



INSTITUT FÜR  
ENERGIETECHNIK UND  
THERMODYNAMIK

Institute for Energy Systems and Thermodynamics

# Diplomarbeit

## Numerische Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Naturumlaufdampferzeugern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs  
unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo Walter

E 302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

Gregor Klemencic

Matr.Nr.: 0526684

Güpferringstraße 29/18, 1170 Wien

Wien, am 21. März 2015

---

## **Vorwort**

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich während meines Studiums und im Rahmen meiner Diplomarbeit unterstützt und begleitet haben.

Mein besonderer Dank gilt Herrn ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Heimo Walter für seine wertvollen fachlichen Anregungen und stets hilfreiche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit.

Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Dipl.-Ing. Dominik Bothe der mir bei der Anwendung von APROS durch wertvolle Tipps tatkräftig zur Seite stand. Außerdem danke ich meinen Kolleginnen und Kollegen sowie allen anderen Diplomanden am Institut für Energietechnik und Thermodynamik der TU Wien für die produktive und kollegiale Zeit während der Diplomarbeit.

Schließlich möchte ich mich auch bei meiner Familie, insbesondere bei meinen Eltern für die großartige Unterstützung während meiner gesamten Studienzzeit bedanken. Auch meiner Freundin Barbara danke ich für ihren stets motivierenden und verständnisvollen Umgang während der vielen zeitintensiven Lern- und Arbeitsperioden im Verlauf des Studiums. Ihr sei diese Arbeit gewidmet.

## **Kurzfassung**

Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden numerische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Naturumlaufdampferzeugern präsentiert. Ausgangspunkt war die Frage nach dem dynamischen Verhalten von Naturumlaufsystemen bei unterschiedlichen Startvorgängen. Eine spezielle Fragestellung war dabei das Verhalten des Wasserumlaufs bei Verkürzung des Unterhubs eines ausgeführten Abhitzekeessels.

Im ersten Teil der Arbeit werden allgemeine Grundlagen der Dampferzeuger erläutert. Hier wird unter anderem auf die verschiedenen Bauarten und Umlaufsysteme eingegangen. Dabei werden speziell Naturumlaufsysteme beleuchtet. Als besondere Anwendung von Dampferzeugern werden Abhitzekeessel, wie sie in Gas- und Dampfkraftwerken zur Anwendung kommen, vorgestellt.

Im zweiten Teil der Arbeit wird die Modellierung und Implementierung eines ausgeführten Abhitzekeessels in den Programmen NOWA, DBS und APROS genau beschrieben. Im Anschluss wird die Aufbereitung der vorgegebenen wärmetechnischen Daten für die verschiedenen Berechnungen präsentiert. Abschließend werden die Ergebnisse der durchgeführten Simulationen angeführt und ausführlich diskutiert.

## **Abstract**

In this master thesis numerical studies of the dynamic behaviour of natural circulation steam generators are presented. The main motivation of this thesis was to study the dynamic behaviour of natural circulation steam generators for different starting sequences. A special topic was to study the behaviour of the water circulation for the case that the length of the siphon of a heat recovery steam generator was reduced.

In the first part the basic fundamentals of steam generators like the different building types or circulation systems are presented. The emphasis is on natural circulation systems. As a special application of the steam generators, heat recovery steam generators, which are used in combined cycle power plants, are introduced.

In the second part a heat recovery steam generator is modelled and implemented in the software applications NOWA, DBS and APROS. After describing the preparation of the thermotechnical data, the final results of the different calculations are shown and discussed.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Der Dampferzeuger</b>	<b>2</b>
2.1	Allgemeines . . . . .	2
2.2	Einteilung der Dampferzeugerbauarten . . . . .	3
2.3	Großwasserraumkessel . . . . .	4
2.4	Wasserrohrkessel . . . . .	5
<b>3</b>	<b>Naturumlauf-Dampferzeuger</b>	<b>8</b>
3.1	Umlaufprinzip . . . . .	8
3.2	Vor- und Nachteile der Naturumlaufkessel . . . . .	9
3.3	Betrieb von Naturumlaufkesseln . . . . .	10
3.4	Der Wasserumlauf . . . . .	11
3.5	Die Zweiphasenströmung . . . . .	12
<b>4</b>	<b>Der Abhitzeessel</b>	<b>15</b>
4.1	Der Gas- und Dampfprozess . . . . .	16
4.2	Auslegung von Abhitzeesseln . . . . .	18
4.3	Bauarten . . . . .	19
<b>5</b>	<b>Modellierung eines Abhitzeessels mit Naturumlaufsystem</b>	<b>21</b>
5.1	Verwendete Software . . . . .	21
5.1.1	NOWA . . . . .	21
5.1.2	DBS . . . . .	22
5.1.3	APROS . . . . .	22
5.2	Beschreibung der Anlage . . . . .	22
5.3	Modellierung des Hochdruck-Verdampfer-Kreislaufs . . . . .	24
5.4	Eingabe der Geometrie in NOWA . . . . .	25
5.5	Eingabe der Geometrie in DBS . . . . .	26
5.6	Modellierung des Hochdruck-Verdampfer-Kreislaufs in APROS . . . . .	28
5.6.1	Modellhierarchie in APROS . . . . .	30
5.6.2	Erstellung des Subnetz CONTROL . . . . .	31
5.6.3	Erstellung des Verdampferkreislaufs in den Subnetzen FR, VD und SR . . . . .	36
5.6.4	Erstellung der Trommelanschlüsse und Regelungen . . . . .	47
5.6.5	Definition der Randbedingungen und Erstellung von externen Eingabedateien . . . . .	48
<b>6</b>	<b>Aufbereitung der wärmetechnischen Daten</b>	<b>50</b>
6.1	Wärmetechnische Daten für den Kaltstart . . . . .	50

6.2	Wärmetechnische Daten für den Warmstart . . . . .	52
<b>7</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse</b>	<b>54</b>
7.1	Simulation eines Kaltstarts mit dem Original-Design . . . . .	54
7.2	Simulation eines Kaltstarts mit Variation des Unterhubs . . . . .	58
7.3	Simulation eines Warmstarts mit dem Original-Design in APROS, DBS und NOWA und Vergleich der Ergebnisse . . . . .	62
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>66</b>

## Abbildungsverzeichnis

1	Schaltbild eines Wärmekraftwerks . . . . .	2
2	Einteilung der Dampferzeuger-Bauarten . . . . .	4
3	Aufbau eines Großwasserraumkessels . . . . .	5
4	Umlaufsysteme der Wasserrohrkessel . . . . .	6
5	Trommeleinbauten zur Dampftrennung . . . . .	9
6	Betriebsweisen von Dampfturbinen . . . . .	11
7	Strömungsformen im vertikalen beheizten Rohr . . . . .	13
8	Strömungsformen im horizontalen beheizten Rohr . . . . .	14
9	Schaltbild eines Gas- und Dampfprozesses . . . . .	15
10	Durchflussschema eines Abhitzekessels mit Dreidruckprozess . . . . .	16
11	Der Gas- und Dampfprozess im T,s-Diagramm . . . . .	17
12	Temperaturverlauf und Wärmeabgabe eines Abhitzekessels . . . . .	19
13	Abhitzekessel in horizontaler Bauform . . . . .	20
14	Abhitzekessel in vertikaler Bauform . . . . .	20
15	Wärmeübergang am Rippenrohr . . . . .	20
16	Anordnung der Heizflächen des untersuchten Abhitzekessels . . . . .	23
17	Netzplan des Hochdruck-Verdampfer-Kreislaufs . . . . .	25
18	Eingabe der Geometriedaten in NOWA . . . . .	26
19	Eingabe der Geometriedaten in DBS - Struktur des Netzwerks . . . . .	27
20	Eingabe der Geometriedaten in DBS - Geometrie und Höhendifferenzen . . . . .	28
21	Eingabe der Geometriedaten in DBS - Krümmer . . . . .	28
22	Subnetze im APROS-Modell . . . . .	29
23	Modul-Toolbox in APROS . . . . .	30
24	Modell-Hierarchie in APROS . . . . .	31
25	Module im Subnetz <i>Control</i> . . . . .	32
26	Das Modul <i>EXPO</i> . . . . .	33
27	Einstellungen im Modul <i>ECCO</i> . . . . .	33
28	Einstellungen im Modul <i>SPEED</i> . . . . .	34
29	Einstellungen im Modul <i>Control of thermohydraulics TH6CO</i> . . . . .	35
30	Module im Verdampferkreislauf . . . . .	36
31	Eingabemöglichkeiten im Modul <i>Pipe with Heat Structure</i> . . . . .	37
32	Berechnung des Druckverlustbeiwertes der Rohrkrümmer . . . . .	38
33	Eingabemöglichkeiten im Modul <i>Point</i> . . . . .	39
34	Modellhierarchie bei Verbindung der Module <i>Point</i> und <i>Pipe with Heat Structure</i> . . . . .	40
35	Eingabemöglichkeiten im Modul <i>Feedwater tank including heat structure</i> . . . . .	41
36	Eingabemöglichkeiten im Modul <i>Feedwater tank including heat structure</i> . . . . .	41
37	Eingabemöglichkeiten im Modul <i>node</i> . . . . .	42
38	Verdampfermodell im Subnetz FR . . . . .	44
39	Verdampfermodell im Subnetz VD . . . . .	45

40	Verdampfermodell im Subnetz SR . . . . .	46
41	Trommel mit anschließenden Systemen . . . . .	48
42	Externe Input-Datei für APROS . . . . .	49
43	Verlauf des Drucks und der spezifischen Enthalpie für die Simulation des Kaltstarts . . . . .	50
44	Verlauf der Wärmestromdichten für die Simulation des Kaltstarts . . . . .	51
45	Verlauf des Drucks und der spezifischen Enthalpie für die Simulation des Warmstarts . . . . .	52
46	Verlauf der Wärmestromdichten für die Simulation des Warmstarts . . . . .	53
47	Verlauf des Wassermassenstroms im Fallrohr und Druckverlauf in der Trommel . . . . .	54
48	Diskretisierung der Trommel . . . . .	56
49	Verlauf des Dampfmassenstroms in 2 ausgewählten Punkten . . . . .	56
50	Verlauf des Wasserstandes in der Trommel . . . . .	57
51	Skizze zur Verkürzung des Unterhubs . . . . .	58
52	Verlauf der Wassermassenströme in den Fallrohren . . . . .	59
53	Druckverläufe am tiefsten Punkt des Unterhubs . . . . .	60
54	Dampfmassenströme im Unterhub . . . . .	61
55	Vergleich der Ergebnisse aus DBS, APROS und NOWA für die Wassermassenströme im Fallrohr . . . . .	62
56	Vergleich der Ergebnisse aus DBS und APROS für die Wassermassenströme im Fallrohr ohne aktives Trommelmodul . . . . .	64

## Tabellenverzeichnis

1	Kennwerte von Flammrohr-Heizrohrkessel . . . . .	5
2	Umlaufzahlen von NU-Dampferzeugern . . . . .	12
3	Bezeichnung der Modellvarianten mit zugehörigen Rohrlängen des Unterhubs . . . . .	59
4	Vergleich der Ergebnisse von DBS, APROS und NOWA . . . . .	63

## Formelzeichen

Symbol	Maßeinheit	Beschreibung
A	m <sup>2</sup>	Turbinenventilquerschnitt
D <sub>1</sub> , D <sub>2</sub>	m	Diskretisierungen der Trommel
d <sub>i</sub>	mm	Innendurchmesser
k	mm	absolute Rohrrauigkeit
$\dot{m}_W$	kg/s	Wassermassenstrom
$\dot{m}_D$	kg/s	Dampfmassenstrom
$\dot{m}_{ges}$	kg/s	gesamter Massenstrom
p <sub>D</sub>	bar	Dampfdruck
P <sub>D</sub>	W	Leistung der Dampfturbine
P <sub>G</sub>	W	Leistung der Gasturbine
R	m	Biegeradius der Krümmer
S	-	Schlupf zwischen Dampf- und Wasserphase
T <sub>D</sub>	°C	Dampftemperatur
T <sub>mD</sub>	K	mittlere Temperatur im Dampfturbinenprozess
T <sub>mG</sub>	K	mittlere Temperatur im Gasturbinenprozess
U <sub>D</sub>	-	Umlaufzahl
v <sub>W</sub>	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Wassers
v <sub>D</sub>	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes
v <sub>hom</sub>	m/s	Strömungsgeschwindigkeit des homogenen Gemisches
x <sub>D</sub>	-	Dampfanteil
α	°	Biegewinkel der Krümmer
Δt <sub>PP</sub>	K	Temperaturdifferenz am Pinch Point
ζ <sub>i</sub>	-	Druckverlustbeiwerte
η <sub>th</sub>	-	thermischer Wirkungsgrad
ρ <sub>Dampf</sub>	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Dampfes
ρ <sub>Wasser</sub>	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Wassers
ρ <sub>Gemisch</sub>	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Gemisches

# Abkürzungen

---

Abkürzung	Beschreibung
DE	Dampferzeuger
DNB	Departure from Nucleate Boiling
EG	Europäische Gemeinschaft
ECO	Economiser
FR	Fallrohr
FWT	Fernwärmetauscher
G	Generator
GT	Gasturbine
GuD	Gas und Dampf
HD	Hochdruck
HRSG	Heat Recovery Steam Generator
KV	Kondensatvorwärmer
$MW_{el}$	elektrische Leistung in Megawatt
MD	Mitteldruck
ND	Niederdruck
NW	Normalwasserstand
$PP_{ND}$	Pinch Point des Niederdruckkreislaufes
$PP_{HD}$	Pinch Point des Hochdruckkreislaufes
SR	Steigrohr
Ü, ÜH	Überhitzer
V, VD	Verdampfer
WS	Water Steam
ZÜ	Zwischenüberhitzer

---

## 1 Einleitung

Der hohe Standard der Energieversorgung, der die Grundlage einer modernen Gesellschaft bildet, ist hauptsächlich den schon seit Jahrzehnten genutzten kalorischen Kraftwerken (Wärme kraftwerke) die mit fossilen Brennstoffen wie Kohle, Erdöl oder Erdgas betrieben werden, zu verdanken. Ein Schlüsselement dieser Kraftwerke stellt dabei der Dampferzeuger dar, der mit seiner Feuerung und dem Wärmeübertragungssystem die ersten Stufen des Energieumwandlungsprozesses bis zur Dampflieferung realisiert. In Zeiten in denen Themen wie Energiewende, Energieeffizienz oder Ökologie öffentlich diskutiert werden, stellt die Optimierung und Auslegung der Dampferzeuger eine wichtige Aufgabe dar.

Trotz intensiver Forschungs- und Entwicklungstätigkeit auf dem Gebiet der alternativen Energiequellen stellen derzeit fossil befeuerte Wärme kraftwerke nach wie vor das Rückgrat der Energieversorgung dar. Vorteile sind die generell verfügbare Energiemenge der primären Energieträger, die Kosten pro erzeugter Energieeinheit und die technische Realisierbarkeit. Nachteilig sind vor allem die Emissionen, die im Zusammenhang mit dem Klimawandel die größten Herausforderungen darstellen. Allerdings werden in wirtschaftlich schwierigen Zeiten, die Umweltaspekte oft ausgeblendet. Dies zeigt sich aktuell am Beispiel der USA besonders gut. Hier findet aktuell eine *Reindustrialisierung* statt, die vor allem durch extrem niedrige Energiepreise angetrieben wird. So betragen die Gaspreise durch die in Europa kritisch betrachtete oder sogar verbotene Erdgasfördertechnik *Fracking* nur rund ein Drittel der Preise in Europa. Auch die Kosten für Industriestrom sind um 70 Prozent geringer als in Österreich [9]. Durch diese Voraussetzungen konnte die Ansiedlung und Rückholung von Industriebetrieben aus energieintensiven Branchen wie Chemie, Plastik und Stahl erreicht werden.

Der Dampferzeuger wird in den nächsten Jahren und Jahrzehnten unabhängig von der Art der zukünftigen Energiequellen immer das Ziel von Entwicklungsarbeiten zur Verbesserung der Wirtschaftlichkeit sein. Durch die gewonnenen Erkenntnisse aus Forschung und Betrieb, konnte im Laufe der Zeit ein hohes technisches und ökologisches Niveau erreicht werden. Heutige Kessel erreichen hohe bis überkritische Dampfparameter und Leistungen bis 1000 MW<sub>el</sub> [1]. Großes Augenmerk wurde außerdem auf Wirkungsgradverbesserungen gelegt. Dies ist genau im Sinne der Energieeffizienz die heutzutage ein wichtiger Faktor ist.

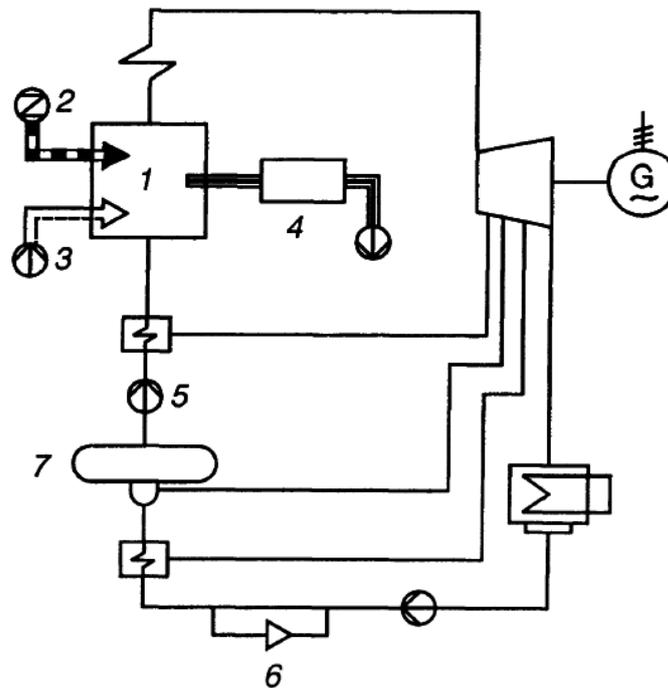
In dieser Arbeit wird das dynamische Verhalten von Naturumlaufdampferzeugern ausführlich untersucht. Dabei gelang es mit Hilfe von dynamischen Simulationsprogrammen Analysen von verschiedenen Startvorgängen durchzuführen und Zusammenhänge aufzuklären. Zuerst wird ein kurzer Überblick über die Funktionsweise und Bauarten von Dampferzeugern gegeben. Danach folgt die Präsentation der Modellierung und der numerischen Untersuchungen an einem ausgeführten Kessel, die mittels unterschiedlicher

Simulationsprogramme durchgeführt wurden. Eine zentrale Rolle stellten dabei die Auswirkungen des Unterhubs auf die Stabilität des Wasserumlaufes dar.

## 2 Der Dampferzeuger

### 2.1 Allgemeines

Der Dampferzeuger hat die Aufgabe, die im primären Energieträger (meistens Kohle, Öl oder Gas) gebundene Energie in thermische Energie umzuwandeln, indem das heiße Rauchgas Dampf mit bestimmten Parametern (Druck, Temperatur) bei optimalem Wirkungsgrad erzeugt. Die Anlagen fallen dabei in den Bereich der Druckgeräterichtlinie 97/23/EG [6] und werden durch diese reglementiert.



**Abbildung 1:** Schaltbild eines Wärmekraftwerks [1]

In einem konventionellen Wärmekraftwerk besteht der Dampferzeuger aus einer Feuerung und dem Wärmeübertragungssystem. Im Kernkraftwerk oder in kombinierten Gas- und Dampfkraftwerken (GuD-Kraftwerke) wird nur der Wärmeüberträger oder Abhitzeessel ausgeführt. In Abbildung 1 ist das vereinfachte Schaltbild eines Wärmekraftwerks

zu sehen. 1 ist dabei der Dampferzeuger (inklusive Feuerung und Wärmeübertragungssystem), 2 die Brennstoffzuführungsanlage, 3 die Luftzuführungsanlage, 4 die Rauchgasabführungsanlage, 5 die Speisepumpenanlage, 6 die Speisewasseraufbereitungsanlage und 7 der Speisewasserbehälter.

### 2.2 Einteilung der Dampferzeugerbauarten

Die Einteilung der verschiedenen Dampferzeugerbauarten kann nach unterschiedlichen Aspekten erfolgen. So kann zum Beispiel zwischen Landdampfkessel (feststehend oder beweglich), Binnenschiffskessel, Seeschiffskessel, Niederdruck-Dampfkessel, Hochdruck-Dampfkessel, Wasserrohrkessel, Großwasserraumkessel, Kleinwasserraumkessel oder Kleinkessel differenziert werden [6]. Häufiger wird aber die Art des Wasserumlaufes als Kriterium herangezogen [3]. Hier unterscheidet man:

- Naturumlauf
- Zwangumlauf
- Zwangdurchlauf (mit und ohne Umwälzeinrichtung)

Eine weitere Klassifizierung der Kessel kann nach der Art der Beheizung (Kohle, Öl, Gas, Kernbrennstoffe, Sonnenstrahlung), der Durchströmung der Rauchgase bzw. des Kesselwassers (Rauchrohrkessel, Wasserrohrkessel) oder nach dem Verwendungszweck (Industriekessel, Kraftwerkskessel, Müllverbrennungskessel, Biomasse-Anlagen, Heizungskessel) vorgenommen werden [6].

