung



Thermalabdichtung

6.2.9 Mid-November 2012: sheathing the evaporator and superheater train

Mitte November 2012: Bemantelung des Verdampfer- und Überhitzerzuges

Material costs: 20 USD (used Russian steel)

(about 0.5 mm) (steel) 4 الواح 4mx0.8m من حديد

Working (1 person + 1 helper): 12.11.12: 4 hours, 15.12.12: 5 hours





6.3 Procurement of the turbine / شراء التوربين

6.3.1 عروض لتربينات جديدة

Siemens 6.3.1.1

PREISE:

Anz.	Bezeichnung	Pos.	Preis
1	Siemens Dampfturbine SST-060 (ehem. AFA 3,5)	1.1	285.000,00 €
1	Schmier- und Steuerölversorgung (nach STE Standard)	1.1.3	inklusiv
1	Elektronische Drehzahlregelung SC900	1.1.5.1	inklusiv
1	Schnellschluß ST 800	1.1.5.2	inklusiv
1	Fundamentberechnung	1.1.6.2	inklusiv
1	Elastische Kupplung	1.2.1	inklusiv
1	Synchrongenerator	1.2.2	inklusiv
	• 250 kVA, 0,4 kV, 50 Hz, IP23, Wälzlager		
1	Örtliche Bedieneinheit (LP)	1.2.3	inklusiv
2	Automatische Entwässerungseinrichtungen	1.2.6	inklusiv
1	Ölauffangwanne	1.2.8	inklusiv
Total			285.000,00 €

Technical Highlights (contd)**Canopy**

The Steam Turbine Generator is covered with an all weather steel fabricated canopy insulated with glass-wool to reduce the decibels.

Dimensions & Weight

The Complete package weighs 550-750Kgs with a footprint of 2400 x 1000 x 2600 mm.

Due to continuous research and development, we reserve the right to replace / change / modify any of the parts in the equipment. The technical details furnished are as available on date.

Terms of Business

The Prices for different capacity Steam Turbine Generator explained above are –

Turbine Model	V-105	V-110	V-115	V-125	V-150
Power in KW	05	10	15	25	50
Steam Consumption Kgs Per Hour	125	250	375	625	1250
Prices in US Dollars	7,830	11,480	13,680	16,650	27,270
Prices in US Dollars Without ALT + AVR*	6,760	9,270	11,160	13,770	24,300

(*) without Alternator and Automatic Voltage Regulator

For clarifications and more information, please contact –

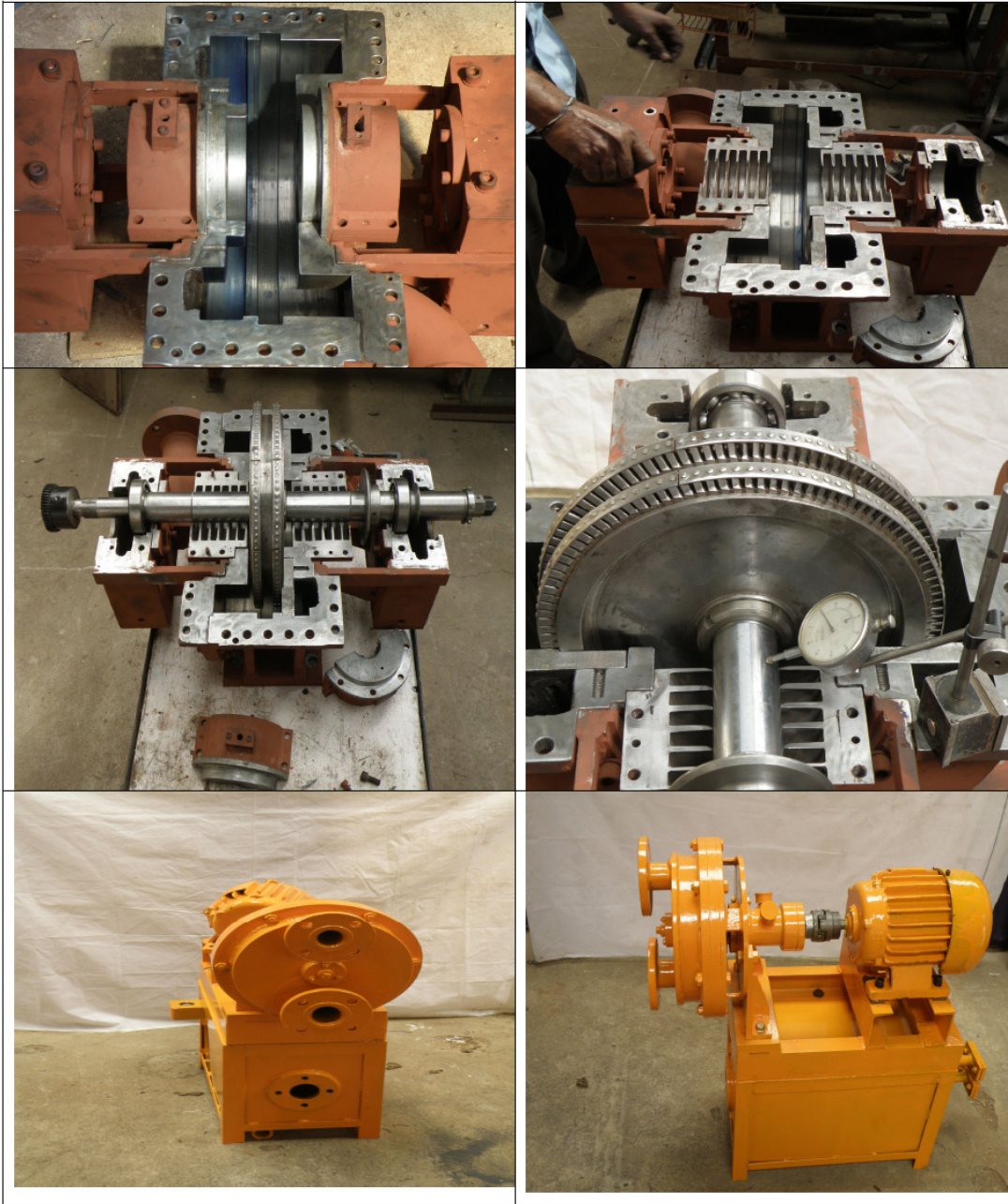
Mizun Consultants & Engineers

142 Green Towers
7C/Sector 23 Dwarka
New Delhi 110077
India.

Phone: + 91 - 11 – 2805 1460
Fax: + 91 - 11 – 4277 8748
Mobile: + 91 - 98108 33380
mizunturbines@ymail.com



'VAMAN-The Midget' Micro Steam Turbine Generator



Top four depicts 10 KW Unit Split Casing, Twin disc Curtis Wheel and run-out checking while mounting.

Lower Two depicts 5 KW Combined Heat & Power Unit



L to R = 5 KW CHP Unit, 30 KW Integral with Gear Box and 10 KW Unit on a Frame with Water Cooled Condenser.



Left – 10 KW Unit specially mounted on a Frame (on request) with Water Cooled Condenser at side.

Right- Water Cooled Condenser, Steam Vent of 10 KW Unit

6.3.2 بحث عن تربين مستعملة / Market search for a used turbine

There exists a market for used power plant peaces. Although for a large power plant for optimizing efficiency is better to have a specified (new) turbine.

There are several suppliers of used turbines, which could be found on the internet.

One example ist Lohrmann in Wiesbaden/Germany. In the following is such an such offer:

For Sale: Used Steam Turbine Generator Sets

**Offer Ref.: STG – 27.68
(1) Steam Turbine Genset, 2,1 MW,
Condensing - Type**

Turbine-Type	Multistage- condensing turbine, with 5 stages		
Manufacturer	Dresser- Rand GAF 5-C		
Year of manufacturing	1996		
Load point	1	2	3 ^d
Live steam pressure	36	36	36 bar abs,
Live steam temperature	350	350	400 °C
Steam flow	14,7	14,7	16,5 t/h
Exhaust pressure nominal	0,5	0,3	0,5 bar abs,
Exhaust temperature	81,3	69	81,3 °C
Rating at terminal	1.981	2.138	2.406 kW

-1) Load (after some slight modification proposed by G&K)

Gear	
Rotation speed	5 000 / 1 500 rpm
Generator	3- phases
Voltage	400 Volt
Power factor	0,80 - 0,95 (adjustable)
Rating	2.750 kVA

Scope of supply

All equipment and auxiliaries for operation as in the existing plant, but without condenser

Condition of the equipment

Plant was shut down 2006 after approx. 40 000 operation hours, due to increased boiler capacity, already dismantled and stored. Maintained regularly according to manufacturer's requirements, so all equipment is in very good condition

Budget Price Euro 340 000 FOB European port

Whilst every care has been taken in the preparation of these particulars the correctness is not guaranteed and they are intended as a guide only and do not constitute any part of a contract

6.3.3 شراء التوربين صغيرة 40kW

From the CEO Alexander Kraus of the company

D&K Anlagen- und Objektservice

Baum- u. Gartenpflege GbR

Am Grünen Hang 14

65594 Runkel

www.allesimgruenenbereich.com

a.kraus@allesimgruenenbereich.com

was privately purchased the turbine. On the internet the turbine was offered for 16.000 EUR. After negotiations the turbine could be purchased some month later for 3.500 EUR.

Kosten:

Verhandlungen wegen Kaufabschluss (3 Anfahrten)	300 EUR
Turbine	3500 EUR
Ölkühler	300 EUR
Lieferung nach Speyer	100 EUR
Transport mit Container nach Libanon (geplant)	1000 EUR
Transport von Südlibanon nach Ras Nhache (geplant)	150 EUR
	5350 EUR

Sales contract June 2012 / 2012 عقد الشراء حزيران

6.3.3.1



Vereinbarung des Kaufabschlusses mit Hr. Bernhard und Hr. Kraus im Juni 12
Rechts: Hr. Bernhard, links: S. Mourad

Used turbine, year of manufacture: 1994

6.3.4 Technical Data of the turbine



Turbinenfabrik Nadrowski GmbH

Auf dem Esch 28 Postfach 102031 Telefax 0521/1085-99 Telex 932440
 33619 Bielefeld 33520 Bielefeld Telef.: 0521/1085-0

Technische Daten für Dampfturbine Nr.: 17.580/93

Baujahr: 1993

Type: C 375-S II

Bauart

- Direkttreibend
- Eingebautes Getriebe
- Separates Getriebe
- Horizontal
- Vertikal

Zeichnungen

Maßzeichnung Nr.: 6950-62
 Schnittzeichnung Nr. (Turbine): 6951-50
 Schnittzeichnung Nr. (Getriebe):
 Regelschema Nr.: 5580-705
 Stromlaufplan Nr.: 5578-451
 Angetriebene Maschine: Pumpe

Leistung

Normal: 40 KW
 Maximal: 45 KW
 Am Generator: --- KW

Läuferdrehzahl

Normal: 2900 min⁻¹
 Maximal: 3335 min⁻¹ *3150*
 Kupplungsdrehzahl: 2900 min⁻¹
 Getriebeübersetzung: i = ---

Drehzahlverstellbereich

+ 5 %
 - 50 %
 Schnellschlußdrehzahl: 3335 min⁻¹
 Kritische Drehzahl
 der Läuferwelle: > 7000 min⁻¹
 Drehrichtung von Turbine auf
 angetriebene Maschine gesehen: C.W

Frischdampfdruck

Normal 14 bar abs
 Maximal --- bar abs

Frischdampf Temperatur

Normal 195 °C Sattedampf
 Maximal --- °C

Zudampfanschluß

Nennweite DN 50
 Nennndruck PN 40
 Dampfsieb für Zudampf

Abdampfdruck

Normal 1,5 bar abs
 Maximal 2,5 bar abs

Abdampf Temperatur

Normal 112 °C
 Maximal --- °C

Abdampfanschluß

Nennweite DN 150
 Nennndruck PN 10

Spez. Dampfverbrauch

Bei norm. Drehz. + Leist. 41,05 kg/KW/h
 Bei max. Drehz. + Leist. 39,66 kg/KW/h
 Düsenventil

Turbinenläufer

Einkränzig
 Curtisrad
 Geschwindigkeitsstufen 2

Schmierung

Spritzölschmierung

Hauptölpumpe

Type: R 25/16 r
 Ausführung: Zahnradpumpe
 Förderleistung 20 Liter/min
 Kraftbedarf 0,75 KW
 Schmieröl DIN 51515 L-TD 46 oder 68

*Dampfverbrauch
 Handbuch
 Besatzkittlich*

Turbinenfabrik J. Nadrowski GmbH, Postfach 102031, 33520Bielefeld			Telefon: 0521/ 1085-0	Telex: 932 440	Telefax: 0521/ 1085-99	Datum: 15.04.97
Stückliste			Typ: C 375-S II	Turbine Nr.: 17.580/93	Schnittzeichnung Nr.: 6951-50	Seite: 11/11
Pos :	Stk. :	Gegenstand :	Typ :	Einzelpreis :	Gesamtpreis :	
215	1	Anschlußkasten zur Turbinenverkabelung, komplett				
220	1	Stabthermometer am Ölkühleraustritt	174 B			
255	1	Temperatur-Regler für Öltemperatur	St-96			
270	1	Elektro-Hilfsölpumpe, komplett, bestehend aus :				
271	1	Zahnradpumpe	R 25/16 r			
272	1	Motor	KPER 90 L 4			
273	1	Kupplung	M 24			
274	1	Laterne				
292	1	Magnetventil 2/2-Wege	182 B			
300	1	Druckschalter für Hilfsölpumpe	FF 4-8			
301	1	Druckschalter für Niedrigöldruck	FF 4-4			
329/1	1	Thermometer für Öltemperatur	PT 100			
Zur Beachtung : Bei Ersatzteilbestellung bitte Positions-Nr. laut obiger Liste sowie Turbinen-Nr. u. Typ angeben.						

6.3.4.1 Supply of the turbine on 8 October 2012 to interim storage in Speyer near Heidelberg

Lieferung der Turbine am 8. Oktober 2012 an Zwischenlager in Speyer bei Heidelberg

Hr. Kraus hat Samir Mourad aus Heidelberg-Pfaffengrund abgeholt und beide sind die Turbine mit einem kleinen Laster nach Speyer gefahren.

Kraus: Öl muss auf ca. 45 °C vorgewärmt werden.

Wichtig, dass kein Lagerschaden passiert:

Zu tun: Lager auseinandernehmen und kontrollieren!