Die am häufigsten getroffene Einteilung der Dampferzeugerbauarten erfolgt aber in:

- Großwasserraumkessel
- Wasserrohrkessel

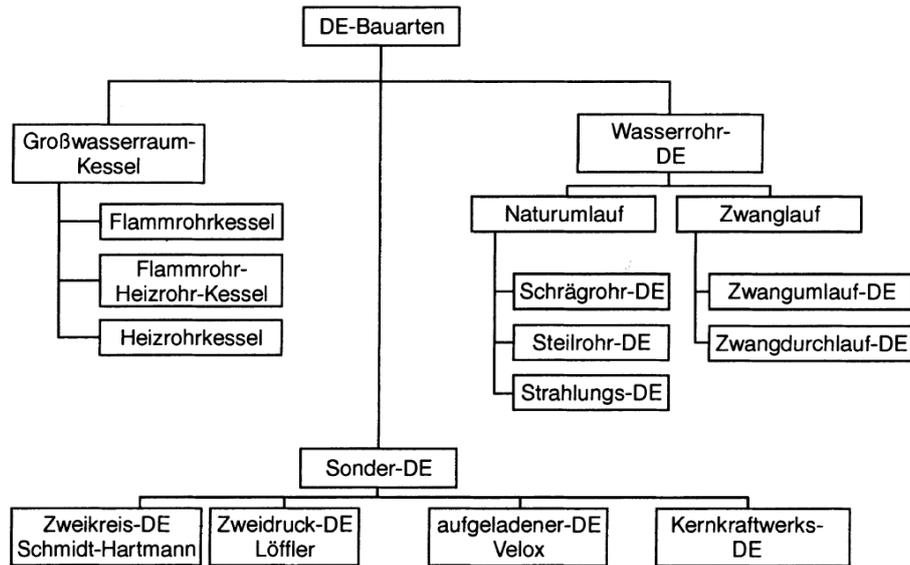


Abbildung 2: Einteilung der Dampferzeuger-Bauarten [1]

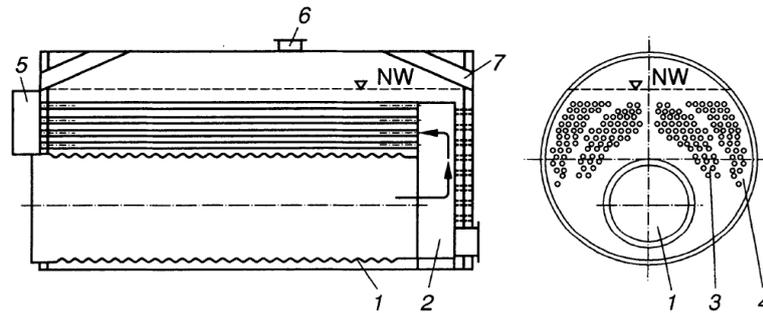
In Abbildung 2 ist dieses Einteilungsschema dargestellt. Neben den Großwasserraum- und Wasserrohrkessel gibt es auch noch Sonderkessel, die allerdings nur als Einzelanlagen ausgeführt wurden [1].

### 2.3 Großwasserraumkessel

Der Flammrohr- und Flammrohr-Heizrohrkessel sind die am weitesten verbreiteten Großwasserraumkessel [1]. Das zu verdampfende Wasser befindet sich in einem zylindrischen Behälter mit ebenen Böden. Die Heizfläche liegt unter dem Wasserspiegel und besteht aus ein oder zwei - in Sonderfällen drei - zur Achse parallelen Flammrohren und den vom Abgas durchströmten Rauchrohren. Der Aufbau ist in Abbildung 3 dargestellt.

Heutzutage wird der Flammrohr-Heizrohrkessel in Dreizugbauweise ausgeführt [3]. Die Feuerung befindet sich im Flammrohr und es können gasförmige, flüssige oder feste Brennstoffe (Rost- oder Staubfeuerung) verbrannt werden. Die heißen Rauchgase durchströmen das Flammrohr und die nachgeschalteten Heizflächen und geben so die benötigte Verdampfungswärme an das umgebende Wasser ab. Der sich bildende Dampf steigt auf und sammelt sich im Dampfraum. Ein wichtiger Punkt während des Betriebs ist die Einhaltung des Wasserstandes (NW=Normalwasserstand in Abbildung 3) um eine Zerstörung des Kessels bei Wassermangel zu verhindern.

Die Vorteile von Großwasserraumkessel sind Einfachheit der Konstruktion, großes Wärmespeichervermögen und die Verwendung von Speisewasser niedriger Qualität. Als Nach-



**Abbildung 3:** Aufbau eines Großwasserraumkessels. 1 Flammrohr, 2 Umlenkammer, 3 Rauchrohre 2. Zug, 4 Rauchrohre 3. Zug, 5 Umlenkammer, 6 Dampfabführung, 7 Versteifungsstrebe[1]

teile können die geringe Wärmeelastizität (lange Anheizzzeiten von über vier Stunden) und niedrige Dampfparameter und -mengen gesehen werden. Kennwerte von Flammrohr-Heizrohrkessel sind der Tabelle 1 zu entnehmen.

Kenngrößen		Anzahl Flammrohre	
		Einflammrohr	Zweiflammrohr
Dampfmassestrom			
Sattdampf	in t h <sup>-1</sup>	0,3 ... 15,0	16,0 ... 30,0
Heißdampf	in t h <sup>-1</sup>	4,0 ... 14,0	16,0 ... 28,0
Thermische Leistung			
Niederdruckdampf	in MW		0,2 ... 10,0
Niederdruckheißwasser	in MW		0,2 ... 10,0
Hochdruckheißwasser	in MW	1,0 ... 9,3	10,0 ... 18,6
Betriebsdruck	in bar		... 27
Heizfläche	in m <sup>2</sup>		45 ... 530
Dampfraumvolumen	in m <sup>3</sup>		1,1 ... 9,1
Kesseldurchmesser	in m		1,9 ... 4,05
Kessellänge	in m		3,2 ... 6,3
Betriebsmasse	in t		14,5 ... 91,0

**Tabelle 1:** Kennwerte von Flammrohr-Heizrohrkessel [1]

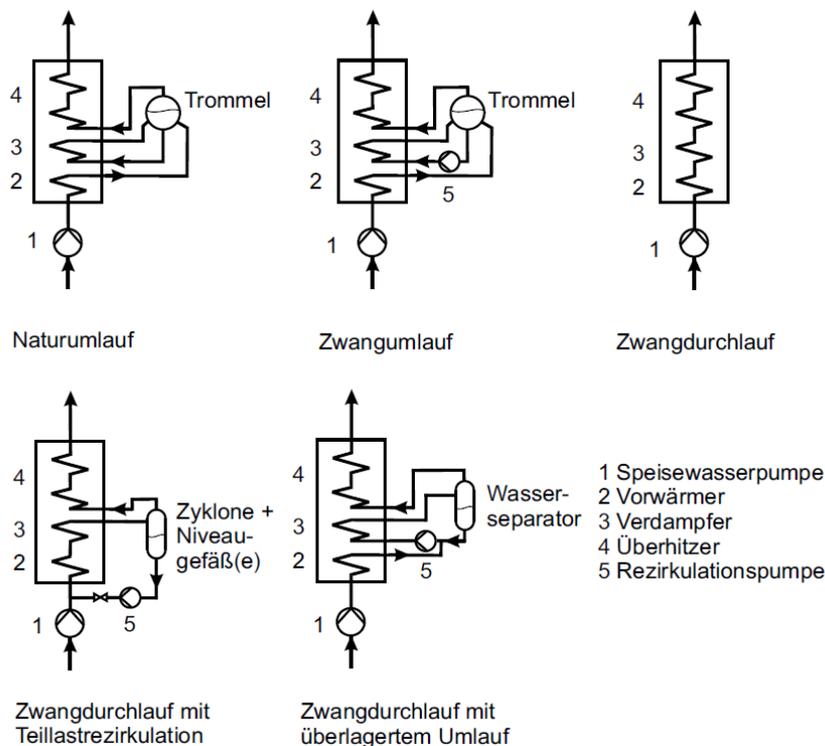
## 2.4 Wasserrohrkessel

Bei den Wasserrohrkesseln befindet sich das Arbeitsmedium Wasser bzw. das Wasser-Dampf-Gemisch in den Rohren. Die heißen Rauchgase strömen dabei um die Rohre. Wie

schon in Kapitel 2.2 erwähnt erfolgt hier die Einteilung nach dem Umlaufsystem:

- Naturumlauf
- Zwangumlauf
- Zwangdurchlauf (mit und ohne Umwälzeinrichtung)

Die verschiedenen Umlaufsysteme sind in Abbildung 4 dargestellt. Neben den drei Grundtypen sind auch die Systeme für Zwangdurchlauf mit Teillast- und Volllastumwälzung zu sehen. Man erkennt außerdem, dass bei Natur- und Zwangumlauf Trommeln verwendet werden, während dieses Bauteil bei den Zwangdurchlaufkesseln wegfällt.



**Abbildung 4:** Umlaufsysteme der Wasserrohrkessel [3]

Die Vorteile der Wasserrohrkessel sind eine große, hoch belastbare Heizfläche, eine schnelle Betriebsbereitschaft und wesentlich höhere Dampfparameter (Druck und Temperatur) als bei den Großwasserraumkesseln. Die Entwicklung zu immer höheren Drücken und Temperaturen in der Dampftechnik hat die Verbreitung der Wasserrohrkessel beschleunigt, denn die bei Großwasserraumkessel erforderlichen großen Wanddicken führen zu Wärmespannungen, die nicht beherrscht werden können. Der Nachteil der geringen Speicherfähigkeit konnte erst durch schnell regelbare Feuerungen (Kohlestaub-, Öl-, und

Gasfeuerung) egalisiert werden [6]. Mit kleiner werdenden Durchmessern der wasser- und dampfführenden Bauteile wurde auch die Anforderung an die Speisewasserqualität immer höher. Allerdings erlaubt die moderne Wasseraufbereitungstechnik diese Kessel problemlos zu betreiben. Der finanzielle Aufwand für vollentsalztes Wasser ist jedoch nicht unerheblich und muss beachtet werden [6].

Die Leistungskennwerte der Wasserrohrkessel reichen bei Naturumlaufsystemen bis 180 bar und bei Zwangdurchlauf bis 300 bar. Es können dabei Heißdampftemperaturen von 560°C mit Spitzenwerten bis zu 600°C realisiert werden [1].

Der in dieser Arbeit untersuchte Kessel besitzt ein Naturumlaufsystem. Deshalb soll nun genauer auf die Funktionsweise und Charakteristik der Naturumlaufsysteme eingegangen werden.

## 3 Naturumlauf-Dampferzeuger

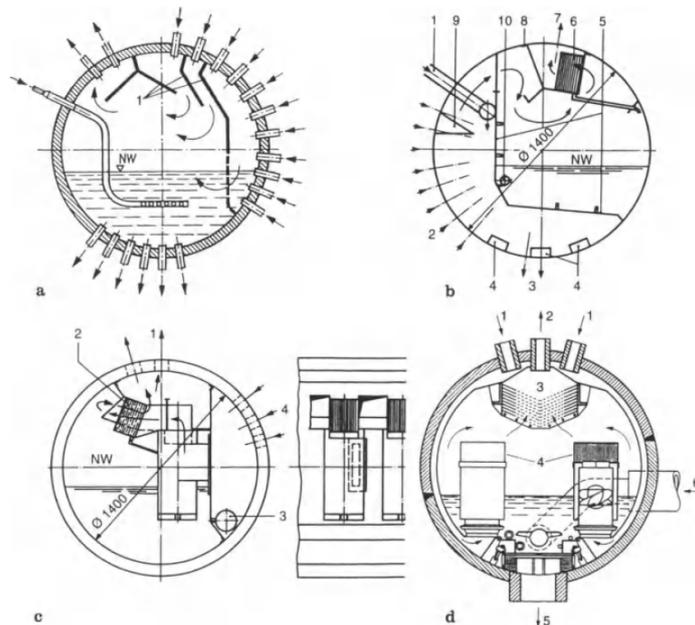
Bei den Naturumlauf-Dampferzeugern wird der Wasser-Dampf-Umlauf durch den Dichteunterschied zwischen dem Wasser in den (meist) unbeheizten Fallrohren und dem Wasser-Dampf-Gemisch in den beheizten Verdampferrohren erreicht. Durch die entstehende Auftriebskraft stellt sich in dem System aus Trommel, Fallrohren, Verteiler und Verdampfer bzw. Steigrohren ein Wasserumlauf ein. Je nach Stärke der Beheizung ändert sich der Umlauf. Es ist somit keine zusätzliche Energie notwendig um den Umlauf aufrecht zu erhalten.

### 3.1 Umlaufprinzip

Die Trommel des Naturumlaufkessels, die als Ausgangspunkt des Umlaufsystems bezeichnet werden kann und gleichzeitig den Verdampfungsstutzen darstellt, hat wichtige Aufgaben. Sie nimmt das frisch eingespeiste Sattwasser auf (Zustand normalerweise knapp unter der Siedelinie) und verteilt dieses auf die Fallrohre, die sich am tiefsten Punkt der Trommel befinden. Weiters soll sie für eine Erhöhung des Wärmespeichervermögens sorgen und das Halten des Soll-Wasserstandes erleichtern. Eine zentrale Funktion ist außerdem die Trennung von Dampf und Wasser. Dies kann entweder ganz einfach durch die Schwerkraft, spezielle Abscheidebleche, oder bei höheren Kesselbetriebsdrücken durch Zyklonabscheider erreicht werden (siehe auch Abbildung 5).

Der entnommene Sattdampf sollte einen möglichst geringen Wasseranteil enthalten, um die Dampfturbine oder nachgeschaltete Überhitzerheizflächen zu schützen. Im Falle eines Ausfalls der Speiseeinrichtungen muss die Trommel dafür sorgen, dass die Absinkgeschwindigkeit des Wasserstandes möglichst niedrig ist. Weiters ist die Trommel als Fixpunkt im System der Einbauort der sicherheitstechnischen Kesselausrüstung auf der Wasserseite. Dazu gehören das Sicherheitsventil, sowie Messwertgeber für Regler und Begrenzer für Druck, Temperatur und Wasserstand [6].

Nachdem das Sattwasser die meist unbeheizten Fallrohre passiert hat, gelangt es zu einer Untertrommel. Bei heutigen Konstruktionen wird diese als Sammler ausgeführt. Von dort wird es an die Verdampferheizflächen weitergeleitet. Dies können Flossenrohrwände oder Schottheizflächen sein. Durch Konvektion und Strahlung der heißen Rauchgase wird nun das Wasser erhitzt und es beginnt zu verdampfen. Dabei entsteht durch den Dichteunterschied zwischen Wasser und Dampf die bereits erwähnte Auftriebskraft, die für den Wasserumlauf sorgt. Die Kraft ist dabei proportional der Dichtedifferenz  $\rho_{Wasser} - \rho_{Gemisch}$  [6]. Mit steigendem Betriebsdruck wird diese Dichtedifferenz immer geringer. Die physikalische Grenze für den Betrieb liegt beim kritischen Druck von Wasser (221,2 bar), denn hier gilt:  $\rho_{Wasser} = \rho_{Dampf} = \rho_{Gemisch}$  [6]. Es gibt hier keinen Unterschied mehr zwischen den beiden Phasen und das Naturumlaufprinzip funktioniert nicht mehr. Die



**Abbildung 5:** Trommleinbauten zur Dampftrennung. **a)** Schwerkraftabscheidung mit Lenkblechen, **b)** Trommelraumtrennung, Umlenkleche und Feinabscheider, 1 Speisewassereintritt, 2 Steigrohre, 3 Fallrohre, 4 Ausgleichsschlitze, 5 abnehmbare Blechwände, 6 Feinabscheider, 7 Dampfaustritt, 8 dichte Verbindung, 9 seitlicher Überlauf, 10 Entsalzung **c)** Fliehkraftabscheidung mit Zyklonen und anschließende Feinabscheidung, 1 Dampfaustritt, 2 Feinabscheider, 3 Speisewassereintritt, 4 Steigrohre **d)** Fliehkraftabscheidung mit Zyklonen und anschließendem Dampfsieb, 1 Dampf-Wassergemisch, 2 Dampfaustritt, 3 Dampfsieb, 4 Zyklonabscheider, 5 Fallrohr, 6 Speisewasser [1]

praktische Betriebsgrenze für Naturumlaufdampferzeuger liegt bei ungefähr 180 bar [3]. Abschließend gelangt das Wasser-Dampf-Gemisch in die Trommel wo es getrennt wird. Der Sattdampf wird nun entweder direkt der Dampfturbine zugeführt oder zuvor noch auf die gewünschte Temperatur überhitzt.

## 3.2 Vor- und Nachteile der Naturumlaufkessel

Der Naturumlauf-Dampferzeuger ist der weltweit am häufigsten installierte Kessel, obwohl für Dampferzeuger großer Leistungen ausschließlich Kessel nach dem Zwangdurchlaufprinzip gebaut werden [1]. Grundsätzlich sind alle bekannten Feuerungsbauarten für feste, flüssige und gasförmige Brennstoffe möglich. Die Kessel können darüber hinaus in der Einzugs-, Zweizug oder Mehrzugbauweise realisiert werden, wobei der Zweizug-Kessel als klassische Ausführung gilt. Hier ist vor allem die niedrige Bauhöhe vorteilhaft [1].

Generelle Vorteile des Naturumlaufkessels sind [1, 3]:

- einfacher Aufbau des Verdampfers
- geringer Energiebedarf für die Speisepumpe gegenüber anderen Durchlaufsystemen
- große Speicherfähigkeit des Systems
- nur bei extremen Bedingungen wird die kritische Wärmestromdichte erreicht
- einfache Bedienbarkeit des Systems

Nachteilig sind:

- schneller abfallende Heißdampftemperatur (fixer Verdampfungsendpunkt in der Trommel)
- Empfindlichkeit des Umlaufes gegenüber Druckabsenkungen
- lange Anfahrzeiten (dickwandige Bauteile)
- Einschränkungen beim Gleitdruckbetrieb

### 3.3 Betrieb von Naturumlaufkesseln

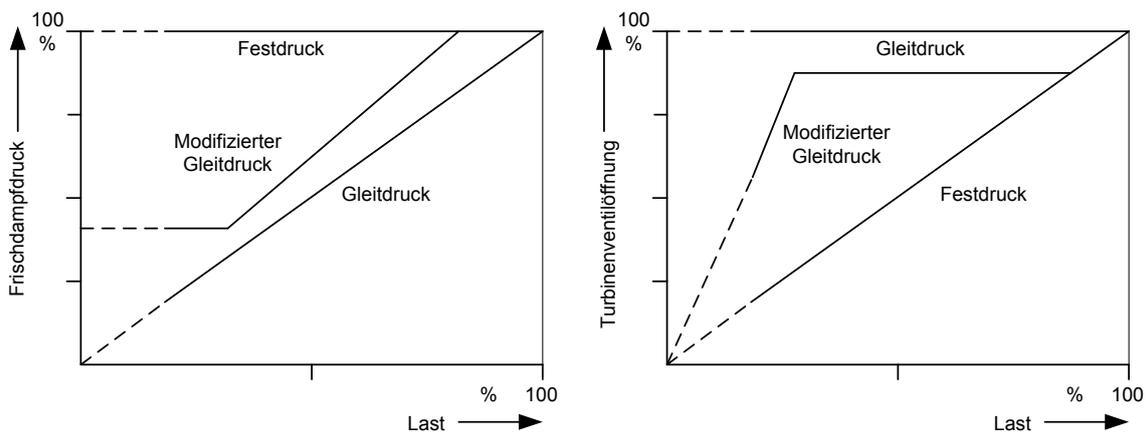
Jeder Dampferzeuger wird für bestimmte Betriebsverhältnisse (Leistungsparameter) ausgelegt. Daraus ergibt sich ein bestimmter Nennlast- und Teillastbereich, die im normalen Betrieb eingehalten werden sollten. Allerdings kann es in bestimmten Situationen wie zum Beispiel beim Anfahren, niedriger Teillast oder plötzlichen Laständerungen zu Abweichungen kommen. Beim Anfahren sollte deshalb die Feuerungsleistung nicht zu schnell gesteigert werden, um für eine ausreichende Kühlung der beheizten Rohre zu sorgen. Problematisch sind außerdem die Thermospannungen die vor allem in der dickwandigen Trommel auftreten. Aufgrund dieser Tatsachen ergeben sich maximal zulässige Temperatur- und Druckänderungsgeschwindigkeiten, die der Anlage entsprechend gewählt werden müssen[1].