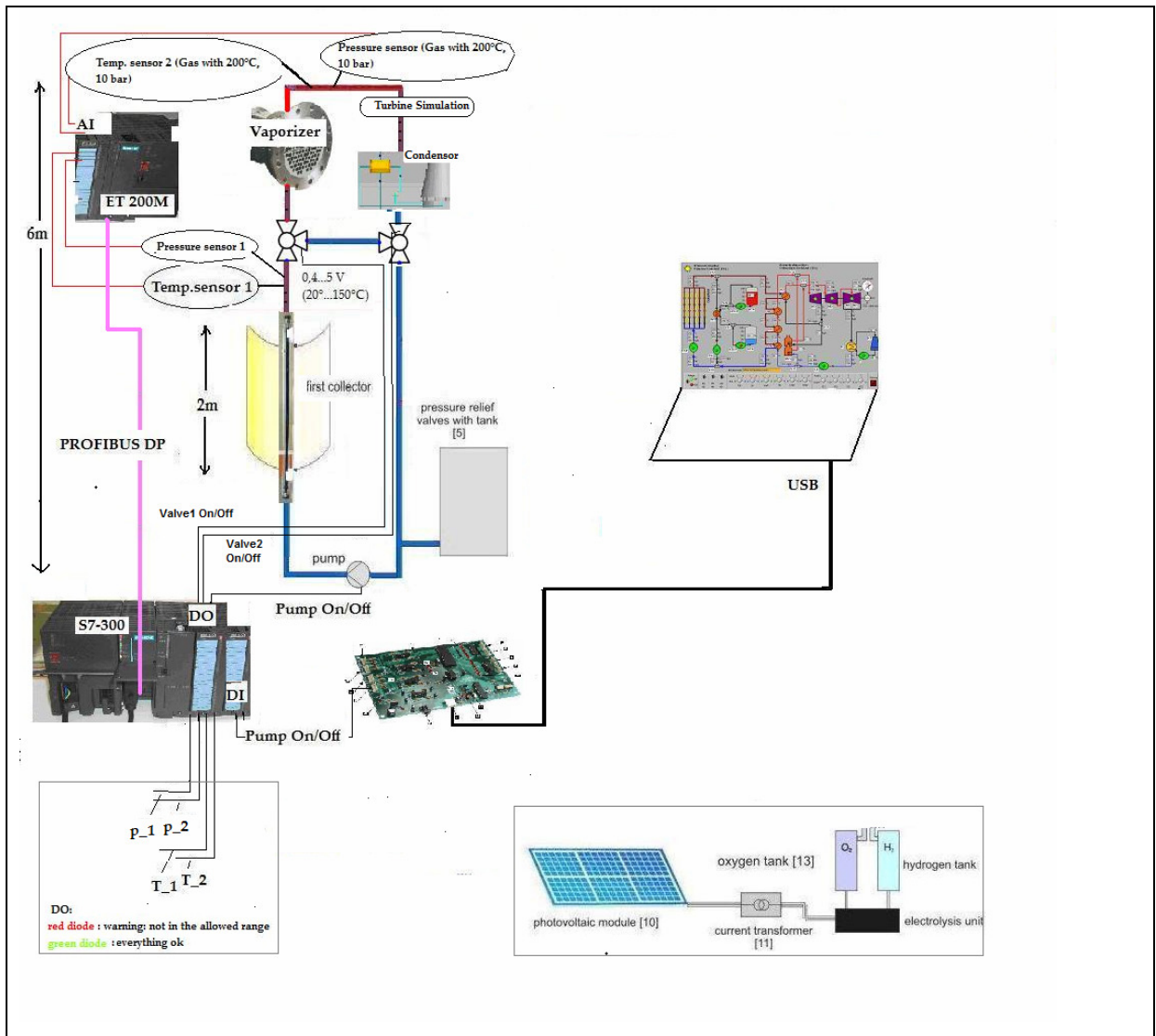
Process Control System (PCS) / نظام التحكم 6.4

6.4.1 Test Plant Process Control System - Part 1 (August/September/October 2011):

6.4.1.1 Introduction: Installation and putting into operation of a S7 system

The steps for installation are: Planning (dt. Projektierung) -> Installation (dt. Montage) -> Wiring (dt. Verdrahtung) -> Building network -> Addressing

-> Putting into operation



6.4.1.2 Installation



Installation in September 2011 (picture from 21 Nov 2011)

6.4.2 Test Plant Process Control System - Part 2 (detailed planning)

Implementation planned in January 2013

6.4.2.1 Specification

To be done

7.1 دراسة الربحية / Profitability Study

Solar thermal systems can be implemented from about 5 MW, but still not profitable (about 38 U.S. dollar cents per kWh for a corresponding power plant in Thailand) ويمكن تنفيذ النظم الحرارية الشمسية من حوالي 5 ميغاواط، ولكن لا تزال غير ربحية (حوالي 38 سنت ل الدولار الأمريكي لكل كيلوواط ساعة لمحطة تصنع حالياً في تايلند)

Solarthermische Anlagen sind ab ca. 5 MW realisierbar, aber trotzdem noch nicht rentabel (ca. 38 US-Dollar-Cent pro kWh Produktion für eine entsprechende Anlage in Thailand)

7.2 محطة الطاقة التجريبية / Test Power Plant

A majority of the parts of the evaporator and overheater have been concerned from the scrap yard. While this could reduce costs, but the processing and integration was complicated and took longer time. الغالبية العظمى من أجزاء من المبخر والمسخن للبخار اوتى من ساحة الخردة. هذا ادى لتوفير تكاليف المواد الاولية ، ولكن عَقَد التصنيع و بالتالي طَوَّل الوقت اللازم للتصنيع كثيراً.

Ein Grossteil der Teile des Verdampfers und des Überhitzers sind vom Schrottplatz besorgt worden. Dadurch konnten zwar Anschaffungskosten gesenkt werden, die Bearbeitung wurde aber verkompliziert und war langwieriger.

[Mourad et. al. 2010] 2nd TEMO-STPP report, 2nd edition, April 2010,
http://aecenar.com/download/doc_download/13-temo-stpp-report-2

Gourche et. al., Siemens S7-300 مدخل الى , Karlsruhe/Ras Nhache, July 2010
(http://www.aecenar.com/download/doc_download/25-siemens-s7-300--)

Karl Strauss, "Kraftwerkstechnik"

Zahornsky, "Energietechnik"

[Seier 1999] Seier J., "Kleinanlagen zur energetischen Verwertung von Abfällen", Studie des
Forschungszentrums Karlsruhe (FZK) zu Kleinmüllverbrennungsanlagen, 1999,
bibliothek.fzk.de/zb/berichte/FZKA6336.pdf

HANS MÜLLER-STEINHAGEN AND FRANZ TRIEB, Concentrating solar power, A review of the
technology, ingenia, 2003

Dirk Krüger¹, Joachim Krüger², Yuvaraj Pandian³, Jan Fabian Feldhoff⁴, Markus Eck⁵, Martin
Eickhoff⁶ and Klaus Hennecke⁷, **KANCHANABURI SOLAR THERMAL
POWER PLANT WITH DIRECT STEAM GENERATION - LAYOUT**

¹ Dipl.-Ing., Researcher, German Aerospace Center (DLR), Institute of Technical Thermodynamics, Linder Höhe,
51147 Köln, Germany, Phone:+49 2203 601-2661, e-mail: dirk.krueger@dlr.de