Die bevorzugte Betriebsweise von Naturumlaufsystemen ist der Festdruckbetrieb, es kann aber auch der Gleitdruckbetrieb angewandt werden [3]. Die Dampfturbine soll dabei eine entsprechende Leistung ins Stromnetz liefern. Grundsätzlich gilt für die Leistung [4]:

$$P_D \sim \dot{m}_D \sim A \cdot \frac{p_D}{\sqrt{T_D}} \quad (1)$$

Eine Änderung des Dampfmassenstroms  $\dot{m}_D$  und somit eine Leistungsänderung ist also nur möglich wenn man entweder den Druck  $p_D$  vor dem Turbineneinlassventil konstant

hält und den Ventilquerschnitt  $A$  dabei ändert oder bei fester Ventilstellung den Eingangsdruck variiert. Beim Festdruckbetrieb wird der Dampfdruck vor dem Turbinenventil über den gesamten Lastbereich annähernd konstant gehalten und der Dampfmassestrom durch Änderung der Strömungsquerschnitts geregelt. Vorteilhaft ist in diesem Fall das gute Laständerungsverhalten. Durch die Drosselung treten allerdings Verluste auf die zu einem Wirkungsgradverlust in der Teillast führen. Bei der Gleitdruckregelung wird die Leistung durch eine Änderung des Frischdampfdruckes geregelt. Der Querschnitt des Turbineneinlassventils bleibt dabei über den gesamten Lastbereich konstant geöffnet. Der Vorteil ist hier unter anderem eine höhere Lebensdauer (geringere Anlagenbelastung) und ein höherer Wirkungsgrad in der Teillast. Nachteilig ist, dass eine Laständerung nur mit einer deutlichen zeitlichen Verzögerung möglich ist (Speicherwirkung des Dampfes). Um die Vorteile beider Betriebsweisen zu kombinieren setzt man heutzutage oft auf die sogenannte modifizierte Gleitdruckregelung. Der Dampf wird über offene Regelventile zugeführt, jedoch sind diese um ungefähr 10 Prozent androsselt. Somit können die Vorteile der Gleitdruckregelung genutzt werden und eine Leistungsänderung ist, wie beim Festdruckbetrieb, sehr schnell möglich [5]. Diese 3 Betriebsarten sind auch in Abbildung 6 dargestellt.



**Abbildung 6:** Betriebsweisen von Dampfturbinen [4]

### 3.4 Der Wasserumlauf

Ein zuverlässiger Wasserumlauf ist entscheidend für einen sicheren Betrieb von Naturumlaufdampferzeugern. Der Umlauf ist dann zuverlässig, wenn alle beheizten Rohre durch das Wasser-Dampf-Gemisch ausreichend gekühlt werden. Dies stellt sicher, dass keine Materialgrenzwerte überschritten werden und keine Schäden an den Rohren entstehen.

Ein wichtiger Kennwert, welcher den Wasserumlauf charakterisiert, stellt die Umlaufzahl  $U_D$  dar. Sie ist folgendermaßen definiert [3]:

$$U_D = \frac{\dot{m}_{ges}}{\dot{m}_D} = \frac{1}{x_D} \quad (2)$$

Wie in Gleichung (2) zu sehen, beschreibt die Umlaufzahl das Verhältnis des sich im Umlauf befindlichen Gesamtmassenstromes  $\dot{m}_{ges}$  zum erzeugten Dampfmassenstrom  $\dot{m}_D$ . Dies entspricht genau dem Kehrwert des Dampfgehalts  $x_D$ . Je höher der Druck im Umlaufsystem steigt, desto kleiner wird die Umlaufzahl. Das bedeutet wiederum, dass der Dampfgehalt mit steigendem Druck steigt. In Tabelle 2 ist dieser Effekt gut zu erkennen.

Druck [bar]	Dampferzeugerkapazität [t/h]	Umlaufzahl
170 - 190	$\geq 800$	4 - 6
140 - 160	185 - 670	5 - 8
100 - 120	160 - 420	8 - 15
20 - 30	35 - 240	15 - 25
$\leq 15$	20 - 200	45 - 65
	$\leq 15$	100 - 200

**Tabelle 2:** Umlaufzahlen von Naturumlauf-Dampferzeugern bei unterschiedlichen Druckniveaus [3]

Am Ende des Umlaufs sollten sich nicht mehr als 20 bis 40 % Dampf in den Steigrohren befinden, denn sonst besteht die Gefahr die Siedekrise (siehe Kapitel 3.5) zu erreichen [1]. Bei Auslegungsrechnungen muss deshalb ein Nachweis eines ausreichenden Abstandes von der Siedekrise durchgeführt werden. Der kritische Dampfgehalt hängt dabei von der Wärmestromdichte und dem Betriebsdruck ab. Auch die Lage der Rohre (geneigt oder horizontal) kann eine Rolle spielen[3].

## 3.5 Die Zweiphasenströmung

Im Verdampfer des Dampferzeugers liegt eine Zweiphasenströmung aus Dampf und Wasser vor. Je nach Volumenanteil des Dampfes und der Lage der Rohre im Raum (horizontal, vertikal, geneigt) ergeben sich unterschiedliche Strömungsformen. Diese unterschiedlichen Strömungsformen haben großen Einfluss auf den Druckverlust und den Wärmeübergang in den Rohren. In Abbildung 7 sind die Grundtypen der Strömungsformen über der beheizten Länge in einem vertikal durchströmten Rohr und der Verlauf der Arbeitsmittel- und Rohrwandtemperatur dargestellt.

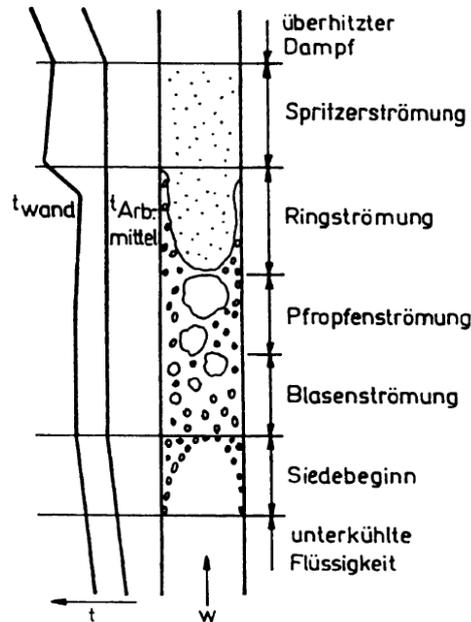
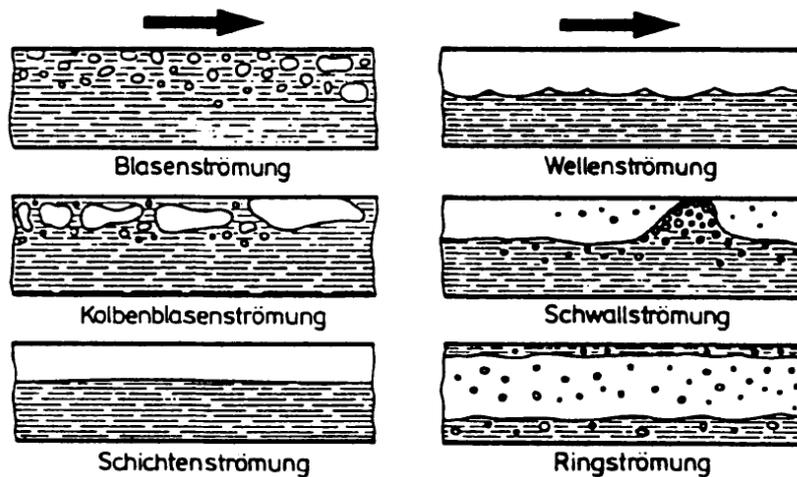


Abbildung 7: Strömungsformen im vertikalen beheizten Rohr [1]

Das Arbeitsmittel tritt in beiden Fällen als unterkühlte Flüssigkeit ein. Bei kleinem Dampfanteil bildet sich die sogenannte Blasenströmung, die beim Naturumlauf angestrebt wird. Steigt nun der Dampfanteil entwickelt sich die instabile Pfropfenströmung und in weiterer Folge eine Ringströmung. Diese Strömungsform dient als Oberbegriff für alle Strömungsformen die als Gemeinsamkeit einen Wasserring an der Wand ausbilden. Bei zusätzlicher Wärmezufuhr verschwindet auch der letzte Wasserfilm und es bilden sich feine Wassertröpfchen die als Spritzerströmung bezeichnet werden. Wie in Abbildung 7 zu sehen steigt beim Übergang von Ring- auf Spritzerströmung die Rohrwandtemperatur stark an. Der Grund hierfür ist der Abfall des Wärmeübergangskoeffizienten, da die Wärme nun auf den Dampf übertragen wird. Bei entsprechend hoher Wärmestromdichte kann es so zur Zerstörung der Rohre kommen. Folglich ist bei der Auslegung der Rohre der Maximalwert der Wandtemperatur ein wichtiger Parameter bei der Festigkeitsberechnung. Der kritische Zustand ist abhängig von Druck, Dampfgehalt und Strömungsgeschwindigkeit und wird im Allgemeinen als *Siedekrise* bezeichnet. Sie kann dabei in drei Formen auftreten[1]:

1. **Siedekrise erster Art:** Sie kann im gesamten Gebiet der Blasen- und Filmverdampfung auftreten und wird durch eine hohe Wärmestromdichte ausgelöst. Eine alternative Bezeichnung dieser Siedekrise lautet *DNB* (Departure from Nucleat Boiling).

2. **Siedekrise zweiter Art:** Diese Form tritt auf, wenn die Ring- in die Spritzerströmung übergeht und der Wasserfilm an der Rohrwand austrocknet. Aus diesem Grund wird sie auch mit *Dryout* bezeichnet. Die Wandtemperatur erhöht sich nicht so stark wie im ersten Fall und die kritische Wärmestromdichte sinkt.
3. **Siedekrise dritter Art:** Wenn man die Wärmestromdichte weiter verringert, verlagert sich die Siedekrise zu höheren Dampfgehalten. Es lagern sich Wassertropfen ab, die beim Verdampfen ebenfalls zum Austrocknen führen. In diesem Fall wird dieses Phänomen als *Burnout* bezeichnet.



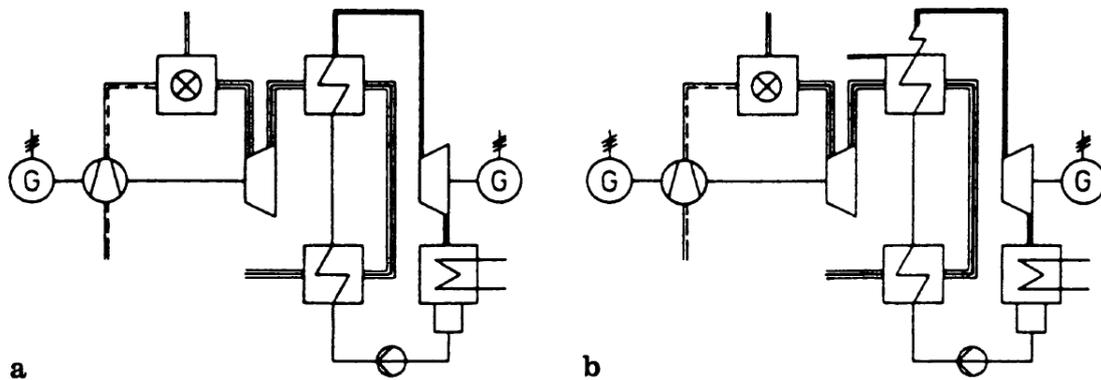
**Abbildung 8:** Strömungsformen im horizontalen beheizten Rohr [1]

Bei horizontalen und geneigten Rohren (siehe Abbildung 8) ergeben sich mehrere Strömungsformen, da hier die Schwerkraft im rechten Winkel zur Strömungsrichtung wirkt. Der entstehende Dampf sammelt sich in der oberen Hälfte der Rohre und es ergeben sich mit zunehmendem Dampfgehalt die Strömungsformen Blasenströmung, Pfropfenströmung, Schwallströmung, Wellenströmung und die Ringströmung.

Der Druckverlust, der ebenfalls ein wichtiges Kriterium bei der Auslegung von Wasserumlaufsystemen darstellt, ist in der Zweiphasenströmung größer als bei einphasigen Strömungen. Abhängig ist er unter anderem von der Beheizung und somit auch von den verschiedenen Strömungsformen. Details dazu finden sich in der Literatur [1, 3].

## 4 Der Abhitzekessel

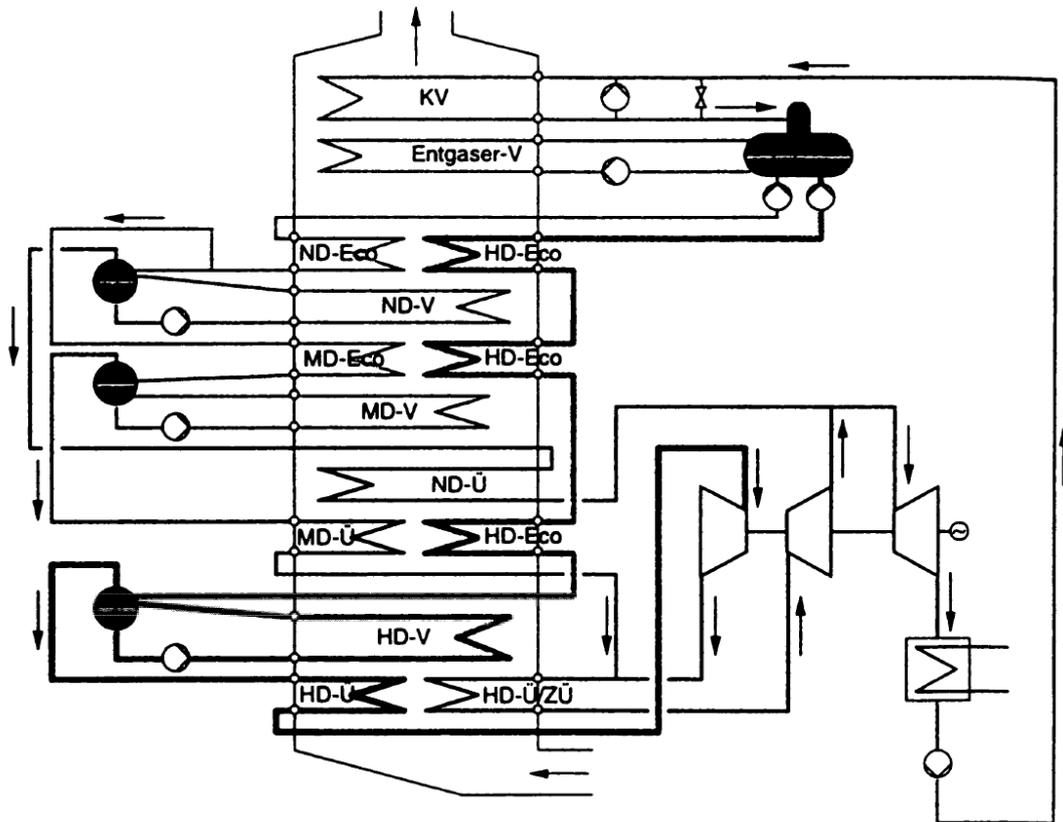
In Zusammenhang mit der Energie- und Klimaproblematik ist die Energie-Effizienz eine der zentralen Herausforderungen. Das bedeutet im Allgemeinen eine Minimierung der Verluste und weniger Brennstoffverbrauch. Im Bereich der Dampferzeuger liegt hier der Fokus auf der verstärkten Nutzung und Rückgewinnung von anfallender Abwärme aus industriellen Prozessen. Zu diesen Prozessen zählen unter anderem Gasturbinen, Konverter in der Eisen- und Stahlindustrie oder Gaskühlanlagen in der Großchemie [1]. Grundsätzlich hängt die Auswahl des Abwärmenutzungssystems von der Temperatur und der vorhandenen Menge der Abwärme ab. Bei großen Mengen und hohen Temperaturen kommen sogenannte *Abhitzekessel* (engl. *Heat Recovery Steam Generator - HRSG*) zum Einsatz. Die gebräuchlichste Form des Abhitzekessels ist die Anwendung hinter einer Gasturbine in einem Gas- und Dampf-Kombikraftwerk oder einem Blockheizkraftwerk. Häufig wird auch eine Zusatzfeuerung eingebaut, um das sauerstoffreiche Abgas der Gasturbine auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen. Diese Maßnahme steigert die erreichbaren Dampfparameter sowie die Dampfleistung und ermöglicht darüber hinaus eine Zwischenüberhitzung des Arbeitsmittels. In der Teillast kann dadurch auch die produzierte Dampfmenge konstant gehalten werden [3, 1]. Abbildung 9 zeigt das Schaltbild eines Gas- und Dampfprozesses. Hinter der Gasturbine (bestehend aus Verdichter, Brennkammer und Turbine) ist jeweils ein Abhitzekessel und eine Dampfturbine nachgeschaltet. Bei Variante b ist der Abhitzekessel mit einer Zusatzfeuerung ausgestattet. An Gas- und Dampfturbine befindet sich zudem ein Generator (G).



**Abbildung 9:** Schaltbild eines Gas- und Dampfprozesses. **a** Gasturbine mit nachgeschaltetem Abhitzekessel, **b** Gasturbine mit nachgeschaltetem Abhitzekessel und Zusatzfeuerung [1]

Um die Abgastemperatur möglichst weit abzusenken und den Kesselwirkungsgrad zu optimieren, werden wasserseitig mehrere Druckstufen (meistens Zwei- oder Dreidrucksysteme) verwendet. Dies ermöglicht die Produktion von Mittel- und Niederdruckdampf oder auch Heißwasser für die Fernwärmenutzung. Dem Hochdrucksystem werden dabei

die weiteren Drucksysteme abgasseitig nachgeschaltet. In Abbildung 10 ist ein Abhitzeessel mit Dreidruckprozess dargestellt. Man erkennt, dass in diesem Fall sogar eine Zwischenüberhitzung angewandt wird. Der Dampf wird nach der Hochdruckturbine mit dem überhitzten Dampf der Mitteldruckstufe zwischenüberhitzt und der Mitteldruckturbine zugeführt.



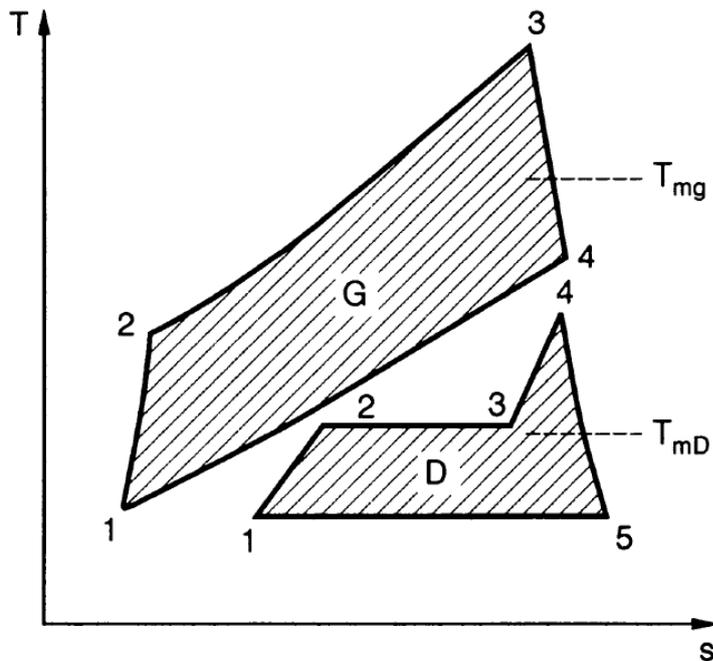
**Abbildung 10:** Durchflussschema eines Abhitzeessels mit Dreidruckprozess. HD Hochdrucksystem, MD Mitteldrucksystem, ND Niederdrucksystem, KV Kondensatvorwärmer, V Verdampfer, Ü Überhitzer, ZÜ Zwischenüberhitzer [1]

## 4.1 Der Gas- und Dampfprozess

Durch die Kombination von einem Gas- und Dampfprozess kann eine erhebliche Erhöhung des Wirkungsgrades von konventionellen Anlagen erreicht werden. Prozesswirkungsgrade von über 55 % sind möglich [1]. Im Kraftwerk Irsching (Bayern, Deutschland) gibt der Betreiber (E.ON Kraftwerke) bei dem seit 2011 in Betrieb befindlichen Block „Ulrich Hartmann“ sogar einen Wirkungsgrad von 60,4 % an [2].

Thermodynamisch betrachtet kombiniert man den klassischen *Clausius-Rankine-Prozess* mit Wasserdampf als Arbeitsmittel mit dem vorgeschalteten *Joule-Prozess* mit Gas als Arbeitsmittel. Für einen hohen Gesamtwirkungsgrad ist eine höchstmögliche Energieumwandlung im *Joule-Prozeß*, sowie ein möglichst hohes Temperaturniveau zur Wärmeübertragung im Dampfprozess notwendig. Die beiden Prozesse im T,s-Diagramm sind in Abbildung 11 zu sehen. Gut erkennbar sind die eingezeichneten mittleren Temperaturen  $T_{mG}$  und  $T_{mD}$  des Gas- und Dampfprozesses. Sie spielen in Zusammenhang mit dem thermischen Wirkungsgrad des GuD-Prozesses eine wichtige Rolle, denn es gilt:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_{mD}}{T_{mG}} \quad (3)$$



**Abbildung 11:** Der Gas- und Dampfprozess im T,s-Diagramm. **G Gasturbinenprozess:** 1-2 Verdichter, 2-3 Brennkammer, 3-4 Turbinenstufe, 4-1 Abhitzeessel; **D Dampfturbinenprozess:** 1-2 Speisewasservorwärmer (Economiser), 2-3 Verdampfer, 3-4 Überhitzer, 4-5 Dampfturbine, 5-1 Kondensator[1]

Wie auch durch Gleichung (3) ersichtlich, hat die Gasturbineneintrittstemperatur den größten Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad. Heute liegen die Eintrittstemperaturen

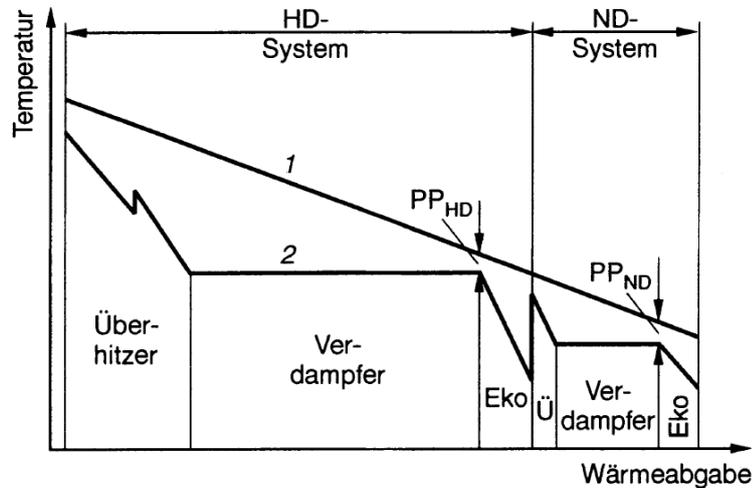
durch intensive Entwicklung seit 1990 bei 1200 bis 1300°C und sogar darüber. Eine weitere Steigerung der Eintrittstemperatur ist nur durch Entwicklung von Hochtemperaturwerkstoffen mit speziellen Beschichtungen und Kühlung der Turbinenschaufeln möglich. Das optimale Leistungsverhältnis von Gas- zu Dampfturbine liegt bei  $P_G/P_D \sim 2 : 1$  [1].