² Director, Solarlite GmbH, Duckwitz, Germany

³ M.S. Energy Systems, Solarlite GmbH, Duckwitz, Germany

⁴ Dipl.-Ing., Researcher, ⁵ Dr.-Ing. Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Stuttgart, Germany

⁶ Dipl.-Ing., Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Almería, Spain

⁷ Dipl.-Ing., Researcher, DLR, Institute of Technical Thermodynamics, Köln, Germany

Scharler et. al. 2004, Advanced CFD analysis of large fixed bed biomass boilers ..., 2nd World
Conf...., Rome, 2004

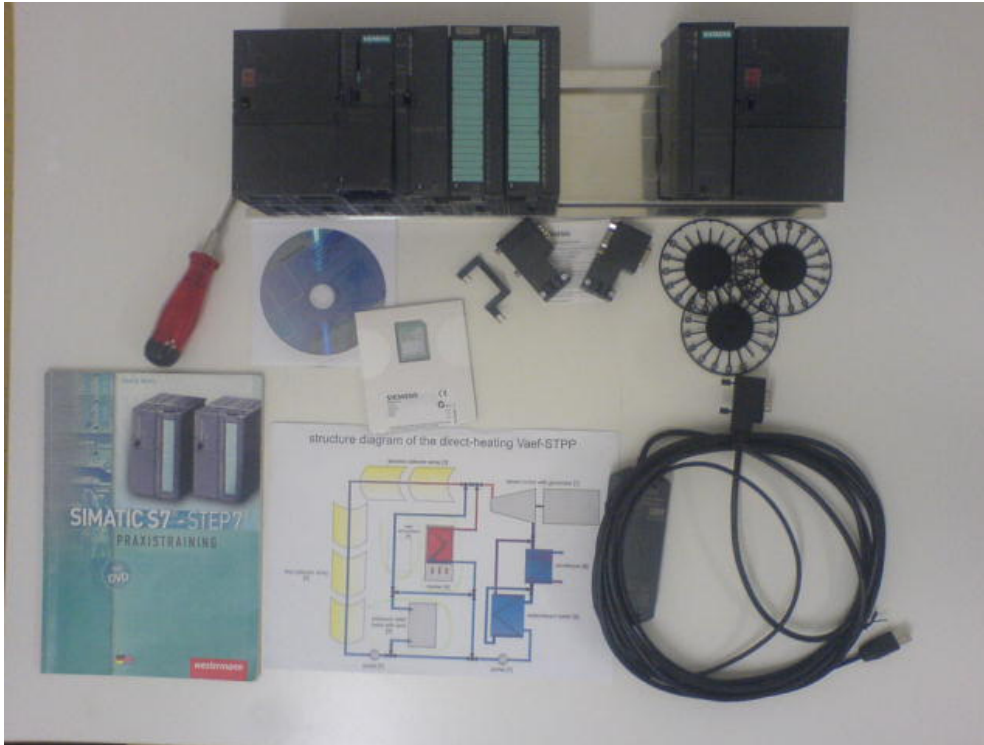
Dr.-Ing. M. Franz, "Dampferzeuger", www.axpo-holz.ch/Dampferzeuger.pdf

<http://www.bios-bioenergy.at/de/cfd-simulationen.html>

Appendix A: Programming with STEP7⁷ / البرمجة بـSTEP7 8.1

بالتفصيل باللغة العربية انظر

Gourche et. al., Siemens S7-300 , منخل الى Karlsruhe/Ras Nhache, July 2010
 (http://www.aecenar.com/download/doc_download/25-siemens-s7-300--)



Pieces of the automation system



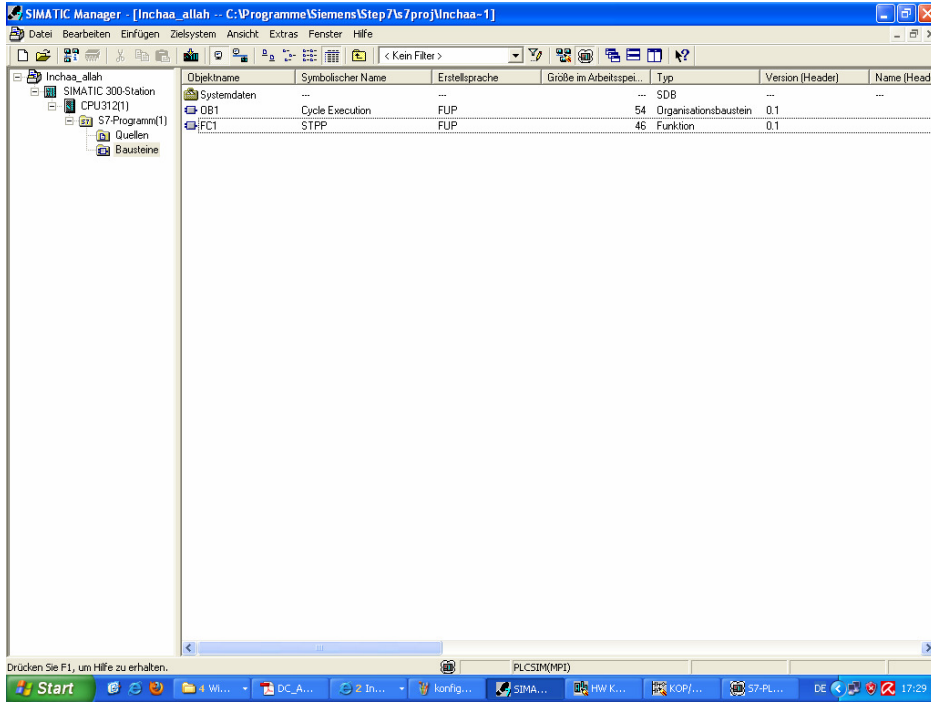
⁷ From Mohamed Gourche, Development environment and elements of the Process Control System for the TEMO-STPP test rig Development of a Process Control System for a STPP Test Stand, www.aecenar.com

بالتفصيل باللغة العربية انظر

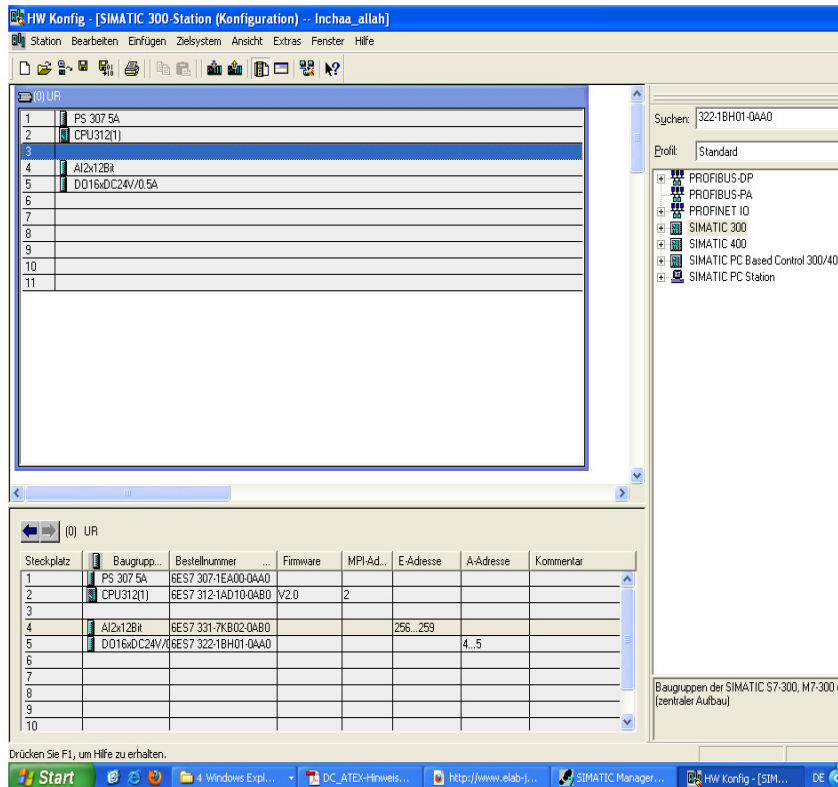
Gourche et. al., Siemens S7-300 , منخل الى Karlsruhe/Ras Nhache, July 2010
 (http://www.aecenar.com/download/doc_download/25-siemens-s7-300--)