### 4.2 Auslegung von Abhitzeesseln

Bei der Auslegung von Abhitzeesseln sollten folgende Kennwerte und Kriterien beachtet werden[1]:

- vorhandene Abgasmenge (beeinflusst das Bauvolumen)
- Abgastemperatur (legt die Heißdampf Temperatur fest)
- gassetiger Druckverlust (wirkt sich auf die Leistung der Gasturbine aus)
- Temperaturdifferenz  $\Delta t_{pp}$  von Gastemperatur nach dem Verdampfer und Siedetemperatur (legt die produzierbare Dampfmenge fest)
- Platzbedarf (möglichst gering)
- Montageaufwand (auf ein Minimum zu reduzieren)

Ein besonders wichtiger Kennwert stellt die Temperaturdifferenz  $\Delta t_{pp}$  dar. Sie ist die hauptverantwortliche Größe zur Dimensionierung der Heizfläche des Abhitzeessels. Diese Temperaturdifferenz liegt am Punkt mit dem kleinsten Abstand zwischen Wasser- und Gasseite an. Der Punkt wird auch als „Pinch Point“ (Einschnürungspunkt) bezeichnet. Umso kleiner  $\Delta t_{pp}$  ist, desto mehr Dampf kann erzeugt werden. Allerdings wächst damit auch überproportional die dazu benötigte Heizfläche. Es ergibt sich also eine technisch-wirtschaftliche Optimierungsaufgabe. Wirtschaftlich sinnvolle Temperaturdifferenzen am Pinch-Point liegen bei Dreidrucksystemen im Bereich von 6 bis 10 Kelvin. In Abbildung 12 ist der Temperaturverlauf und die Wärmeabgabe eines Abhitzeessels mit Zweidrucksystem (Nieder- und Hochdrucksystem) dargestellt. Gut erkennbar ist dabei auch der Pinch-Point für das HD- und ND-System[1].



**Abbildung 12:** Temperaturverlauf und Wärmeabgabe eines Abhitzekeessels. 1 Temperaturverlauf des Gasturbinen-Abgases, 2 Wärmeaufnahme der Heizflächen, Hochdruck(HD)-System, Niederdruck(ND)-System,  $PP_{HD}$  Pinch Point Hochdrucksystem,  $PP_{ND}$  Pinch Point Niederdrucksystem[1]

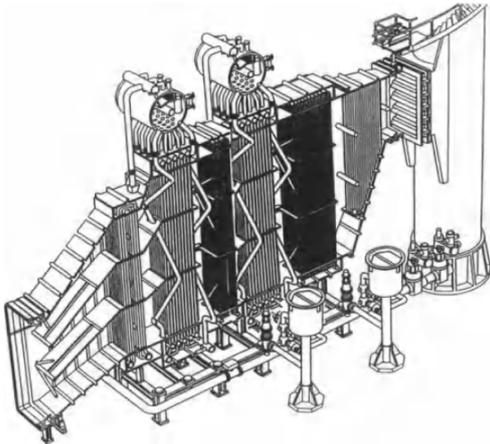
### 4.3 Bauarten

Grundsätzlich unterscheidet man zwei verschiedene Bauarten von Abhitzekeesseln:

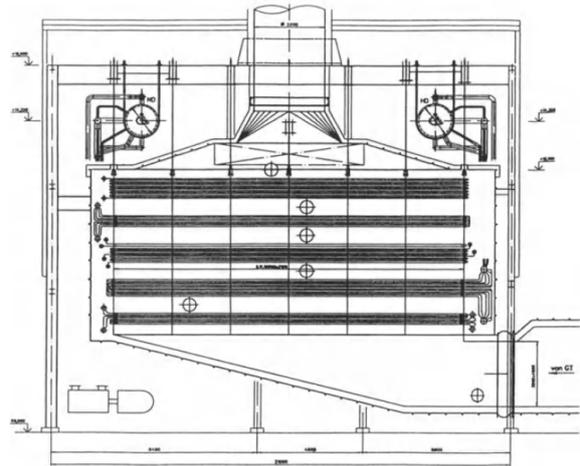
1. **Horizontale Bauform:** Das Abgas der Turbine strömt horizontal durch den Rauchgaszug und die Verdampferrohre sind senkrecht angeordnet.
2. **Vertikale Bauform:** Das Abgas strömt vertikal im Rauchgaszug von unten nach oben oder entgegengesetzt. Die Verdampferrohre sind horizontal angeordnet.

Die beiden Bauformen sind in den Abbildungen 13 und 14 exemplarisch dargestellt. Während die horizontale Bauform hauptsächlich in den USA gebaut wird, ist in Europa großteils die vertikale Bauform vorzufinden. Als Umlaufsystem kommt bei horizontalen Abhitzekeesseln der Naturumlauf zum Einsatz. Bei den vertikalen Kesseln wird vorzugsweise Zwangumlauf eingesetzt, aber auch Naturumlauf und Zwangdurchlauf sind grundsätzlich möglich[1]. Die Heizflächen der Abhitzekeessel sind in einem ungekühlten Blechkanal eingehängt und bei einer vorhandenen Zusatzfeuerung muss auch eine entsprechende Innenisolierung installiert werden. Die Rohre der Heizflächen sind mit bis zu 270 Rippen pro Meter ausgestattet. Dabei werden entweder glatte oder segmentierte Rippen eingesetzt. Sie vergrößern die Oberfläche und ermöglichen so eine effiziente Wärmeübertragung bei den relativ kleinen vorhandenen Temperaturdifferenzen. Wie in Abbildung 15 zu sehen besitzen segmentierte Rippen bessere Wärmeübertragungsfähigkeiten (höhere Nußelt-Zahlen) als glatte Rippen, führen aber zu höheren Druckverlusten

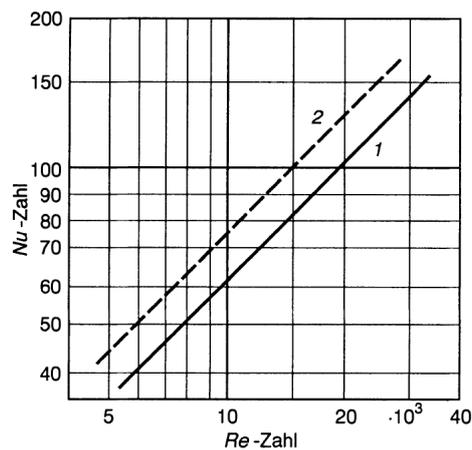
auf der Gasseite. Dies ist wiederum schlecht für die Leistung der Gasturbine die schon bei einem Druckverlust von 1 mbar 0.05% Leistung verliert[1].



**Abbildung 13:** Abhitzeessel in horizontal Bauform mit Naturumlauf und ohne Zusatzfeuerung[1]



**Abbildung 14:** Abhitzeessel in vertikaler Bauform mit Naturumlauf und ohne Zusatzfeuerung[1]



**Abbildung 15:** Wärmeübergang am Rippenrohr. 1 glatte Rippen, 2 segmentierte Rippen [1]

## 5 Modellierung eines Abhitzekessels mit Naturumlaufsystem

In den folgenden Abschnitten dieser Arbeit werden verschiedene numerische Untersuchungen an einem Abhitzekessel mit Naturumlaufsystem präsentiert. Dabei lag der Schwerpunkt vor allem auf Stabilitätsuntersuchungen des Wasserumlaufs im Verdampferkreislauf bei Änderung gewisser Parameter. Zum Einsatz kamen dabei die Programme NOWA, DBS (Dynamic Boiler Simulation) und APROS, die unterschiedliche Ansätze in der Berechnung verfolgen (siehe Kapitel 5.1). Als erster Schritt wurde der relevante Teil der Anlage (Hochdruck-Verdampfer), unter Zuhilfenahme von Konstruktionszeichnungen, aufbereitet und daraufhin in den unterschiedlichen Softwareanwendungen implementiert. Nach erfolgter Modellerstellung, wurden folgende Simulationsrechnungen durchgeführt:

- Simulation eines Kaltstarts ausgehend von 1 bar mit dem Original-Design (APROS)
- Simulation eines Kaltstarts ausgehend von 1 bar mit Variation des Unterhubs (APROS)
- Simulation eines Warmstarts ausgehend von 10 bar mit dem Original-Design (APROS, DBS, NOWA) und Vergleich der Ergebnisse

Die Ergebnisse der Berechnungen werden schlussendlich in Abschnitt 7, der vorliegenden Arbeit, diskutiert.

### 5.1 Verwendete Software

Wie schon erwähnt, wurden zur Simulation 3 verschiedene Software-Pakete verwendet. Diese sollen nun kurz präsentiert werden.

#### 5.1.1 NOWA

NOWA ist ein Programm zur Analyse von Strömungsproblemen in einem beheizten Rohrnetzwerk und wurde an der TU Wien von Professor Dr. Wladimir Linzer und Nowotny entwickelt [7]. Es können Naturumlauf-, Zwangumlauf- und Zwangdurchlaufsysteme im *stationären* Zustand berechnet werden.

### 5.1.2 DBS

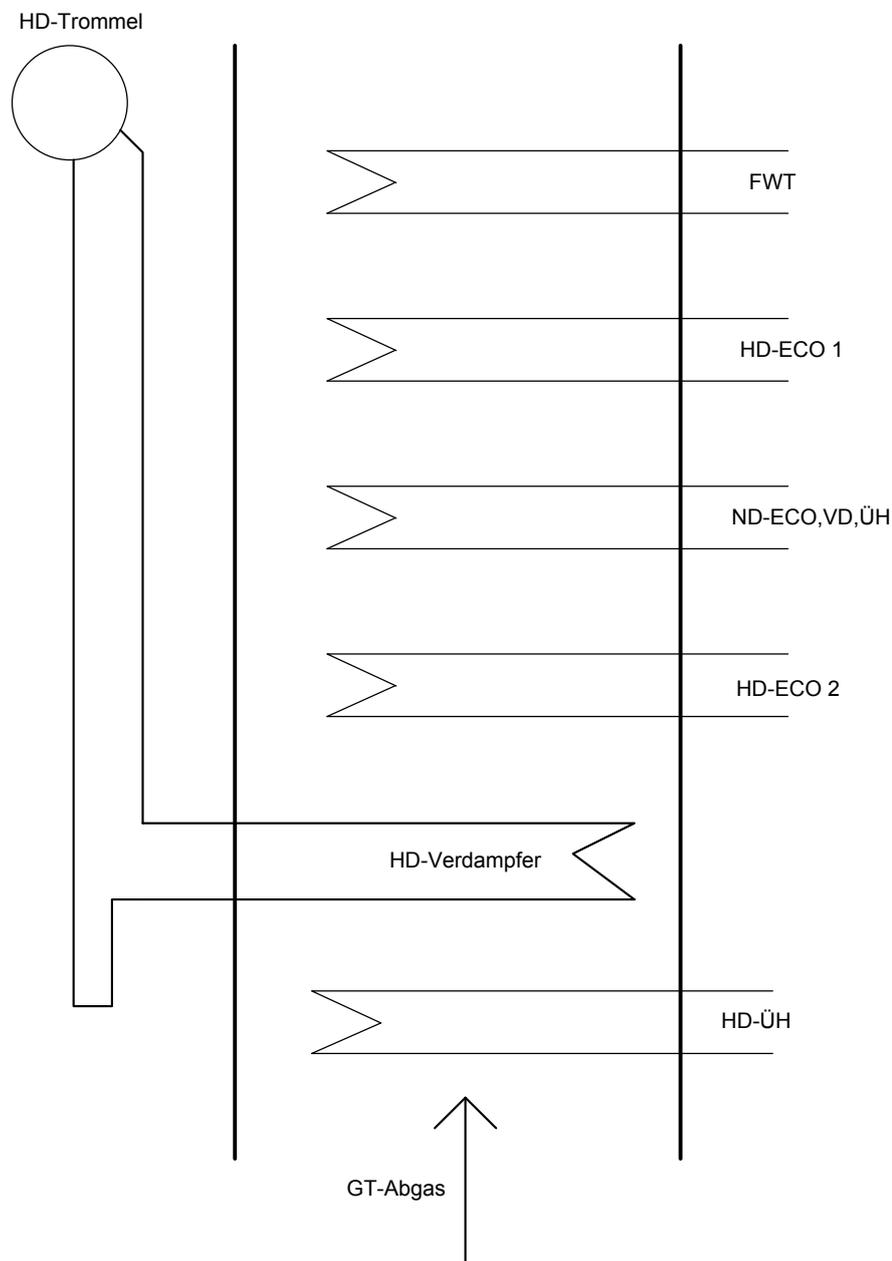
Das Programm DBS (Dynamic Boiler Simulation) wurde ebenfalls an der TU Wien am Institut für Energietechnik und Thermodynamik entwickelt [8]. Mit dieser Software können transiente Vorgänge in beheizten Rohrnetzwerken untersucht werden, was unter anderem auch auf den in dieser Arbeit untersuchten Startvorgang eines Dampferzeugers (Abhitzekessel) zutrifft. Das Programm rechnet dabei im Gebiet der koexistierenden Phasen, mit dem sogenannten *homogenen Zweiphasenmodell*. Das bedeutet, dass das Arbeitsmittel als eine homogene Mischung aus Wasser und Dampf betrachtet wird.

### 5.1.3 APROS

APROS ist ein Programm aus Finnland, welches seit 1986 von Fortum und VTT (Technical Research Centre of Finland) entwickelt wird. Es ermöglicht *dynamische* Simulationen von verschiedensten industriellen Prozessen. Auch zur Simulation von kalorischen Kraftwerken wird es häufig verwendet. Der Unterschied zu DBS ist, dass APROS im Falle von Wasser als Arbeitsmittel im Zweiphasengebiet mit dem sogenannten *6-Gleichungsmodell* rechnen kann. Das bedeutet, dass für beide Phasen (Wasser und Dampf) jeweils die Massen-, Energie- und Impulsbilanzen erstellt werden. In dieser Arbeit kam die APROS-Version 5.08 zum Einsatz.

## 5.2 Beschreibung der Anlage

Bei der untersuchten Anlage handelt es sich um einen vertikalen Abhitzekessel in Zweidruckbauweise mit Naturumlaufsystem, der hinter einer Gasturbine nachgeschaltet ist. Die Anordnung der Heizflächen im Abgaskanal des Abhitzekessels kann der Abbildung 16 entnommen werden.



**Abbildung 16:** Anordnung der Heizflächen des untersuchten Abhitzekessels. HD Hochdruck, ND Niederdruck, GT Gasturbine, ÜH Überhitzer, ECO Economiser, VD Verdampfer, FWT Fernwärmetauscher

In der Abbildung erkennt man die beiden Druckniveaus (Hochdruck, Niederdruck) mit den dazugehörigen horizontal angeordneten Heizflächen (Überhitzer, Verdampfer, Economiser). Das heiße Abgas der Gasturbine strömt von unten nach oben und gibt die Wärme allmählich an die Wasserseite des Kessels ab. Am kalten Ende des Rauchgaskanals ist ein Fernwärmetauscher angebracht, durch dessen Verwendung Warmwasser hergestellt wird. Auf diese Weise wird das Abgas noch weiter abgekühlt und der Wirkungsgrad der gesamten GuD-Anlage wird weiter gesteigert. Besonders hervorgehoben ist der Hochdruck-Verdampfer-Kreislauf inklusive der zugehörigen Trommel, denn dieser dient fernerhin als Grundlage für die verschiedenen Simulationen.

### 5.3 Modellierung des Hochdruck-Verdampfer-Kreislaufs

Als Basis für alle weiteren Schritte wurde zunächst vom Hochdruck-Verdampfer-Kreislauf ausgehend von den Konstruktionszeichnungen ein Netzplan erstellt. Dieser Plan ist in Abbildung 17 dargestellt.

Die Trommel und die Kreise stellen Knotenpunkte dar, die jeweils Anfangs- und Endpunkte von Rohrabschnitten definieren. Jeder Knotenpunkt hat eine eigene Nummer die bei der Implementierung in den Softwarepaketen übernommen wird. Auch die einzelnen Rohre des Kreislaufs erhalten eine Nummerierung und eine Angabe wieviel Rohre parallel zur Zeichenebene verlaufen. Darüber hinaus wird auch ein Präfix hinzugefügt, welches angibt, ob es sich bei dem Rohr um ein Fall-, Verdampfer- oder Steigrohr handelt (FR, VD, SR). Der Verteiler bzw. der Sammler für die Verdampferrohre ist achtflutig ausgeführt. Wie zu sehen ist wird das Arbeitsmedium im Verdampfer einmal umgelenkt. Dies führt folglich zu insgesamt 16 Ebenen wo die Wärme vom Rauchgas auf die Wasserseite übertragen wird. Die Durchströmung der Rohre erfolgt dabei im Gleichstrom.

Der nächste Schritt nach der Erstellung des Netzplans war die Ermittlung der genauen Abmessungen (Durchmesser, Länge, Wandstärke) der Rohre und der vorliegenden Höhendifferenzen. Während die Trommel 22 Meter über dem Boden liegt, beträgt die Höhendifferenz zwischen der Trommel und dem tiefsten Punkt des Verdampferkreislaufs ungefähr 16 Meter. Neben den Abmessungen spielen auch die eingebauten Krümmen der jeweiligen Rohrabschnitte eine wichtige Rolle bei der Modellierung, denn diese sind ein wichtiger Faktor bei der Druckverlustberechnung. Hier wurde jeweils der Umlenkwinkel und der Biegeradius aus den Plänen bestimmt und immer dem jeweils kürzeren benachbarten Rohrabschnitt zugeordnet, da bei kurzen Rohren der Einfluss auf den Druckverlust stärker ausgeprägt ist. Mit den gesammelten Daten aus den Zeichnungen konnte nun die Eingabe in die unterschiedlichen Software-Programme erfolgen.





Neben dem Geometrie-File gibt es eine Datei für Reglereinstellungen, Randbedingungen, Eingabe von zeitlichen Rampen für Druck, Enthalpie und Wärme für dynamische Berechnungen sowie Einstellungen für den Berechnungsalgorithmus wie zum Beispiel Relaxationsfaktoren. In DBS muss in der Eingabe neben der Trommel auch ein Speisewassersystem und eine Sattdampfleitung definiert werden um die Simulation starten zu können.

In den Abbildungen 19, 20 und 21 ist die Eingabe der Geometriedaten in DBS zu sehen. Wie schon in NOWA wurde die Struktur des erstellten Netzplans übernommen (Abbildung 17) und die Werte in den entsprechenden Spalten (siehe rote Markierungen) eingetragen (Abbildung 20 und 21).

```

#-----
# unit| unit | number |           predecessor           |           successor           |
# num.| type |of cells|           cell                   |           cell                   |
#-----
Startunit
#
#
# Speisewassersystem
*:  1:  inl:   7 :   :   :   :   :   :   :   : 21:   :   :   :   :   :
*: 21:  out:   7 : -1:   :   :   :   :   :   :   :   :   :   :   :
# Trommel
$: 30:  dru:   1 : -21:   : -928:   :   :   :   :   : 2: 31:   :   :   :   :
#HD-Fallrohre 110 und 120
$:  2:  inl:  10 :   :   :   :   :   :   :   :   : 3:   :   :   :   :
*:  3:  dyn:   5 : -2:   :   :   :   :   :   :   : 4:   :   :   :   :
*:  4:  dyn:   5 : -3:   :   :   :   :   :   :   : 5:   :   :   :   :
*:  5:  dyn:   5 : -4:   :   :   :   :   :   :   : 6:   :   :   :   :

```

**Abbildung 19:** Eingabe der Geometriedaten in DBS - Struktur des Netzwerks

```

#-----
# unit| Section | Num. | Num. | Tube | Outer | Tube | Diff. | Switch | Tube spacing |
# num. | name | par. | par. | length | diam. | wall | in | bank | total | trans- | longit | trans- | angle |
# | | tube | layer | | | tube | thick | Hight | | number | verse | udinal | verse | tube- |
# | | per | | | | | nes | | | of | pitch1 | pitch | pitch2 | channel |
# | | layer | | | | | | | | tube | S1 | S2 | S3 | axis |
# | | | | | | | | | | rows | | | | |
# | | | | | | | | | | heat | | | | |
# | | | | | | | | | | exch. | | | | |
# [-] | [-] | [-] | [-] | [m] | [mm] | [mm] | [m] | [-] | [-] | [mm] | [mm] | [mm] | [Degree] |
#-----
Startgeome
#
# Speisewassersystem
*: 1:SP1 : 1.: 1.0 : 1.00: 170.0: 8.0 : 0.0: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
*: 21:SP2 : 1.: 1.0 : 1.00: 170.0: 8.0 : -1.0: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
# Trommel
*: 30:Trommel : 1.: 1.0 : 7.05:1800.0: 50.0: 0.0: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
# HD-Fallrohre 110 und 120
*: 2:FR1 : 2.: 1.0 : 11.89: 273.0: 16.0: -11.89: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
*: 3:FR2 : 2.: 1.0 : 1.791: 273.0: 16.0: 0.0: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
*: 4:FR3 : 2.: 1.0 : 4.33: 273.0: 16.0: -4.33: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:
*: 5:FR4 : 2.: 1.0 : 1.434: 273.0: 16.0: 0.0: 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0.:

```

Abbildung 20: Eingabe der Geometriedaten in DBS - Geometrie und Höhendifferenzen

```

#-----
# Unit|Cell | Section | Mat. | Start | Tube | Bend begin | Bend end | Dis- | Resistance |
# num. | num. | name | num | switch | specifier | Radius|Angel| Radius|Angel | posal | coefficient |
# | | | | | | |-----|-----| |-----|
# | | | | | | | Tube | | | | | flow direct|Num. of|
# | | | | | | | inlet|outlet | | | | | pos. | neg. | cells |
# [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [-] | [m] | [Deg] | [m] | [Deg] | [-] | [-] | [-] | [-] |
#-----
Startbend
# Speisewassersystem
*: 1: 0 :SP1 :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:
*: 21: 0 :SP2 :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.180: 90.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:
# Trommel
*: 30: 0 :Trommel :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:
#HD-Fallrohre 110 und 120
*: 2: 0 :FR1 :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:
*: 3: 0 :FR2 :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.381: 90.: 0.381: 90.: S: 0.: 0.: 0.:
*: 4: 0 :FR3 :1.5415: 0 : 0 : 0 : 0.: 0.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:
*: 5: 0 :FR4 :1.5415: 0 : 0 : 1 : 0.381: 90.: 0.: 0.: 0: 0.: 0.: 0:

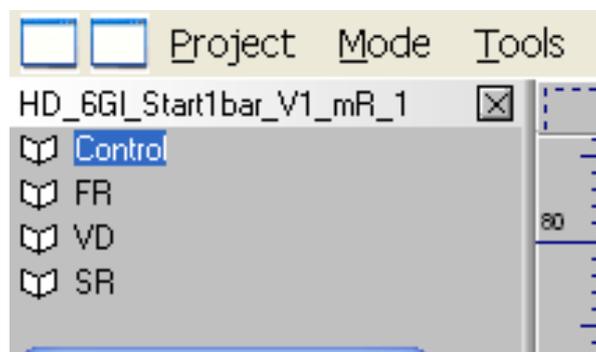
```

Abbildung 21: Eingabe der Geometriedaten in DBS - Krümmen

## 5.6 Modellierung des Hochdruck-Verdampfer-Kreislaufs in APROS

APROS besitzt im Gegensatz zu den anderen beiden Programmen eine grafische Oberfläche zur Modellierung. Diese nennt sich im Falle der Version 5.08 *Grades*. Hier wird nach dem Start der Software zunächst ein Workspace angelegt wo alle wichtigen Daten des Modells gespeichert werden. Danach kann mit der Erstellung des Modells begonnen werden. Dabei wurden zunächst die Subnetze Control, FR, VD und SR erstellt (siehe

Abbildung 22), um eine übersichtliche Struktur zu schaffen. Das Subnetz *Control* ist für alle wichtigen Module die zum Ausführen und zur Steuerung der Simulation notwendig sind vorgesehen. Die anderen Netze für den Verdampferkreislauf werden in Fallrohre FR (mit Trommel), Verdampferrohre VD und Steigrohre SR aufgeteilt. Die einzelnen Netze für den Wasserumlauf werden, wie später zu sehen, durch sogenannte *Slave-Copy-Module* miteinander verknüpft.



**Abbildung 22:** Subnetze im APROS-Modell

In den jeweiligen Subnetzen können nun eine große Anzahl an unterschiedlichen Komponenten (in APROS als Module bezeichnet) hinzugefügt werden. Diese können über eine eigene Toolbox (siehe Abbildung 23) ausgewählt werden. Wie zu sehen ist reicht die Auswahl von verschiedenen Rohren (PRO Pipes) über diverse Prozesstechnik-Module (z.B. Tanks, Pumpen, Turbinen/Kompressoren, Ventile) bis hin zu logischen Elementen (Analog Basic, Binary Basic, usw.) für Regelungen und Automatisierungsaufgaben.

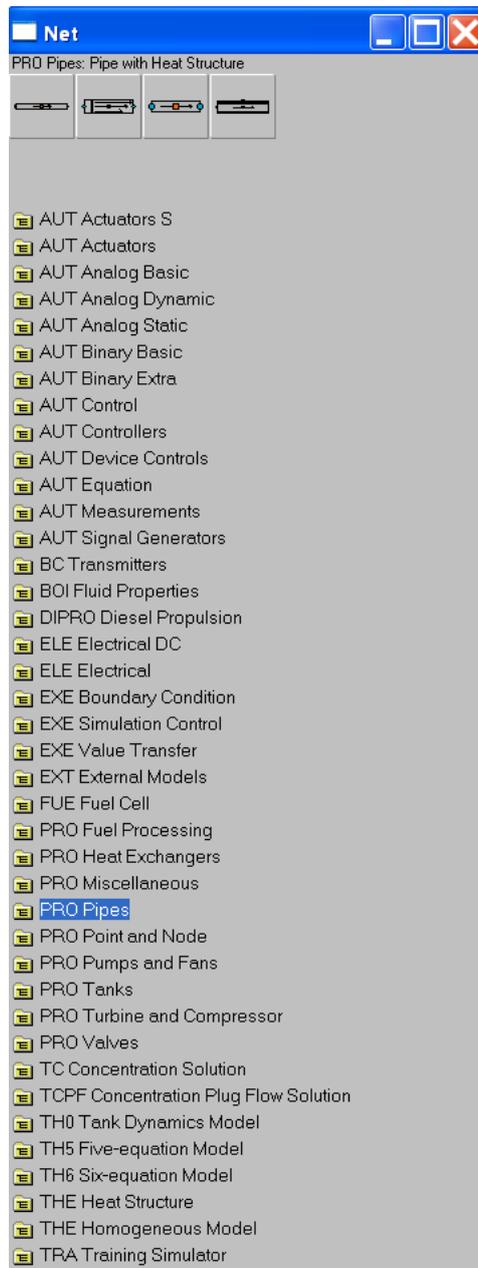


Abbildung 23: Modul-Toolbox in APROS

### 5.6.1 Modellhierarchie in APROS

In Abbildung 24 ist die Modell-Hierarchie in APROS zu sehen. Dabei ist ersichtlich, dass der User in APROS hauptsächlich in der sogenannten Prozesskomponenten-Ebene (*Process component level*) arbeitet. Hier werden die verschiedenen Module miteinander

verbunden und so das gewünschte Modell erstellt. Die Software erzeugt daraufhin im „Hintergrund“ die zur Berechnung benötigten Gleichungen und Beziehungen (branches, nodes, usw.). Diese Ebene nennt sich *Calculation Level*. Das Verständnis dieses Zusammenhangs ist äußerst wichtig, denn die Ermittlung aller gewünschten Daten sowie diverse Inputs in das System erfolgen über dieses *Calculation Level* und die damit verbundenen Elemente. Der genaue Aufbau und die Struktur der jeweilig verwendeten Module im *Calculation Level* kann dabei der APROS-Dokumentation entnommen werden.

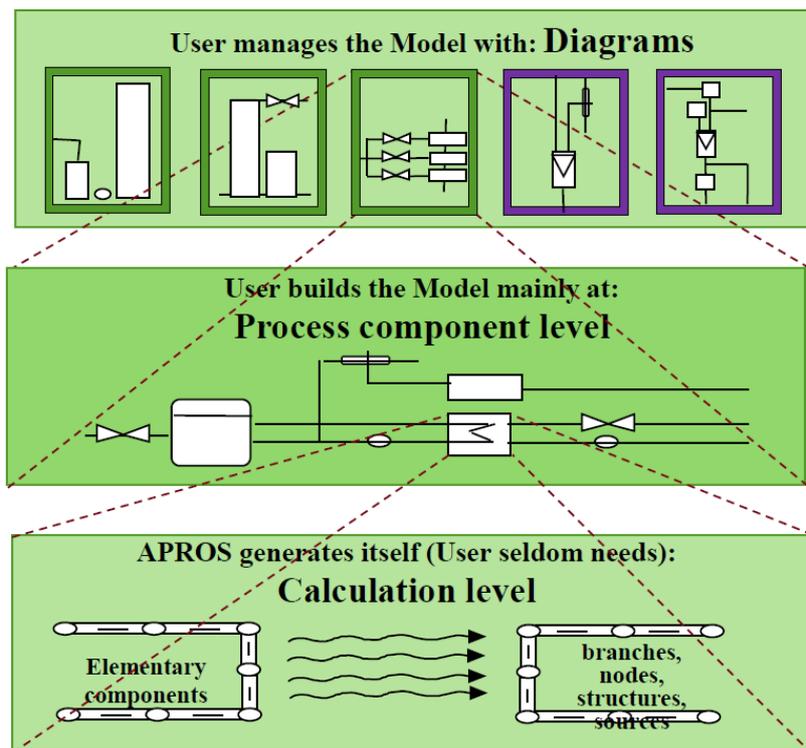


Abbildung 24: Modell-Hierarchie in APROS

### 5.6.2 Erstellung des Subnetz CONTROL

Im Subnetz *Control* wurden zunächst die wichtigsten Module zum Ausführen und zur Steuerung der Simulation eingefügt. Diese Module sind in Abbildung 25 zu sehen. Im Modul EXPERIMENT (EXPO) werden gewisse Kontroll-Module die in der Berechnung verwendet werden verknüpft. Dies ist auch in Abbildung 26 dargestellt. Betroffen sind hier die Module EXPERIMENT CONTROL (ECCO), SPEED CONTROL (SPEED) sowie die 3 *IO-set*-Module die in diesem Fall zum Einsatz kommen. Bei den *IO-set*-Modulen sieht man zudem nach welcher Methodik APROS die einzelnen Module für

## 5 Modellierung eines Abhitzekessels mit Naturumlaufsystem

die interne Verwendung bezeichnet. Am Anfang steht der Netzname (in diesem Fall CONTROL), gefolgt vom spezifischen Name des Moduls in APROS (ISO1 bis ISO3).

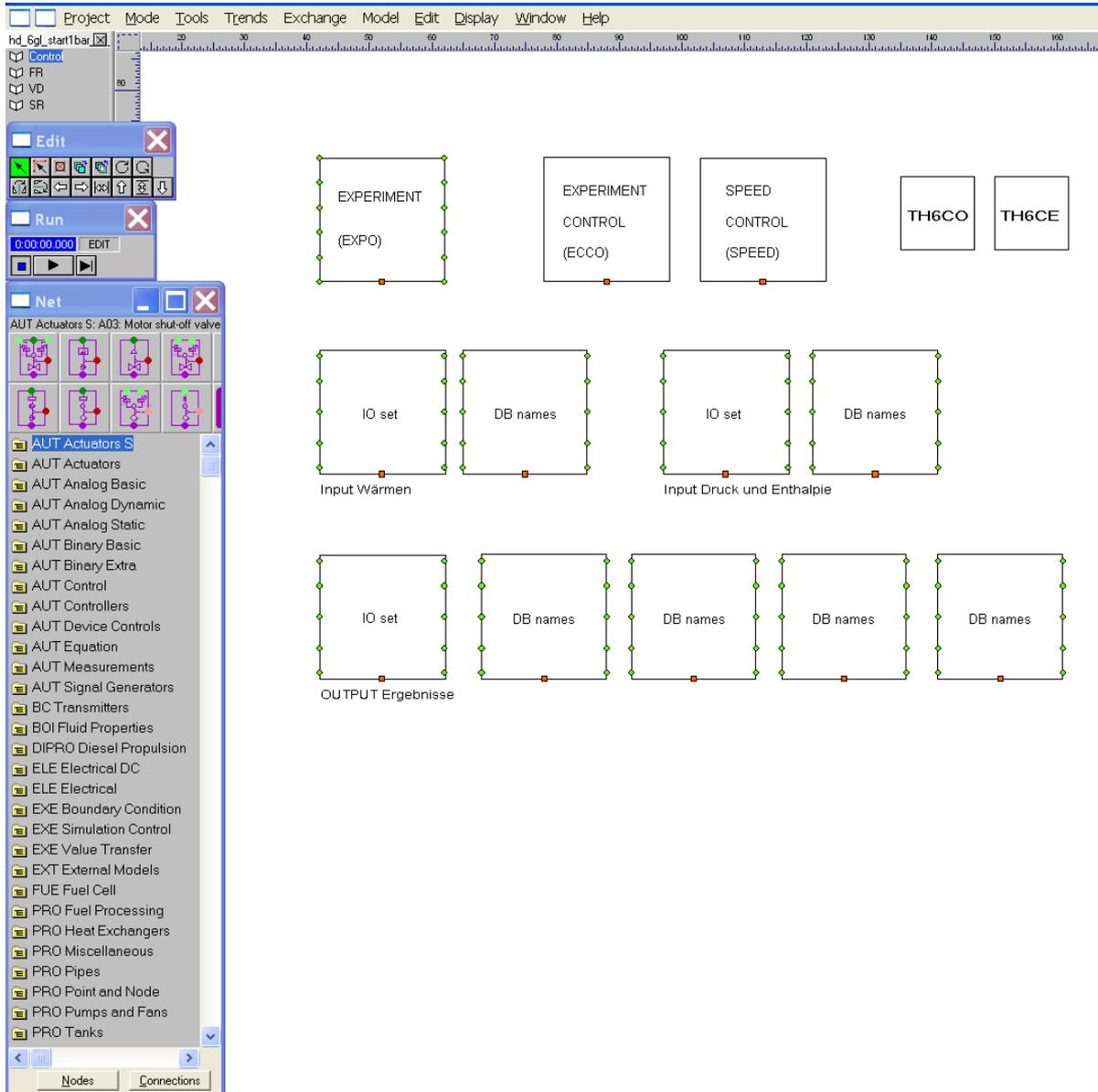


Abbildung 25: Module im Subnetz *Control*

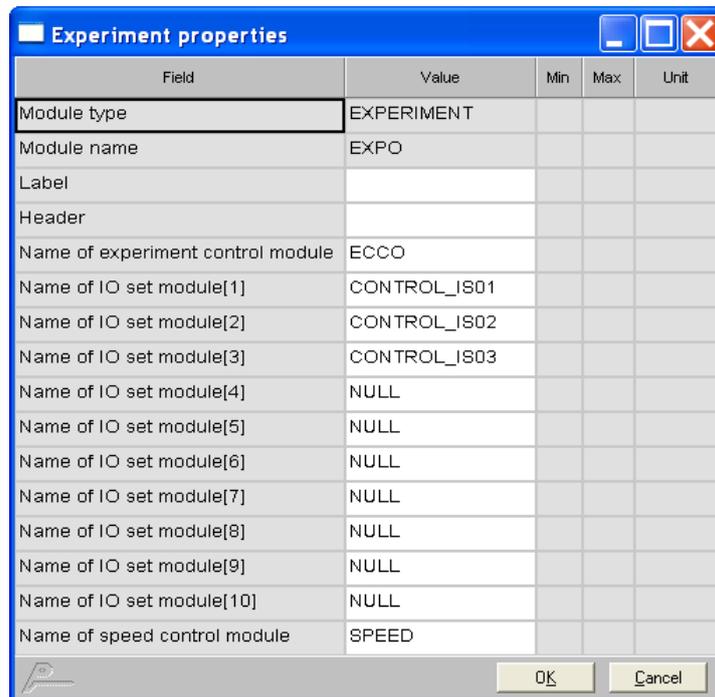


Abbildung 26: Das Modul *EXPO*

Im Modul EXPERIMENT CONTROL (ECCO) (siehe Abbildung 27) können folgende Einstellungen vorgenommen werden:

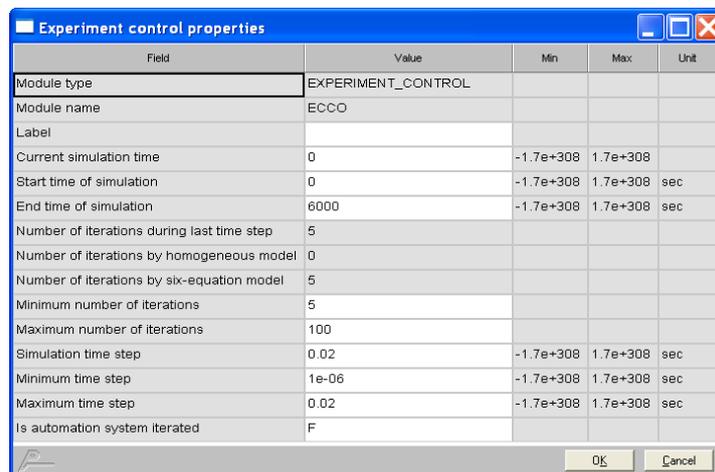
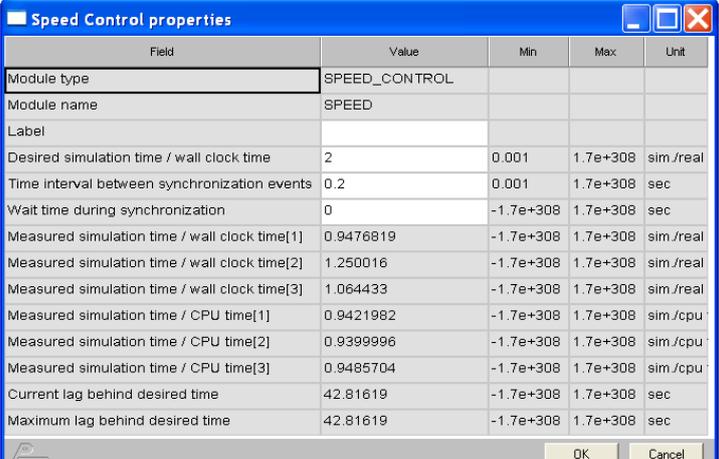


Abbildung 27: Einstellungen im Modul *ECCO*

- Start- und Endzeitpunkt der Simulation
- Minimum und Maximum der durchgeführten Iterationen

- minimale und maximale Zeitschrittweite

Zur Zeitschrittweite ist anzumerken, dass APROS diese zwischen dem minimalen und maximalen Wert während der laufenden Simulation regelt. Das Modul SPEED CONTROL (SPEED) (siehe Abbildung 28) dient zur Einstellung des gewünschten Verhältnisses zwischen Simulationszeit und Echtzeit. Allerdings wird der gewünschte Wert nur dann erreicht, wenn die Berechnung schnell genug konvergiert. So kann es unter anderem bei stark transienten Vorgängen (sehr kleine Zeitschrittweiten sind notwendig) vorkommen, dass der gemessene Wert zwischen Simulationszeit und Echtzeit weit unter dem eingegebenen (gewünschten) Wert liegt.



Field	Value	Min	Max	Unit
Module type	SPEED_CONTROL			
Module name	SPEED			
Label				
Desired simulation time / wall clock time	2	0.001	1.7e+308	sim./real
Time interval between synchronization events	0.2	0.001	1.7e+308	sec
Wait time during synchronization	0	-1.7e+308	1.7e+308	sec
Measured simulation time / wall clock time[1]	0.9476819	-1.7e+308	1.7e+308	sim./real
Measured simulation time / wall clock time[2]	1.250016	-1.7e+308	1.7e+308	sim./real
Measured simulation time / wall clock time[3]	1.064433	-1.7e+308	1.7e+308	sim./real
Measured simulation time / CPU time[1]	0.9421982	-1.7e+308	1.7e+308	sim./cpu
Measured simulation time / CPU time[2]	0.9399996	-1.7e+308	1.7e+308	sim./cpu
Measured simulation time / CPU time[3]	0.9485704	-1.7e+308	1.7e+308	sim./cpu
Current lag behind desired time	42.81619	-1.7e+308	1.7e+308	sec
Maximum lag behind desired time	42.81619	-1.7e+308	1.7e+308	sec

Abbildung 28: Einstellungen im Modul *SPEED*

Die Module vom Typ *DB names* sind jeweils in den zugehörigen *IO-set* Modulen verknüpft. Es handelt sich hier entweder um Eingabe- oder Ausgabedaten die hier definiert werden. Dabei beziehen sich die ein- oder auszulesenden Daten immer auf Parameter von Modulen die im Modell eingebaut sind. Zuletzt folgten noch die Module TH6CO (siehe Abbildung 29) und TH6CE. Hier werden die unterschiedlichsten Berechnungseinstellungen in den Thermo-Hydraulischen Knoten getätigt. Wichtig sind die Parameter *maximum allowed relative mass error* und *wall friction correlation* die hier verändert wurden. Bei allen anderen Einstellungen kamen die Standardwerte von APROS zum Einsatz.