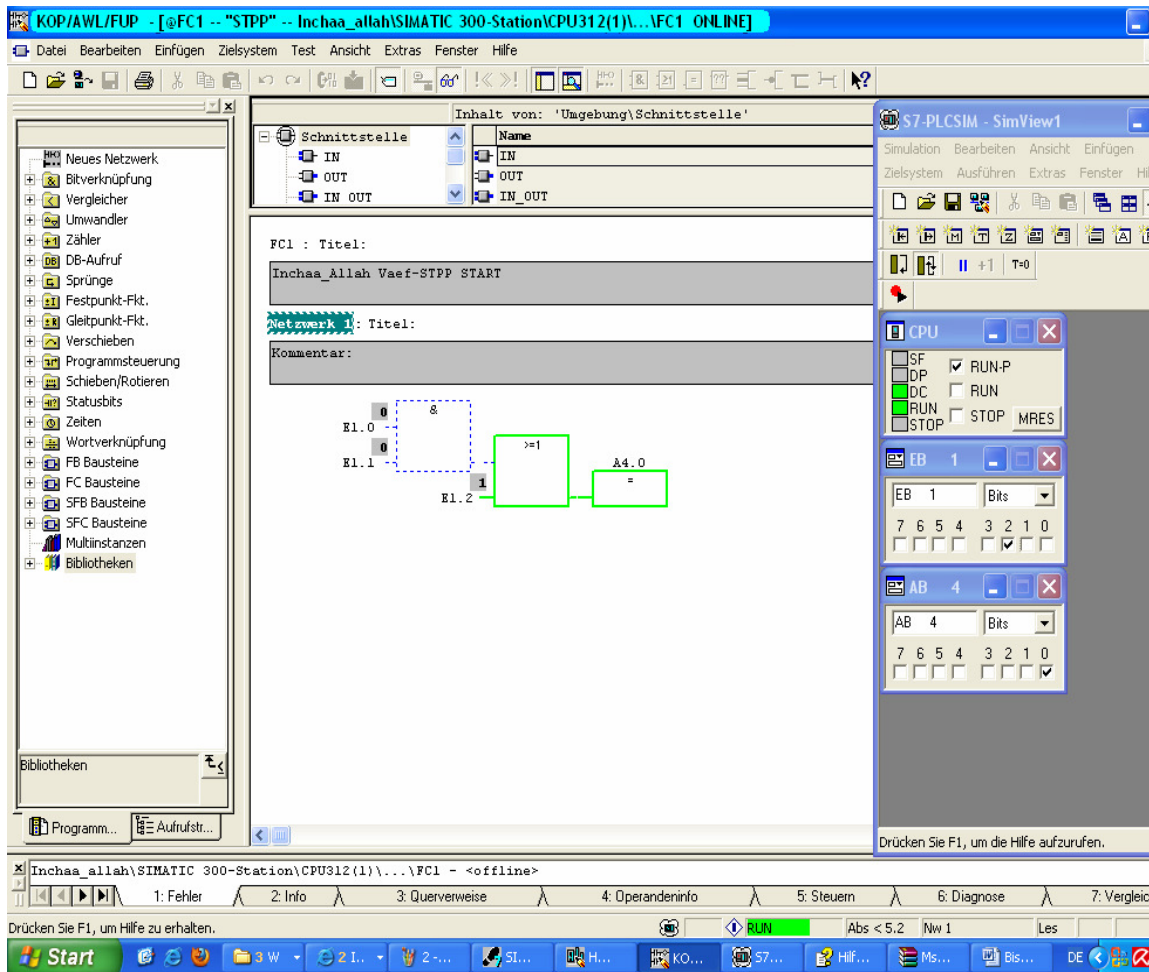
The Siemens S7 S300 for the TEMO-STPP test rig



Creating a project with the Siemens program STEP 7



Hardware configuration



A Small test program

Die Kommunikationsschnittstellen

MPI-USB-Schnittstelle für S7-300

Das Multi Point Interface (MPI) ist eine proprietäre Schnittstelle von SIMATIC S7 Geräten der Firma Siemens und wird für den Anschluss von PGs (Programmiergeräten) an das Automatisierungsgerät verwendet. Der PC-MPI-Adapter setzt die Daten von der RS232-oder USB Schnittstelle des PCs auf den MPI-Bus (RS485-Pegel) um. Die Übertragungsgeschwindigkeit der seriellen Schnittstelle beträgt 19,6 kBaud. Die MPI-Schnittstelle arbeitet mit 187,5 Kbit/s. Der MPI-Adapter hat eine Verbindungsleitung, die direkt auf den CPU Stecker der SPS gesteckt wird. Die Spannungsversorgung erhält der MPI-Adapter von der CPU über die MPI-Leitung. Die Konfiguration der MPI-Schnittstelle erfolgt über das mit STEP7 mitgelieferte Programm.

PG-PC Schnittstelle einstellen. Dabei werden der COM-Anschluss (USB) der seriellen Schnittstelle festgelegt, die Übertragungsgeschwindigkeiten eingetragen und die MPI-Adresse des PCs definiert. Der PC wird mit der MPI-Adresse 0 belegt.