Field	Value	Min	Max	Unit
Module type	TH6_CONTROL			
Module name	TH6CO			
Label				
Maximum allowed relative mass error	0.001	-1.7e+308	1.7e+308	
Maximum allowed rel gas mass error	0.001	-1.7e+308	1.7e+308	
Type of mass error test	2			
Limit for message about many iterations	100			
Is momentum transferred over external nodes	T			
Calculation of branch density	1			
Is critical flow checked	F			
Simulated noncondensable gas	1			
Is boiling crisis simulated	1			
Is heat radiation simulated	1			
Is dissolved gas simulated	0			
Is dissolved gas input modified	0			
Input value of dissolved gas (%)	0	0	100	%
Time constant for dissolved gas release	1	0.001	1.7e+308	s
Time constant for gas dissolution	5	0.001	1.7e+308	s
Wall friction correlation	3			
Multiplier of friction coeff (Prandtlaw)	2.67	-1.7e+308	1.7e+308	
First parameter of interfacial friction	1	-1.7e+308	1.7e+308	
Second parameter of interfacial friction	1	-1.7e+308	1.7e+308	
1. parameter of interfacial friction (corr5)	0.026215	-1.7e+308	1.7e+308	
2. parameter of interfacial friction (corr5)	0.0044	-1.7e+308	1.7e+308	
1. parameter of interfacial friction (corr6)	0.00695	-1.7e+308	1.7e+308	
2. parameter of interfacial friction (corr6)	0.005	-1.7e+308	1.7e+308	
Node where iteration has converged last	FR_PO12_NO1			
Node where iteration has diverged	NULL			
HS-node where iteration has converged last	FR_HTH01_HN15			
Total volume of nodes	30.83491947838	-1.7e+308	1.7e+308	m3
Median volume of nodes	0.0043587615	-1.7e+308	1.7e+308	m3
Integrated mass error of liquid	9.98585422407476	-1.7e+308	1.7e+308	kg
Integrated mass error of steam	-0.00131556487133937	-1.7e+308	1.7e+308	kg
Integrated mass error of noncondensable gas	0	-1.7e+308	1.7e+308	kg

Abbildung 29: Einstellungen im Modul Control of thermohydraulics *TH6CO*

Der relative Massenfehler hat dabei folgende Bedeutung: Die iterative Lösung des Modells konvergiert sobald die Summe der Massenfehler der flüssigen und gasförmigen Phase dividiert durch die Masse des Gemisches multipliziert mit dem Zeitschritt kleiner ist als der eingegebene Wert. Diese Bedingung muss in jedem Knoten des Modells erfüllt sein. Bei den Berechnungen in dieser Arbeit wurde für den maximal erlaubten relativen Massenfehler ein Wert von 0.001 verwendet. Das entspricht dem empfohlenen Wert der APROS-Dokumentation für das 6-Gleichungsmodell.

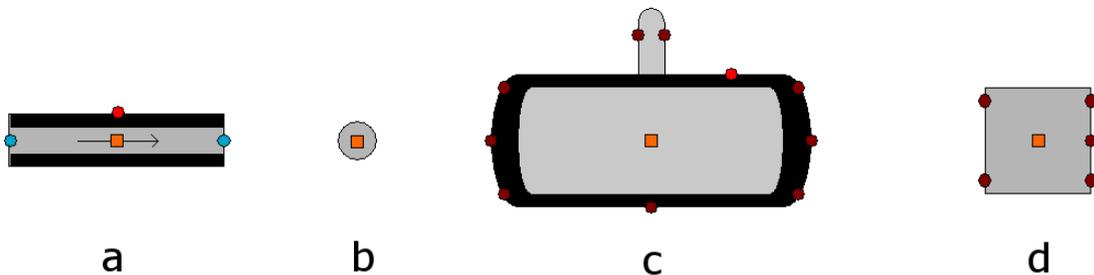
Die Wandreibungskorrelation ist ebenfalls eine wichtige Einstellung, denn sie ist maßgeblich für den auftretenden Druckverlust im Umlaufsystem verantwortlich. Es gibt in APROS 3 verschiedene Einstellungen. Variante 1 bedeutet, dass die Beziehungen für ideal glatte Rohre verwendet werden. Variante 2 bedient sich der Beziehungen die abhängig von der Rohrrauigkeit sind. Hierzu muss in den Rohrmodulen die relative Rauigkeit eingegeben werden. Bei Variante 3 wird das Prandtl-Reibungsmodell angewandt. Dieses

kann mit dem Attribut *Multiplier of friction coeff* beeinflusst werden. Im Laufe der Berechnungen wurde ersichtlich, dass der Druckverlust durch Variante 2 zu gering ausfiel, wenn man ihn mit den Ergebnissen von DBS und NOWA verglich. Um einen möglichst guten Vergleich zwischen den Softwareanwendungen zu realisieren wurde deshalb Variante 3 gewählt und der Druckverlust mittels des Multiplikators an die Ergebnisse von NOWA und DBS angepasst.

Das Modul TH6CE bietet grundsätzlich die gleichen Einstellungsmöglichkeiten wie TH6CO. Es ist allerdings nicht für globale Einstellungen im Modell gedacht, sondern ermöglicht in bestimmten Knoten lokal abweichende Parameter für die Berechnung zu definieren.

### 5.6.3 Erstellung des Verdampferkreislaufs in den Subnetzen FR, VD und SR

Nachdem die wichtigsten Grundmodule definiert waren, konnte mit der Erstellung des Hochdruck-Verdampferkreislaufs in den 3 Subnetzen begonnen werden. Die beiden wichtigsten Module sind hierfür *Pipe with Heat Structure* und *Point*. Außerdem wurden die Module *Feedwater tank including heat structure* und *Node* verwendet. In Abbildung 30 sind die in APROS benutzten Symbole dieser Module dargestellt.



**Abbildung 30:** Module im Verdampferkreislauf. a *Pipe with Heat Structure*, b *Point*, c *Feedwater tank including heat structure*, d *Node*

Field	Value	Min	Max	Unit
Module type	HEAT_PIPE			
Module name	FR_HP01			
Label	FR1			
Mass flow	-0.029703638	-1.7e+308	1.7e+308	kg/s
Liquid mass flow	-0.029703638	-1.7e+308	1.7e+308	kg/s
Gas mass flow	-7.0078616e-17	-1.7e+308	1.7e+308	kg/s
Flow length of pipe	11.89	-1.7e+308	1.7e+308	m
Inside radius	120.5	-1.7e+308	1.7e+308	mm
Thickness of first layer in the wall	16	0	1.7e+308	mm
Thickness of second layer in the wall	0	0	1.7e+308	mm
Thickness of third layer in the wall	0	0	1.7e+308	mm
Flow area	0	-1.7e+308	1.7e+308	m <sup>2</sup>
Hydraulic diameter	0	-1.7e+308	1.7e+308	m
Number of parallel pipes	2	1	1.7e+308	
Material number of first layer in the wall	5			
Material number of second layer in the wall	5			
Material number of third layer in the wall	5			
Heating power of the wall	0	-1.7e+308	1.7e+308	MW
Relative roughness	0.00024896301	1e-07	1.7e+308	
Form loss coefficient	0	0	1.7e+308	
Extra pressure loss	0	0	1.7e+308	%
Is momentum transferred in beginning of pipe	F			
Is momentum transferred in the end of pipe	F			
Number of calculation nodes inside the pipe	5			
Number of nodes in first layer of the wall	2			
Number of nodes in second layer of the wall	1			
Number of nodes in third layer of the wall	1			
Is heat transferred to connection points	T			
Is axial heat conduction solved	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Explicit connection	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Is flow incompressible	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Number of critical heat flux correlation	1	<input checked="" type="checkbox"/>		
Average flux used for boiling crisis check	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Uncertainty coeff for boiling crisis (95%)	0	-1.7e+308	1.7e+308	
Condensation correlation for interfacial HT	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Is droplet breaking factor used	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Number of interfacial friction correlation	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Distance between break and ECC-inflow	1	0.02	1.7e+308	m
Discretization method of liquid enthalpy	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Discretization method of concentrations	0	<input checked="" type="checkbox"/>		
Convection constant	1	0	1.7e+308	
Radiation constant	0	0	1	
Name of external point	NULL			

Abbildung 31: Eingabemöglichkeiten im Modul *Pipe with Heat Structure*

Die Komponenten *Pipe with Heat Structure* wurden als erste Elemente in den Netzen hinzugefügt. Sie dienen zur Modellierung aller Rohrelemente im Umlaufsystem. Die vielfältigen Eingabemöglichkeiten sind in Abbildung 31 dargestellt. Die wichtigsten Pa-

parameter sind:

- *Flow length of pipe*: Länge der Rohre
- *Inside Radius*: Angabe des Innenradiuses der Rohre
- *Thickness of first layer of the wall*: Angabe der Rohrwandstärken
- *Number of parallel pipes*: Anzahl der parallel verlaufenden Rohre
- *Relative Roughness*: Angabe der relativen Rohrrauigkeit
- *Form loss coefficient*: Angabe des Druckverlustbeiwertes  $\zeta$

Die relative Rohrrauigkeit berechnet sich aus der absoluten Rohrrauigkeit  $k$  geteilt durch den jeweiligen Innendurchmesser  $d_i$ . Für die absolute Rohrrauigkeit wurde ein Wert von 0.06 mm gewählt. Die Druckverlustbeiwerte  $\zeta_i$  für die Krümmer der einzelnen Rohrabschnitte wurden mit Hilfe eines Berechnungstools auf der Internetseite [www.schweizerfn.de](http://www.schweizerfn.de) bestimmt. Abbildung 32 zeigt die Eingabemaske. Wie ersichtlich ist, hängt der Wert von Rohrinne Durchmesser  $d_i$ , Krümmungsradius  $R$ , Winkel des Rohrbogens  $\alpha$  und absoluter Rohrrauigkeit  $k$  ab. Alle restlichen Daten wurden den Konstruktionszeichnungen entnommen.

**Zetawert eines Rohrbogens**

Gültigkeitsbereich der Eingabewerte:  
- Verhältnis Krümmungsradius zu Durchmesser: 1...10  
- Rauigkeit 0,001 ... 1,0 mm  
- Winkel des Rohrbogens: 30...180 Grad

**Eingabewerte:**

Rohrinne Durchmesser - d - (mm)

Krümmungsradius - R - (mm) - **oder**

Verhältnis - R/d - (-) - **eingeben**

Winkel des Rohrbogens -  $\alpha$  - (Grad)

Rohrrauigkeit - k - (mm)

**Daten sind nicht Vollständig!**

**Berechnung**

Abbildung 32: Berechnung des Druckverlustbeiwertes der Rohrkrümmer

Field	Value	Min	Max	Unit
Module type	POINT			
Module name	FR_PO01			
Label	2			
Flow model	6			
Name of fluid	WS			
Is temperature given as input	F			
Pressure	0.2232686	-1.7e+308	1.7e+308	MPa
Temperature	25.01404	-1.7e+308	1.7e+308	C
Enthalpy	104.9904	-1.7e+308	1.7e+308	kJ/kg
Liquid enthalpy	104.9904	-1.7e+308	1.7e+308	kJ/kg
Steam enthalpy	2711.038	-1.7e+308	1.7e+308	kJ/kg
Void fraction	9.9576926e-24	0	1	
Mass fraction of noncondensable gas	0	0	1	
Dissolved mass fraction of gas	0	0	1	
X-coordinate from reference point	0	-1.7e+308	1.7e+308	m
Y-coordinate from reference point	0	-1.7e+308	1.7e+308	m
Elevation from reference level	10.276	-1.7e+308	1.7e+308	m
Angle between flow direction and horizontal	99	-1.7e+308	1.7e+308	deg
Hydraulic diameter	0	-1.7e+308	1.7e+308	m
Is pressure solved	1			
Is enthalpy solved	1			
Are concentrations solved	1			
Calculation of material properties	1			
Is flow incompressible	0			
Condensation correlation for interfacial HT	0			
Is droplet breaking factor used	0			
Updating direction	2			
Liquid temperature	25.01404	-1.7e+308	1.7e+308	C
Gas temperature	123.5759	-1.7e+308	1.7e+308	C
Boron concentration	0	-1.7e+308	1.7e+308	ppm
Prandtl number	0	-1.7e+308	1.7e+308	
Simulation order (TH-level0)	500			
Is plug flow	F			

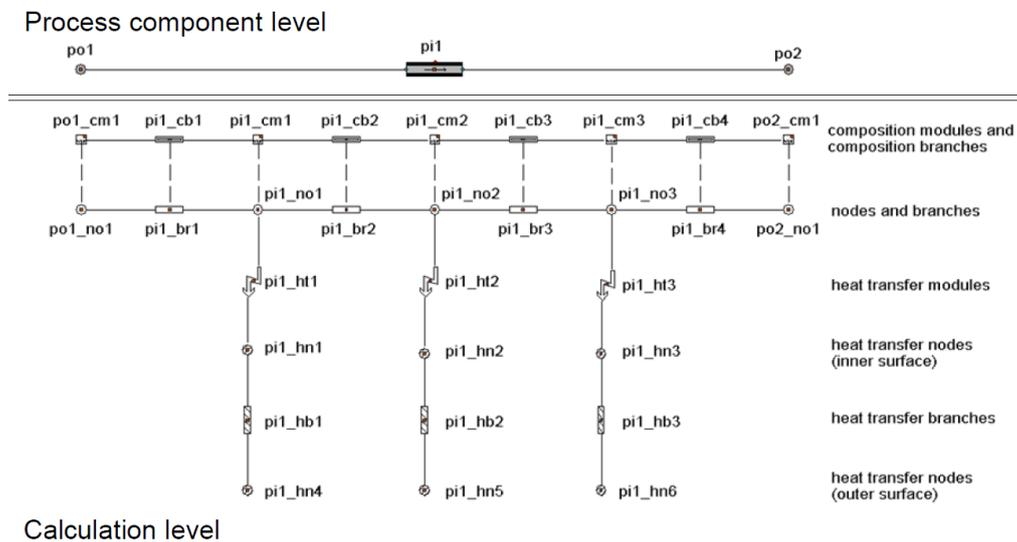
Abbildung 33: Eingabemöglichkeiten im Modul *Point*

Im nächsten Schritt wurden die Module *Point* dem Modell hinzugefügt. Abbildung 33 gibt einen Überblick über die Eingabemöglichkeiten dieser Module. Folgende Einstellungen wurden dabei vorgenommen:

- *Flow model*: Auswahl des Strömungsmodells
- *Name of fluid*: Auswahl des Arbeitsmittels
- *Elevation from reference level*: Angabe der Höhe der jeweiligen Verbindungspunkte

Als Strömungsmodell wurde, wie bereits erwähnt, das sogenannte 6-Gleichungsmodell ausgewählt. Als Arbeitsmittel kommt Wasser zum Einsatz (WS-WaterSteam). Eine sehr wichtige Angabe stellt zuletzt noch die Höhe der Punkte in Relation zum Boden (= reference level) dar. Durch diese Angabe legt man folglich auch die Höhendifferenzen zwischen den einzelnen Rohrabschnitten fest. Bei allen verbleibenden INPUT-Parametern wurden die Standardwerte übernommen.

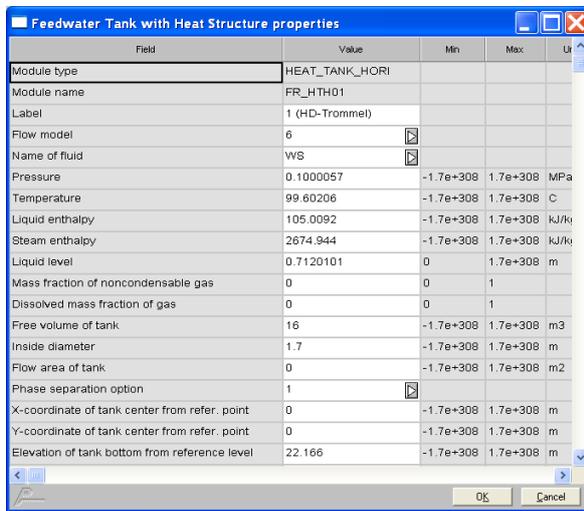
Verbindet man nun die Module *Point* mit den Rohrelementen wird von APROS die in Abbildung 34 ersichtliche Konfiguration auf der *Calculation Level*-Ebene erstellt. Das Beispiel zeigt ein Rohrmodul das am Anfang und am Ende jeweils mit einem Punkt verbunden ist. Jeder Punkt besitzt dabei genau einen hydraulischen Berechnungsknoten. Im Modul *Pipe with Heat Structure* wurde in diesem Fall beim Parameter *Number of calculation nodes inside the pipe* der Wert 3 eingegeben. Dies erzeugt 3 hydraulische Berechnungsknoten im Rohrelement. Überdies entstehen zu jedem Knoten im Rohr Wärmeleitungselemente (*heat transfer modules, heat transfer branches*), welche die sogenannten *heat transfer nodes* miteinander verbinden. Die *heat transfer nodes* an der Rohrinneenseite haben in diesem Fall die Indizes 1 bis 3, während die *heat transfer nodes* an der Rohraußenseite mit Indizes von 4 bis 6 bezeichnet werden. Für die Simulationen wichtig sind vor allem die Elemente *nodes and branches*. Hier können alle wichtigen Prozessgrößen wie Druck, Temperaturen, Enthalpien, Massenströme oder Strömungsgeschwindigkeiten ausgelesen werden. Die *heat transfer nodes* haben ebenfalls eine wichtige Aufgabe. Hier kann, so wie in dieser Arbeit benötigt, Wärme als Randbedingung direkt in den Knoten aufgeprägt werden.



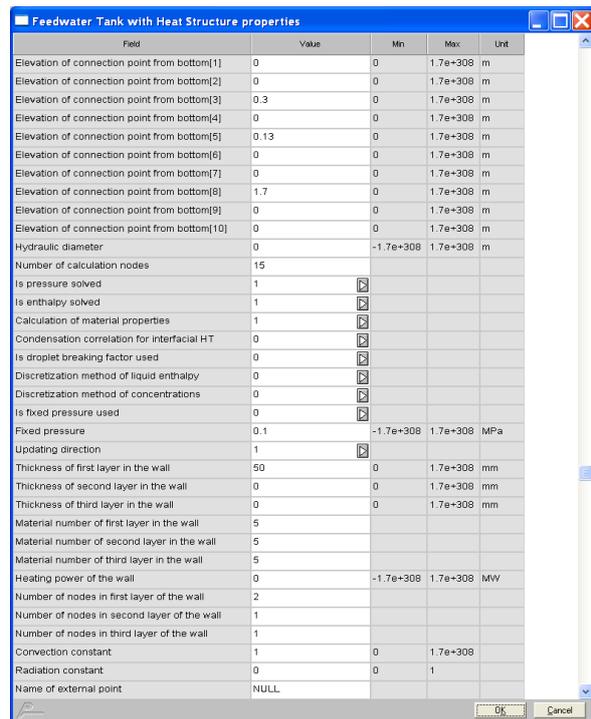
**Abbildung 34:** Modellhierarchie bei Verbindung der Module *Point* und *Pipe with Heat Structure*

## 5 Modellierung eines Abhitzekeessels mit Naturumlaufsystem

Im nächsten Schritt wurden schließlich noch die Trommel (Modul *Feedwater tank including heat structure*) und die beiden Sammler (Modul *Node*) hinzugefügt. Auch hier wurden alle wichtigen Daten die aus den Zeichnungen bekannt waren eingegeben (siehe Abbildungen 35, 36 und 37).