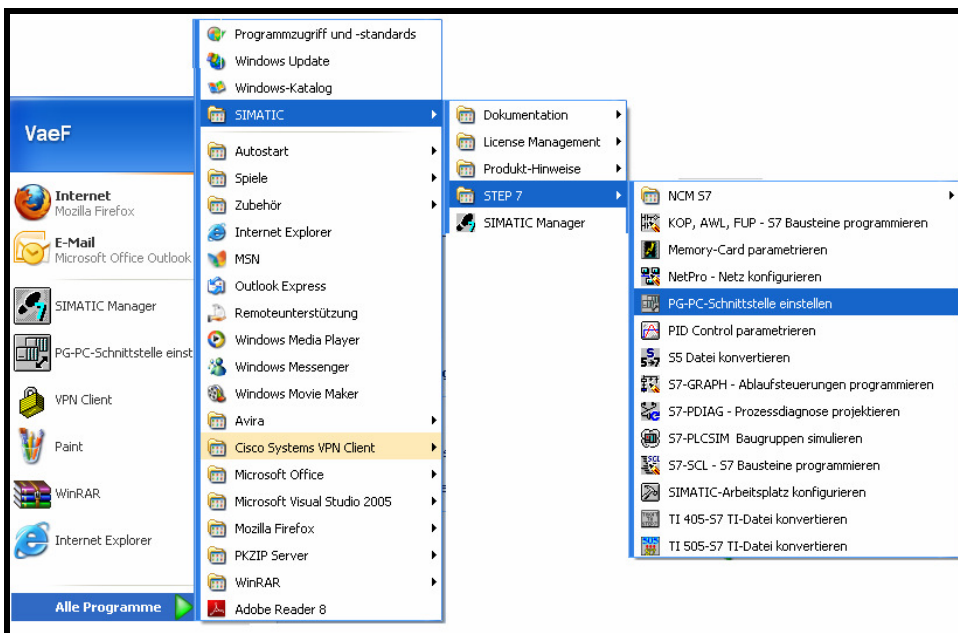
MPI-USB BUS für S7-300/400

Mit "echter" SPS (ohne Simulator): PG/PC-Schnittstelle einstellen

Ein gestarteter Simulator macht das Arbeiten mit einer wirklichen SPS unmöglich. Er hat bei der Kommunikation Priorität und muss beendet werden, wenn mit einem AG gearbeitet werden soll. Ein AG wird immer über diejenige Schnittstelle angesprochen, die im Simatic Manager global für das ganze Programmpaket, also auch global für ein Projekt eingestellt worden ist. - Wenn die Statuszeile im Simatic Manager eingeblendet ist, wird darin die Schnittstelle dauerhaft angezeigt.

Ausgewählt wird die Schnittstelle über:

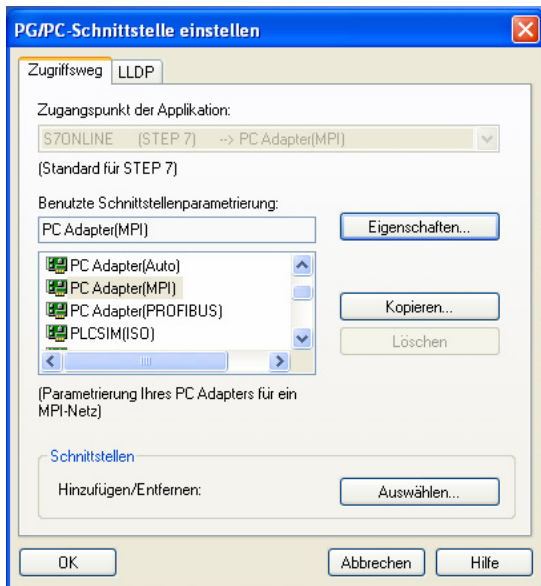
- **Simatic Manager --> Extras --> PG/PC-Schnittstelle einstellen... (Step1)**



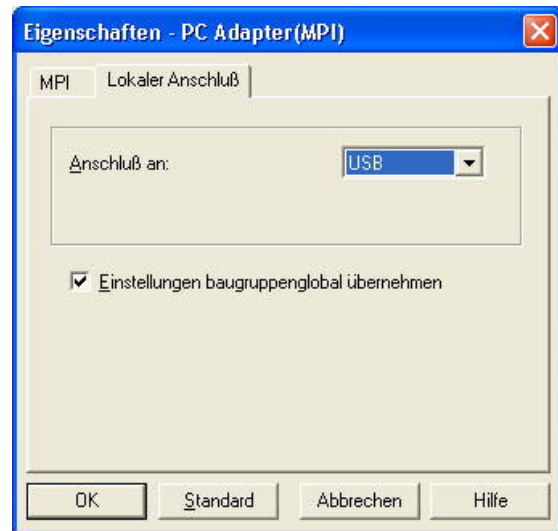
Step1

Die Markierung in diesem Dialog ist nur sehr schwach zu sehen. Wenn die gewünschte Schnittstelle in der Liste nicht zu finden ist, muss die Schaltfläche "Schnittstellen --> Hinzufügen/Entfernen: --> Auswählen..." betätigt werden, um einen Dialog zu öffnen, in dem Schnittstellen nachinstalliert werden können (Step2).

Hier ist als Beispiel der "PC Adapter" in der Variante "MPI" ausgewählt. Dies wird, wenn man nicht über ein Siemens PG verfügt, das eine RS 485-Schnittstelle eingebaut hat, der erste Weg sein, den man für ein Kommunikation mit einem AG wählt.



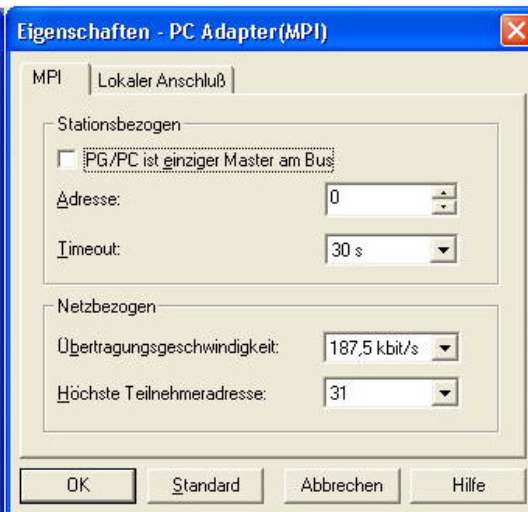
Step2



Step3

Ein PC-Adapter hat zwei Seiten: sozusagen die PC-Seite und die AG-Seite. Auf der PC-Seite ist es möglich die RS 232C-Schnittstelle zu verwenden (dann muss auf die Datenrate geachtet werden!) oder mit dem moderneren Adapter die USB-Schnittstelle zu benutzen, wie hier gezeigt.

Auf der AG-Seite ist durch die Vorauswahl im ersten Dialog die MPI-Schnittstelle festgelegt worden (es gibt auch noch "Auto" für die Kommunikation über Profibus). Diese arbeitet im Allgemeinen mit einer Datenrate von 187,5 kbit/s. Diese Einstellung sollte man sicherheitshalber kontrollieren, da nur moderne CPUs auch eine höhere Datenrate beherrschen. - Und insbesondere beim seriellen Adapter nicht davon beeindruckt lassen, dass auf der PC-Seite auch eine Datenrate eingestellt werden muss! Diese haben miteinander nicht zu tun und beziehen sich jeweils nur auf eine Seite der Kommunikation. Zwischen diesen Seiten vermittelt der Adapter, sowohl was die Pegelanpassung angeht als auch was die Datenrate betrifft.(Step4)