**Abbildung 35:** Eingabemöglichkeiten im Modul *Feedwater tank including heat structure*



**Abbildung 36:** Eingabemöglichkeiten im Modul *Feedwater tank including heat structure*

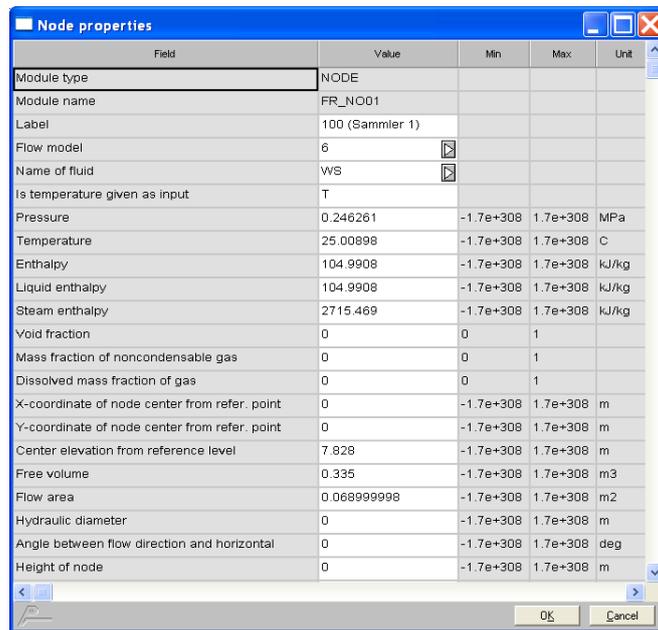


Abbildung 37: Eingabemöglichkeiten im Modul *node*

Das betrifft im Falle der Trommel die Parameter:

- *Flow model*: Auswahl des Strömungsmodells
- *Name of fluid*: Auswahl des Arbeitsmittels
- *Free volume of tank*: Angabe des Tankvolumens
- *Inside diameter*: Angabe des Innendurchmessers
- *Elevation of tank bottom from reference level*: Angabe der Höhe vom Tankboden in Bezug auf den Boden
- *Elevation of connection point from bottom*: Angabe der Höhe der Verbindungspunkte in Bezug auf den Tankboden
- *Number of calculation nodes*: Anzahl der Knoten zur Diskretisierung der Trommel
- *Thickness of first layer in the wall*: Wandstärke der Trommel

Für das Strömungsmodell und das Arbeitsmittel gelten die gleichen Einstellungen wie bei den *Point*-Modulen. Alle geometrischen Daten wurden den Detailzeichnungen der HD-Trommel entnommen. Bei der Angabe der Höhe der Verbindungspunkte ist ersichtlich, dass es neben der Verbindung der Fallrohre an den Tankboden 3 weitere Verbindungen gibt: Bei 0.3 m tritt die Speisewasserleitung in die Trommel ein (Anschlusspunkt 3), bei 0.13 m die Steigrohre (Anschlusspunkt 5) und bei 1.7 m (Anschlusspunkt 8) schließt

die Leitung für den Sattedampfabzug an. Diese zusätzlichen Elemente sind notwendig um die Trommel aktiv in die Simulation zu integrieren. Es wurde im Laufe der Arbeit auch eine Berechnung durchgeführt, in der die Trommel nicht aktiv in die Simulation eingebunden war. Auf diesen Fall und den daraus gewonnenen Erkenntnissen wird in der Diskussion der Ergebnisse eingegangen (siehe Abschnitt 7.3). Was die Anzahl der Knoten in der Trommel betrifft zeigte sich, dass diese einen durchaus großen Einfluss auf die Ergebnisse hatten. So führten zu wenige Knoten (und damit eine grobe Diskretisierung) dazu, dass eintretender Dampf aus den Steigrohren (Eintrittshöhe 0.13 m) in die Fallrohre mitgerissen wurde und als Folge der Massenstrom einbrach, was die Ergebnisse unbrauchbar machte. Als bester Wert stellten sich schließlich 15 Knoten heraus. Weitere Details zu dieser Problematik werden in Abschnitt 7.1 diskutiert.

Im Modul *Node* wurden die Parameter *Flow model*, *Name of fluid*, *Center elevation from reference level*, *Free volume* und *Flow area* eingegeben. Für *Flow model* und *Name of fluid* gelten dabei ebenfalls wieder die Einstellungen von *Point*. Alle anderen Werte wurden aus den Zeichnungen der Sammler übernommen.

Nun konnte auf Basis des ursprünglich erstellten Netzplans (siehe Abbildung 17) der Verdampferkreislauf in den Subnetzen fertig modelliert werden. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 38, 39 und 40 zu sehen.



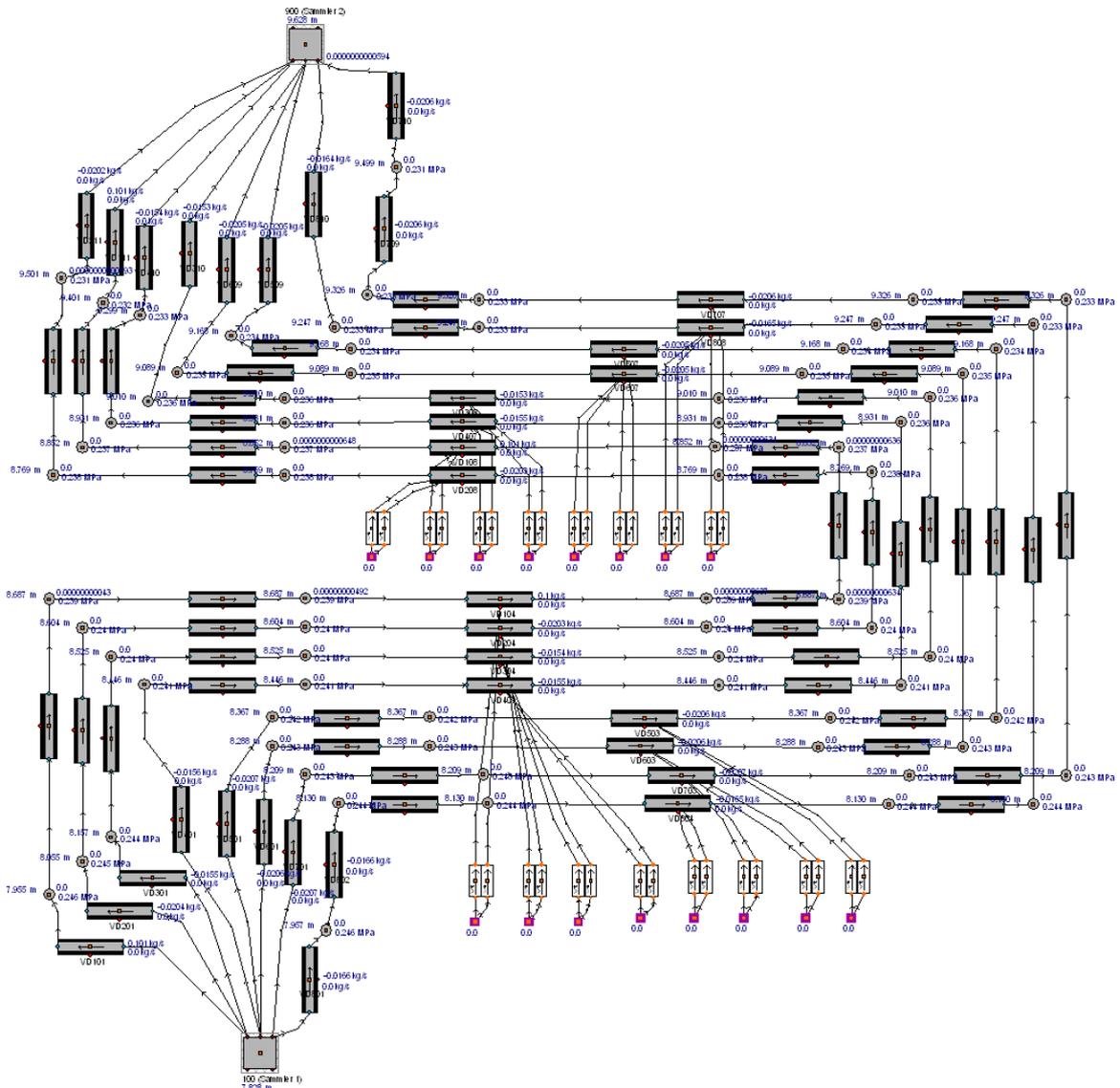
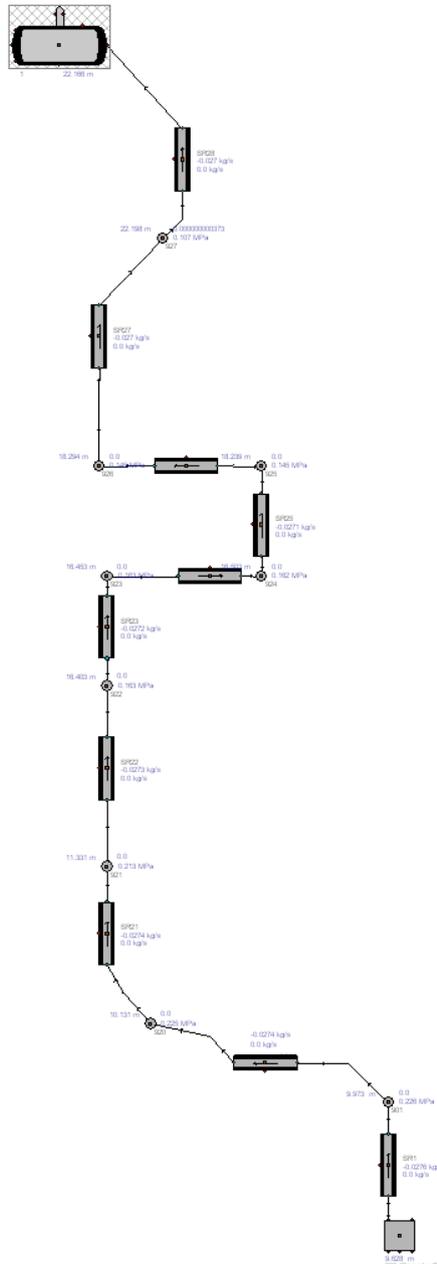


Abbildung 39: Verdampfermodell im Subnetz VD



**Abbildung 40:** Verdampfermodell im Subnetz SR

Im Subnetz FR sind neben den bereits erläuterten Modulen für die Rohre, Punkte und Sammler die Module *Value Transmitter* und *Analog Signal* erkennbar. Mittels *Value Transmitter* können gewünschte Prozessgrößen aus den thermohydraulischen Knoten der Trommel aus- oder eingelesen werden. Über *Analog Signal* können ausgegebene Werte während der Simulation dargestellt und abgelesen oder darüber hinaus auch in einer

externen Datei zum Post-Processing gespeichert werden. In diesem Fall dienten sie zur Information der aktuellen Werte während der Simulation.

Im Subnetz VD wurden bei den horizontalen Verdampferrohren, die mit dem heißen Gasturbinenabgas in Kontakt und für die Wärmeaufnahme zuständig sind, durch *Value Transmitter* und *Analog Signal* die Wärmedaten direkt in die äußeren *heat transfer nodes* (Rohraußenseite) eingelesen. Zur Verwendung dieser Methodik wurde direkt vom APROS-Support geraten. Die analogen Signale mit den vorgegebenen Wärmedaten wurden dabei aus einer externen Datendatei gespeist.

Die Verknüpfung zwischen den Netzen FR und VD sowie VD und SR erfolgte jeweils über die Module *Node* der Sammler. Hier wurde in je einem Netz ein sogenanntes *Slave Copy*-Modul, also eine Art Klon des betreffenden Moduls, erzeugt. Die *Slave Copy*-Module sind in APROS durch einen hellgrau-schraffierten Hintergrund erkennbar. Die Verbindung zwischen den Netzen SR und FR konnte durch eine *Slave Copy* der Trommel hergestellt werden.

### 5.6.4 Erstellung der Trommelanschlüsse und Regelungen

Um mit den Simulationen mit einer in die Berechnung integrierten Trommel starten zu können, wurde abschließend noch eine Speisewasserleitung, eine Satttdampfleitung sowie ein Abschlämmventil hinzugefügt. Bei der Speisewasserversorgung und dem Abschlämmventil musste zudem eine einfache Regelung implementiert werden, um den Wasserstand in der Trommel kontrollieren zu können. In Abbildung 41 ist die Trommel mit allen anschließenden Systemen zu sehen.

Aus der Abbildung ist ersichtlich, dass die Abschlämmventil-Leitung, wie die Fallrohre, am Tankboden anschliessen. Seitlich mündet die Speisewasserleitung bei 0.3 m über dem Tankboden in die Trommel. Die Dampfleitung besteht lediglich aus Rohrelementen und Punkten und wird am höchsten Verbindungspunkt der Trommel angeschlossen. Die einfach gehaltenen Regelungen für die Speisewasserleitung und das Abschlämmventil bestehen in beiden Fällen aus einem *Shut off Valve* und einer Kombination aus logischen Modulen. In beiden Fällen wird der Wasserstand geregelt. Das Abschlämmventil öffnet, wenn der Wasserstand höher als 1.2 m steigt. Das Speisewasserventil öffnet sich, falls der Pegel unter 0.7 m fällt. Die Druckrandbedingung bei diesen beiden Leitungen muss so gewählt werden, dass Wasser entweder aus- oder einströmen kann. Im Falle der Speisewasserleitung bedeutet das ein etwas überhöhtes Druckniveau im Vergleich zur Trommel. Bei der Abschlämmleitung sollte ein etwas kleinerer Druck anliegen, um ein abfließen zu ermöglichen.

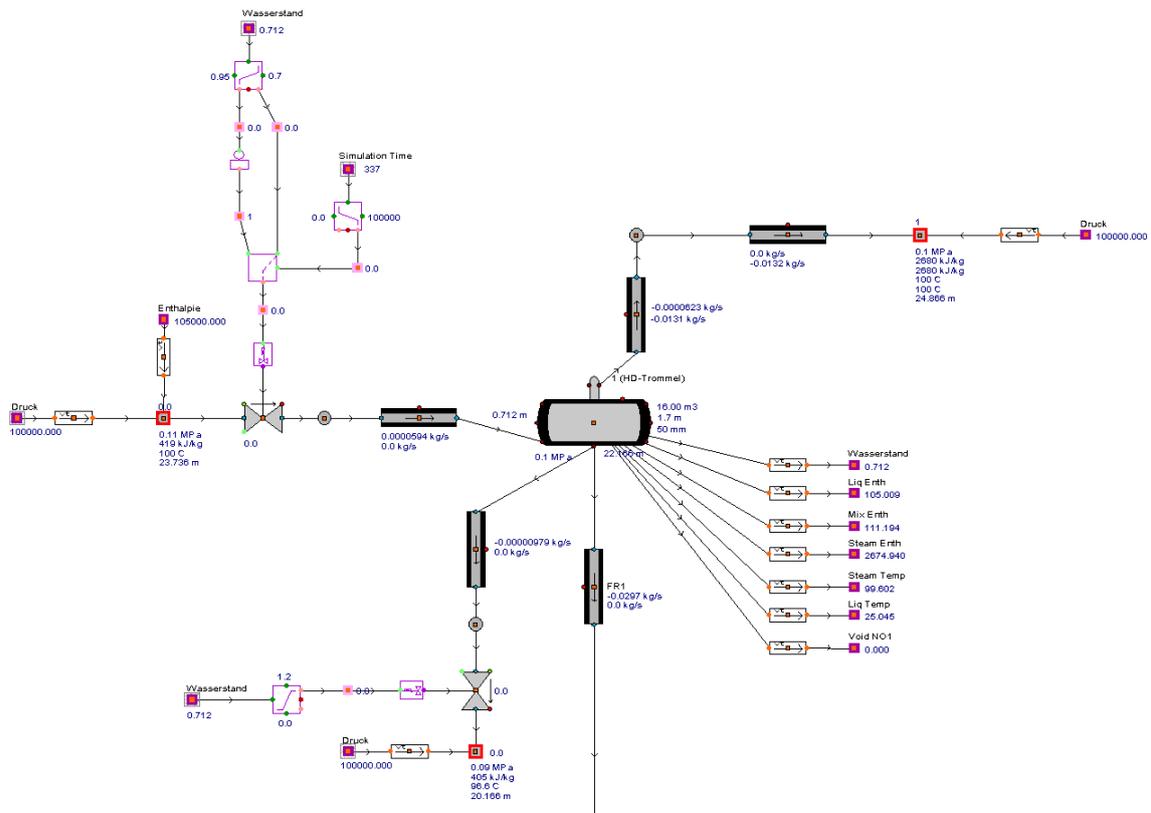


Abbildung 41: Trommel mit anschließenden Systemen

### 5.6.5 Definition der Randbedingungen und Erstellung von externen Eingabedateien

Die Endpunkte der Leitungen dienen zum Aufprägen von Randbedingungen. Dazu müssen sie zunächst im Modell ausgenommen werden, was sich im Kontextmenü der Punkt-Module bewerkstelligen lässt. Dazu muss dort der Haken bei *In Simulation* entfernt werden. Daraufhin erscheint der Punkt im Modell mit einer roten Umrandung. Nun können entweder gewünschte (fixe) Prozessgrößen im Modul manuell eingegeben werden oder aber mithilfe von *Analog Signal* und *Value Transmitter* ein zeitabhängiger Input in die Knoten realisiert werden. *Analog Signal* kann dabei, wie schon erwähnt, auch mit einer externen Datendatei verknüpft werden. Diese muss entsprechend gestaltet und im *.prn*-Format abgespeichert werden. So kann zum Beispiel eine zeitabhängige Eingabe des Druckes erfolgen, wie es auch in den folgenden Berechnungen zur Anwendung kam. In Abbildung 42 ist eine für APROS gestaltete externe Input-Datei zu sehen.

1	3		
2	SIMULATION TIME		
3	FR_XA01 ANALOG_VALUE		
4	FR_XA02 ANALOG_VALUE		
5	0	100000	105000
6	400	100000	105000
7	600	100000	150000
8	1100	100000	471430
9	1300	411111	600000
10	2000	1500000	833333
11	2500	2952380	1000000
12	4000	7309523	1300000
13	4100	7600000	1300000
14	5000	7800000	1300000
15	6000	7800000	1300000

**Abbildung 42:** Externe Input-Datei für APROS

Die Datei kann in einem beliebigen Text-Editor oder auch Microsoft Excel erstellt werden. In der ersten Spalte muss zunächst angegeben werden wieviel analoge Signale in APROS angesteuert werden, was gleichzeitig auch der Spaltenanzahl entspricht. Darunter folgt die Angabe der APROS-Namen der *Analog Signal*-Module (FR\_XA01 ANALOG\_VALUE, usw.) an welche die Daten übertragen werden sollen, wobei zuerst immer die Simulationszeit (SIMULATION TIME) stehen muss. Danach werden die Werte der einzelnen Attribute spaltenmässig von links nach rechts eingetragen. Ganz links steht somit immer die Simulationszeit, auf die alle anderen Daten bezogen werden. Die Einheit der jeweiligen Input-Daten muss über die APROS-Dokumentation ermittelt werden. Im Falle von Druck als Randbedingung müssen die Werte in Pascal angegeben werden. Die fertig erstellte Datei wird in den Workspace kopiert und kann dort über die *IO-set*- und *DB Names*-Module (siehe Subnetz *Control* 5.6.2) mit dem APROS-Modell verknüpft werden.

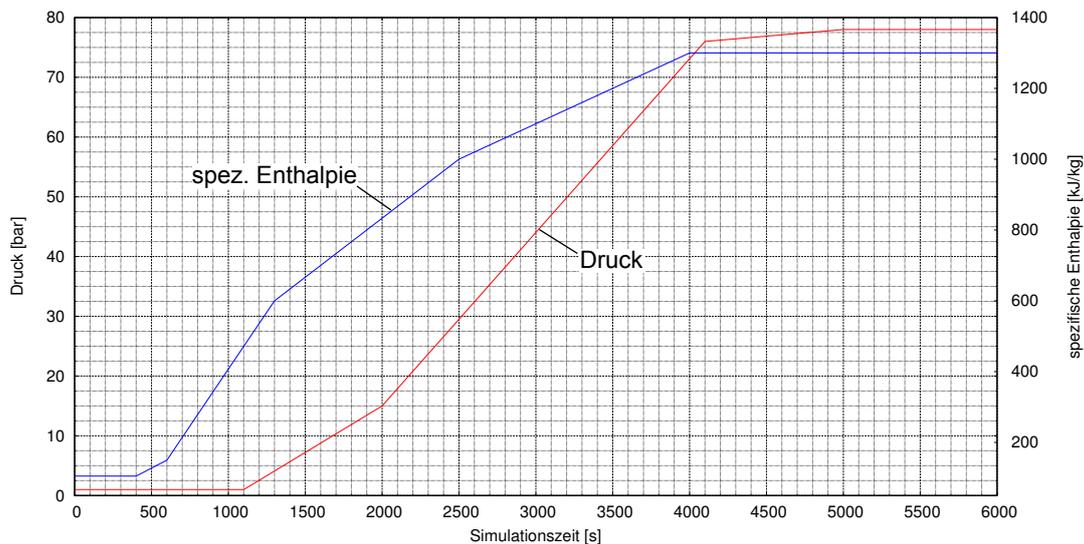
Wie in Abbildung 41 zu sehen, wurden in dem verwendeten Modell 3 Punkte als Randbedingungen gesetzt. Der Punkt am Ende der Satttdampfleitung diente dabei zur Vorgabe der gewünschten Druckrampe. Im Randpunkt der Speisewasserleitung wird ebenfalls der Druck (gleicher Verlauf aber etwas erhöht) und auch die Enthalpie vorgegeben. Im Punkt nach dem Abschlämmventil wird wiederum der Druck (ebenfalls gleicher Verlauf aber etwas geringer) als Randbedingung festgelegt.

## 6 Aufbereitung der wärmetechnischen Daten

Nachdem der Hochdruck-Verdampferkreislauf in den verschiedenen Programmen modelliert war, wurden im nächsten Arbeitsschritt die erhaltenen wärmetechnischen Daten für die unterschiedlichen Berechnungsvarianten aufbereitet und entsprechend in die einzelnen Softwareanwendungen implementiert. Wie schon bei der Modellierung erwähnt, dienten diese Daten als Randbedingungen für die durchzuführenden Berechnungen. Dabei kamen der Druckverlauf in der Trommel, die Speisewasserenthalpie vor dem Eintritt in die Trommel sowie die aufzuprägenden Wärmen in den 16 horizontalen Verdampfer-ebenen (siehe Abbildung 17) zum Einsatz. Die Wärmen entsprachen dabei dem direkten Wärmestrom der auf die Rohre und folglich auf die Wasserseite übertragen werden sollte. Während in NOWA und DBS die zugeführten Wärmen in kW eingegeben wurden, musste in APROS die Wärmestromdichte in  $\text{W}/\text{m}^2$  berechnet werden, da die *heat nodes* der Rohr-Module diese Einheit für die Eingabe fordern. Als Bezugsfläche diente dabei die Außenoberfläche der Rohre.