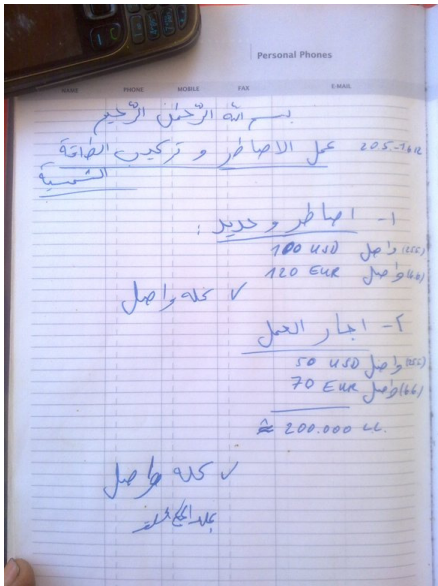


Step4

8.2 ملحق ب: تفاصيل للتكاليف

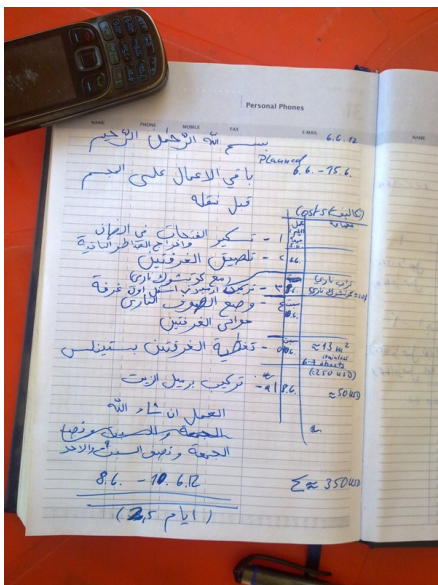
8.2.1 مخطط لايار و حزيران 2012/ 2012 Planned for May and June

ID	Name	Start	Ende	Mai 2012												
				Sa	So	Mo	Di	Mi	Do	Fr						
				19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
Abdulahakim	Fertigung	20.05.2012	25.05.2012													
	Rostvorschub	20.05.2012	20.05.2012													
	Brennraumumrandung mit Ziegeln	21.05.2012	21.05.2012													
	Anbindung Verdampfer/UEberhitzerzug mit Gummiabdichtung	25.05.2012	25.05.2012													
	Solareinheit (Frohr, Staender)	22.05.2012	22.05.2012													
	Primaer(d.h. Oel)kreislauf inkl. Oelspeicher(innerhalb Ueberh.zug)	23.05.2012	23.05.2012													
	Verrohrung Sekundaerkreislauf inkl. Wasserspeicher + Pumpe	24.05.2012	24.05.2012													
Abdulahakim-0	Montage	26.05.2012	27.05.2012													
	Thermalabdichtung + Umhuellung mit Blech	27.05.2012	27.05.2012													
	Instrumentierung einbauen	26.05.2012	26.05.2012													
Samir	Konstruktion	21.05.2012	24.05.2012													
	Konstruktionszeichnungen nachziehen fuer Bericht	24.05.2012	24.05.2012													
	Verrohrung Primaer+Sekundaerkreislauf	23.05.2012	23.05.2012													
	Solareinheit	22.05.2012	22.05.2012													
	Instrumentierung (Sensorik+Aktorik)	21.05.2012	21.05.2012													
Samir-0	Berechnung	20.05.2012	20.05.2012													
	Erstellung einer Excelltabelle mit Formeln zur Ermittlung der Dampferzeugungsmenge pro MI	20.05.2012	20.05.2012													
				0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
				0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0



الفواتير للعمل في مايو (التكلفة: حوالي 300 يورو)

Billing for work in May (cost: about 300 EUR)



التخطيط للعمل ببقية في يونيو 2012: التكلفة (المخطط) المواد

تكاليف نحو \$350 + تكاليف العمالة \$150 = \$500

Planning rest work in June 2012: Cost (planned)

about 350 USD material costs + 150 \$ labor costs

= 500 \$

Planung Restarbeiten im Juni 12: Kosten (geplant)

ca. 350 \$ Materialkosten + 150 \$ Personalkosten =

500 \$

Executed: October / November 12: Vaporizer and overheater hermetically welded and placed on wheels, combustion chamber, thermal sealing, Mantle 8.2.2 العمل كما حدث

It was a great delay because of the work of some worker.

كان تأخير كبير بسبب كيفية ادره عمل بعض العمال.

المخطط التكلفة: \$350

Planned cost: 350 USD

التكلفة الفعلية: \$400 مبخر Overheater / ملحومة بإحكام،

Actual Cost: 400 USD (Vaporizer / Overheater hermetically welded, put on rollers)

وطرح على بكرات

+ 100\$ ختم غرفة الاحتراق الحراري

+ 100 USD (+ thermal

500 \$ (= 420EUR)

combustion chamber seal)

الافادة: اختيار الموظفين مهم جدا.

500 USD (= 420 EUR)

Teaching: Staff selection is very important.

Ausgeführt: Oktober/ November 12: Verdampferzug und Überhitzerzug luftdicht geschweisst und auf Rollen gebracht, Brennraum, Thermalabdichtung, Mantelung

Es fand eine grosse Verzögerung aufgrund der Arbeitsweise des Schweißers statt.

Geplante Kosten: 350 USD

Tatsächliche Kosten: 400 USD (VZ/ÜZ luftdicht geschweisst, auf Rollen gebracht)

+ 100 USD (Brennraum + Thermalabdichtung)

500 USD (= ca. 420 EUR)

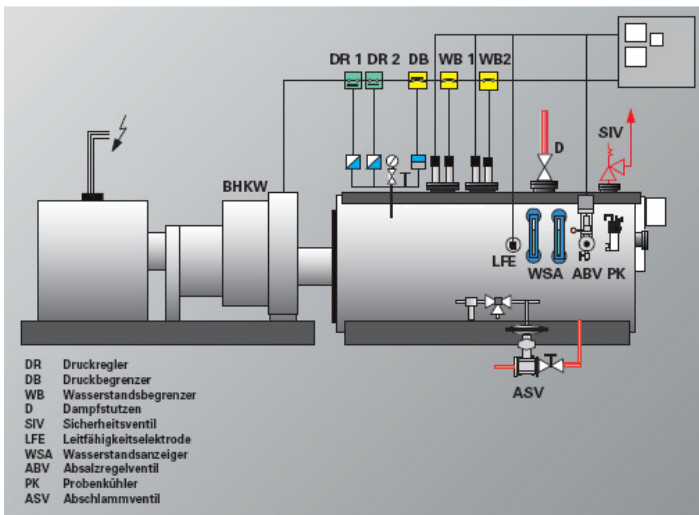
Lehre: Mitarbeiterauswahl ist sehr wichtig.

ID	Name	Start	Finish	Oktober 2012							November 2012										
				Do	Sa	Mo	Mi	Fr	So	Di	Do	Sa	Mo	Mi	Fr	So	Di	Do	Sa	Mo	Mi
				25	27	29	31	02	04	06	08	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
Abdul	Fertigung	29.10.2012	11.11.2012																		
	Verd.zug + Ueberh.zug luftdicht schweissen, Berandung oben abschleif	29.10.2012	29.10.2012																		
	Primaer(d.h. Oel)kreislauf inkl. Oelspeicher(innerhalb Ueberh.zug)	10.11.2012	11.11.2012																		
Samir-	Montage	28.10.2012	27.11.2012																		
	Verrohrung Sekundaerkreislauf inkl. Wasserspeicher + Pumpe	09.11.2012	09.11.2012																		
	Anbindung Verdampfer/Ueberhitzerzug mit Gummiabdichtung	08.11.2012	08.11.2012																		
	Brennraumumrandung mit Ziegeln	28.10.2012	29.10.2012																		
	Thermalabdichtung (ohne Umhuellung mit Blech)	30.10.2012	30.10.2012																		
	Instrumentierung einbauen (T,p nach Verdampfer)	12.11.2012	12.11.2012																		
	Turbine anbinden	27.11.2012	27.11.2012																		
Samir	Konstruktion	10.11.2012	11.11.2012																		
	Instrumentierung (Sensorik+Aktorik)	10.11.2012	11.11.2012																		
Samir-	Berechnung	14.11.2012	14.11.2012																		
	Erstellung einer Exoeltabelle mit Formeln zur Ermittlung der Dampferze	14.11.2012	14.11.2012																		

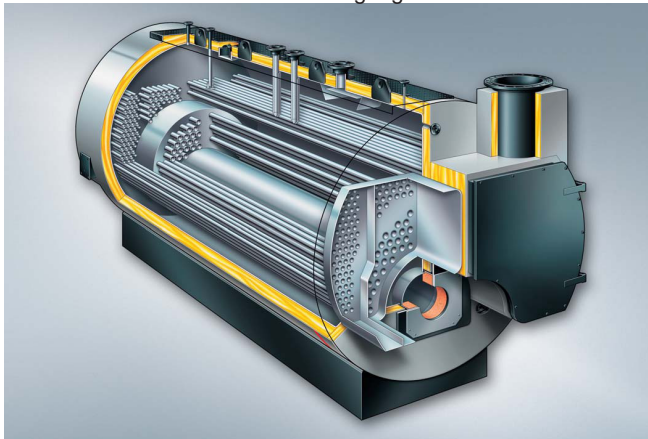
Appendix / ملحق ث: توليد البخار على أساس أنابيب المداخن (غير مناسب لمحطات الطاقة أكبر) 8.3

not suitable for B: Flue pipe based heat recovery boiler for process heat (larger power plants)

Appendix B: Rauchrohrbasierte Abhitzekessel für Prozesswärme (nicht für größere Kraftwerke geeignet)



Abhitzekeessel nutzen die Wärme von Abgasen aus Verbrennungsprozessen oder von heißen Abluftströmen aus industriellen Prozessen zur Erzeugung von Heißwasser oder Sattdampf.



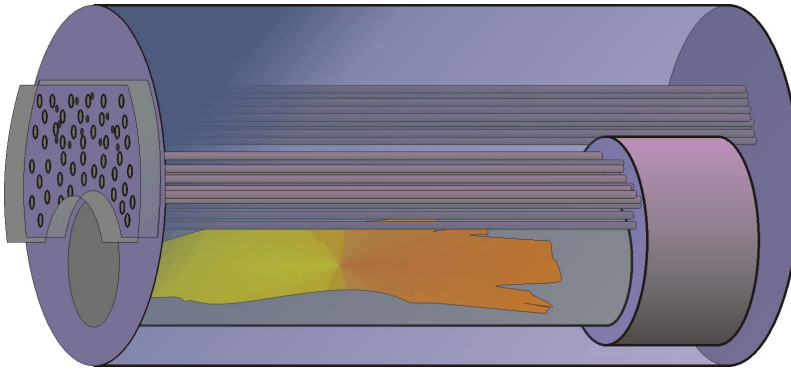
Vitomax 200HS zur Dampferzeugung



Bild 2: Dampferzeuger mit einer Dampfleistung von 4 t/h, 13 bar, mit integriertem Abhitzezug für ein BHKW mit 0,4 t/h (Abhitzeleitung noch nicht angeschlossen)

Dreizügiger Flammrohrkessel Schema⁸:

⁸ From www.wikipedia.org/de/



Während die unbeheizten Flächen (Kesselmantel) etwa Sattdampf­temperatur aufweisen, liegt die Temperatur an den Heizflächen höher. Der Temperatur­unterschied beträgt beim Kessel ohne wasserseitige Belägen bis 50°C. Im Falle von Kesselsteinablagerungen kann diese Temperatur­differenz deutlich höher liegen und Risse verursachen.

Um Spannungen in den Kesselbauteilen als Folge von thermischen Längenänderungen gering zu halten, werden möglichst geringe Wandstärken für die Kesselböden und die Rohrplatten verwendet. Das Flammrohr und die Rauchrohre nehmen die Innendruckbelastung auf die Kesselböden mit auf. In den nicht berohrten Bereichen des Mantels (Dampf­raum) werden zusätzlich Eck- oder Zuganker eingeschweißt, die die Biegespannungen zwischen Mantel und Boden teilweise aufnehmen. Dies sind spannungstechnisch kritische und schadensanfällige Komponenten. Die Schweißnähte der Anker müssen durchgeschweißt sein und durch die Form der Anker muss ein stetiger Spannungsfluss gewährleistet sein.

Mehr als drei Züge sind bei heutigen Großwasserraumkesselkonstruktionen nicht üblich. Die Großwasserraumkessel zeichnen sich durch einen hohen Wasserinhalt (1 - 30 t) und somit eine hohe Wärmespeicherfähigkeit. Durch die Nachverdampfung des unter Satt­dampf­temperatur stehenden Wassers kann ein kurzzeitig schwankender Dampfverbrauch ausgeglichen werden. Die erforderlichen Wandstärken für den Mantel und die notwendigen Verankerungen der Böden schränken den technisch vertretbaren Bereich des Betriebsdruckes ein (bis ca. 38 bar). Aufgrund der Bauweise (große zusammenhängende Flächen) sind Großwasserraumkessel empfindlich gegen Wärmespannungen beim Hochheizen und Abkühlen. Die Kessel werden daher langsam hochgefahren, um den Temperaturgradienten der Kesselbauteile gering zu halten.

Aufgeschnittener Kessel:

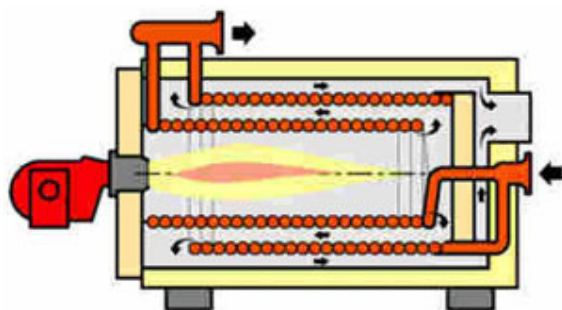


Appendix C: Thermal oil systems / نظم لتسخن النفط 8.4

Thermal oil boiler for heating systems are mineral and synthetic thermal oils.

From [ehi-technik.de/.../thermaloel/...](http://ehi-technik.de/.../thermaloel/):

Der Erhitzer besteht aus einer Strahlungsbrennkammer mit einer nachgeschalteten Konvektionsheizfläche. Ein zylindrisch gebogener "Rohrkorb" bildet die Heizfläche des Erhitzers und wird vom Thermalöl durchströmt. Er wird in einer gasdichten Ummantlung spannungsfrei eingebaut. Die Rauchgase werden im Erhitzer 3-zülig geführt. Eine Mineralwollisolierung mit verzinktem Grobkornblechmantel dient als Außenhaut und schützt vor Wärmeverlusten und schützt bei Berührung



Wir können die Erhitzeranlagen sowohl in liegender wie auch stehender Ausführung liefern. In Regelfall werden sogenannte Unit's d.h. Kompaktanlagen geliefert, sie beinhalten den Erhitzer, den Schaltschrank mit Temperaturregelung, die Gas oder Ölbrenneranlage und die Primärpumpe. Wenn es sich anlagenseitig (Platzbedarf, Anlagenhöhe etc.) ermöglicht fertigen wir die Unit's mit Fuß- und Ausdehnungsgefäß auf einer Konstruktion.