### 6.1 Wärmetechnische Daten für den Kaltstart

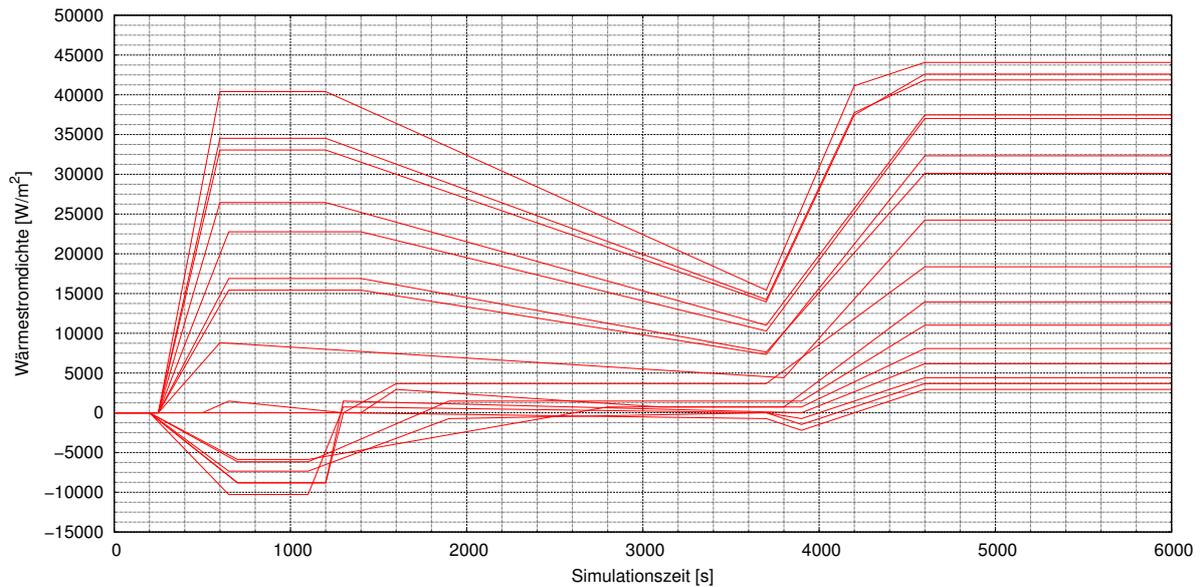
Der Verlauf des Trommeldrucks, der spezifischen Speisewasserenthalpie und der Wärmestromdichten für die Simulation des Kaltstarts ist in Abbildung 43 und 44 dargestellt. Als Anfangsbedingung wurden für den Trommeldruck 1 bar und eine Fluidtemperatur von  $25^\circ\text{C}$  angenommen. Der Wärmestrom auf die einzelnen Verdampferebenen ist zu Simulationsbeginn ident Null.



**Abbildung 43:** Verlauf des Drucks und der spezifischen Enthalpie für die Simulation des Kaltstarts. **rot** Druckverlauf, **blau** Verlauf der spezifischen Enthalpie

Während der ersten 1100s des Kaltstarts bleibt der Trommeldruck konstant bei 1 bar. Zwischen 1100s und 5000s steigt der Trommeldruck linear und mittels dreier unterschiedlichen Gradienten auf den Wert bei Volllast an. Im stationären Zustand der Volllast (nach 5000s) stellt sich schließlich ein Druck von 78 bar ein.

Die spezifische Speisewasserenthalpie startet bei einem Anfangswert von 105 kJ/kg und nimmt, wie der Trommeldruck, mit der Zeit zu. Hier stellt sich ab 4000s der Wert bei Volllast von 1300 kJ/kg ein.

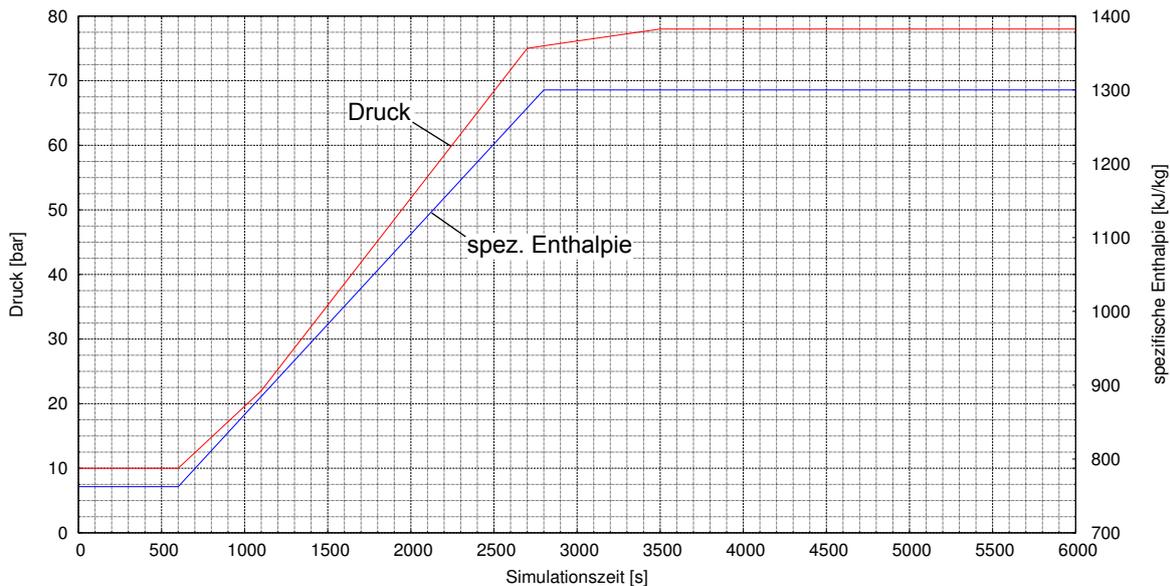


**Abbildung 44:** Verlauf der Wärmestromdichten für die Simulation des Kaltstarts

In Abbildung 44 ist der Verlauf der Wärmestromdichten für alle 16 Rohrebenen des Hochdruckverdampfers dargestellt. Die am tiefsten gelegene Ebene 1 (siehe Abbildung 17) im vertikalen Rauchgaszug wird dabei am stärksten beheizt, da hier das Abgas die höchste Temperatur besitzt. Im Volllastbetrieb der Gasturbine ergibt sich hier schlussendlich eine Wärmestromdichte von ungefähr  $44000 \text{ W/m}^2$ . Ausgehend vom Eintritt des Abgases in das Verdampferrohrbündel bei Rohrebene 1 nimmt die vom Abgas bei Volllast zugeführte Wärme in jeder der nachfolgenden Beheizungsebenen (Ebene 2 bis 16), aufgrund der abnehmenden Abgastemperatur, ab. Bei einer näheren Betrachtung der Abbildung 44 erkennt man circa 700s nach Simulationsstart eine Abnahme der zugeführten Wärme. Dies entspricht dem Haltepunkt der Gasturbine während des Anfahrvorganges (dabei bleibt der Massenstrom und die Temperatur des Abgases konstant). Mit Beendigung der Haltephase steigen die Wärmestromdichten auf die Werte bei Volllast an. Bei den am höchsten gelegenen Ebenen kommt es im Bereich von etwa 600 bis 1200 Sekunden zunächst sogar zu leichten Kühleffekten, was sich in negativen Werten der Wärmestromdichte zeigt.

## 6.2 Wärmetechnische Daten für den Warmstart

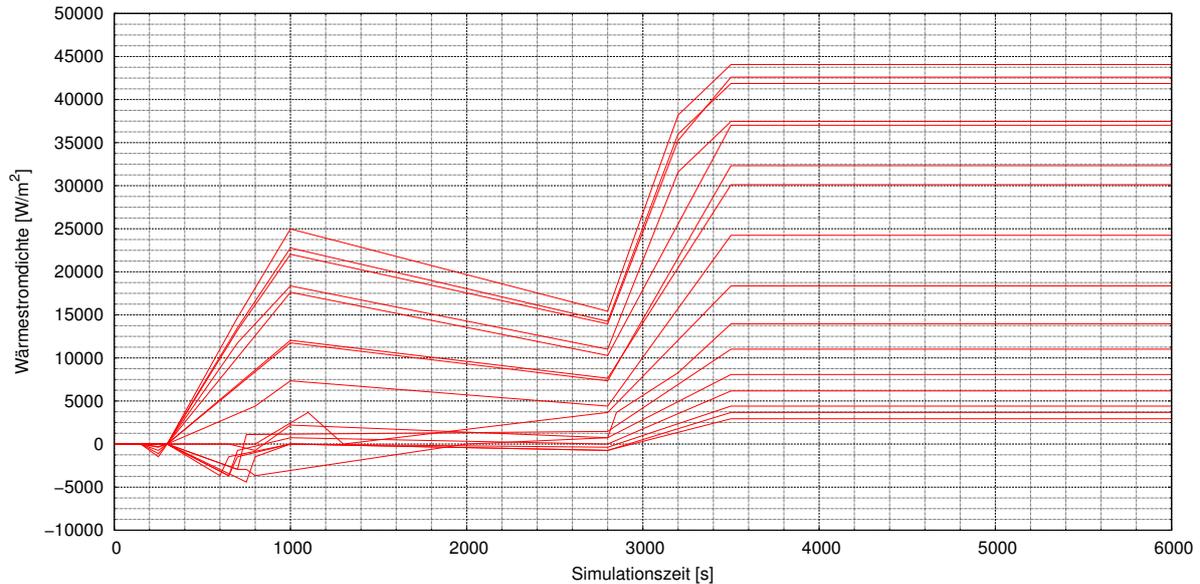
Der Verlauf des Trommeldrucks, der spezifischen Speisewasserenthalpie und der Wärmestromdichten für die Simulation des Warmstarts ausgehend von 10 bar ist in Abbildung 45 und 46 dargestellt. Als Anfangsbedingung wurden für den Trommeldruck 10 bar und eine Fluidtemperatur von 180°C angenommen. Der Wärmestrom auf die einzelnen Verdampferebenen ist zu Simulationsbeginn ident Null.



**Abbildung 45:** Verlauf des Drucks und der spezifischen Enthalpie für die Simulation des Warmstarts. **rot** Druckverlauf, **blau** Verlauf der spezifischen Enthalpie

Während der ersten 600s des Warmstarts bleibt der Trommeldruck konstant bei 10 bar. Zwischen 600s und 3500s steigt der Trommeldruck linear und mittels dreier unterschiedlichen Gradienten auf den Wert bei Vollast an. Im stationären Zustand der Vollast (nach 3500s) stellt sich schließlich wiederum ein Druck von 78 bar ein.

Die spezifische Speisewasserenthalpie startet bei einem Anfangswert von 763 kJ/kg und nimmt, wie der Trommeldruck, mit der Zeit zu. Hier stellt sich ab 2800s der Wert bei Vollast von 1300 kJ/kg ein.



**Abbildung 46:** Verlauf der Wärmestromdichten für die Simulation des Warmstarts

Beim Verlauf der Wärmestromdichten in Abbildung 46 sind, wie schon in Abbildung 44, alle 16 Ebenen zur Wärmeübertragung im Abhitzekessel dargestellt. In der am stärksten beheizten Ebene 1 (siehe Abbildung 17) im vertikalen Rauchgaszug ergibt sich im Volllastbetrieb der Gasturbine wiederum eine Wärmestromdichte von ungefähr  $44000 \text{ W/m}^2$ . Ausgehend vom Eintritt des Abgases in das Verdampferrohrbündel bei Rohrebene 1 nimmt die vom Abgas bei Volllast zugeführte Wärme in jeder der nachfolgenden Beheizungsebenen (Ebene 2 bis 16), aufgrund der abnehmenden Abgastemperatur, ab. Bei einer näheren Betrachtung der Abbildung 46 erkennt man nach 1000s des Simulationsstarts eine Abnahme der zugeführten Wärme. Dies entspricht dem Haltepunkt der Gasturbine während des Anfahrvorganges. Mit Beendigung der Haltephase steigen die Wärmestromdichten auf die Werte bei Volllast an. Bei den am höchsten gelegenen Ebenen kommt es im Bereich von etwa 600s bis 900s, wie schon beim Kaltstart, zu leichten Kühleffekten. Dies zeigt sich wiederum in negativen Werten der Wärmestromdichte.

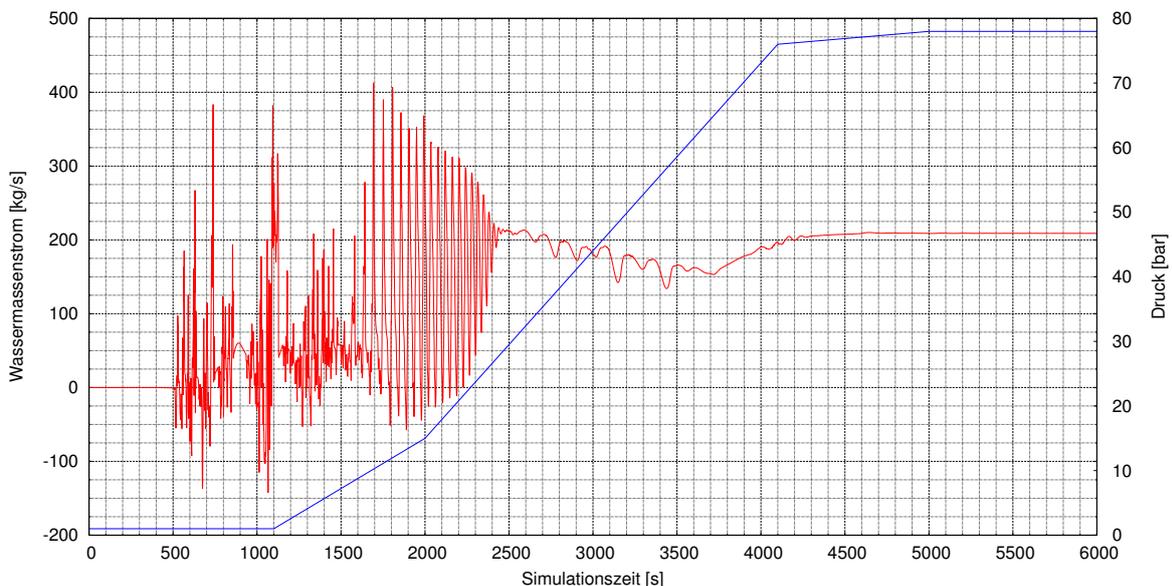
## 7 Diskussion der Ergebnisse

Nachdem alle Verdampfermodelle in die unterschiedlichen Programme implementiert und alle wärmetechnischen Daten für die Verwendung als Randbedingungen aufbereitet waren konnten die verschiedenen Simulationsrechnungen (siehe Kapitel 5) durchgeführt werden. Die unterschiedlichen Berechnungsvarianten werden in den anschließenden Kapiteln diskutiert.

### 7.1 Simulation eines Kaltstarts mit dem Original-Design

Zunächst soll die Variante eines Kaltstarts mit dem Original-Design betrachtet werden. Diese Simulation wurde ausschließlich in APROS durchgeführt, da diese Berechnung nur mit dem 6-Gleichungsmodell möglich war. Mit dem homogenen Modell, welches in DBS verwendet wird, konnten hier keine Ergebnisse ermittelt werden.

In Abbildung 47 ist der Verlauf des Wassermassenstroms in den Fallrohren direkt unter der Trommel zu sehen. Als zweite Kurve ist zudem der Druckverlauf in der Trommel dargestellt.



**Abbildung 47:** Verlauf des Wassermassenstroms im Fallrohr und Druckverlauf in der Trommel. **rot** Wassermassenstrom, **blau** Druckverlauf

Man erkennt, dass nach 500 Sekunden starke Schwankungen des Wassermassenstroms entstehen. Das deutet darauf hin, dass hier die Verdampfung in den untersten Ebe-

nen des Abhitzekeessels beginnt. Die Schwankungen reichen dabei auch in den negativen Wertebereich. Mit dem Einsetzen der Verdampfung in der am stärksten beheizten Verdampferrohrebene 1 kommt es zu einer sehr starken Volumenzunahme durch den entstehenden Dampf ( $\rho_D \ll \rho_W$ ). Aufgrund der horizontal angeordneten Rohren wird Wasser in Richtung der beiden Rohrenden der Ebene 1 gedrückt. Dies führt dazu, dass Sattwasser aus dem Fallrohr (negativer Massenstrom) aber auch aus dem Steigrohr in die Trommel strömt, was eine Zunahme des Trommelwasserstandes (siehe Abbildung 50) aber auch des Druckes im tiefsten Punkt des Siphons zur Folge hat.

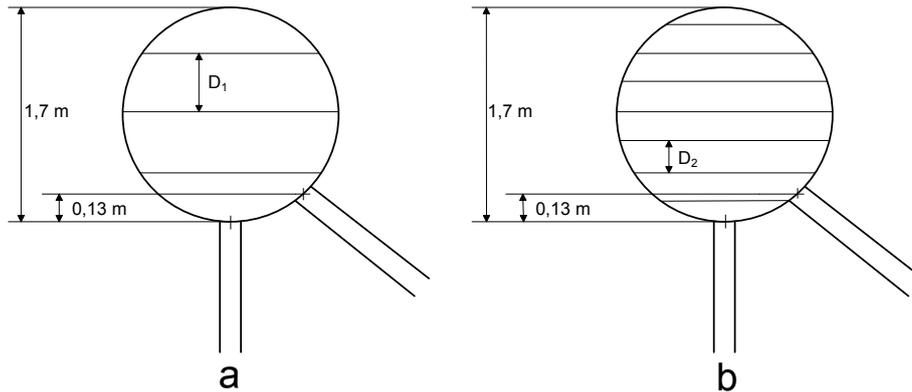
Aufgrund des zunehmenden Druckes wird die Strömung des Dampfes in Richtung des Fallrohres gestoppt und die Strömungsrichtung dreht sich wieder um (positiver Massenstrom im Fallrohr). Das nun wieder gut gekühlte Verdampferrohr kann nun wieder mehr Wärme aufnehmen, was wieder zu einer stärkeren Zunahme des Dampfes und somit wieder zu einer Volumenausdehnung des Dampfes führt und der Vorgang sich wiederholt.

Da mit fortschreitender Zeit auch in den Ebenen 2, 3 usw. die Verdampfung einsetzt, beeinflussen sich diese Schwankungen gegenseitig bzw. werden die Amplituden der Schwingung und somit die in die Trommel eingespeisten Wassermassen größer (siehe 50). Es sei hier jedoch angemerkt, dass die großen und einzeln auftretenden Amplituden mit bis zu 400 kg/s auf numerische Fehler in der Berechnung zurückzuführen sind.

Erst ab einem Druck von ungefähr 8 bar und einer annähernd konstanten Beheizung (Haltepunkt der Gasturbine) stabilisiert sich der Wassermassenstrom langsam und die Schwankungen werden gedämpft. Zwischen Sekunde 2500 und 3700 fällt die Kurve für den Massenstrom im Fallrohr in Abbildung 47 tendenziell linear ab, wobei mehrere kleinere Einbrüche (Abnahme und sofortige Zunahme) des Massenstroms auftreten. Diese Einbrüche lassen sich physikalisch nicht erklären, denn die Beheizung nimmt hier in allen Ebenen konstant ab.

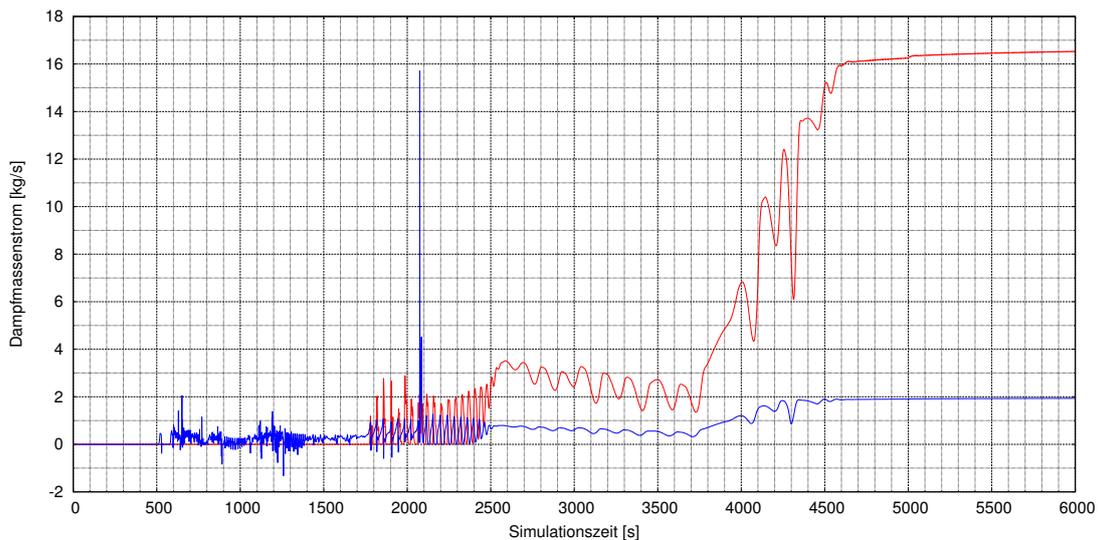
Im Laufe der Arbeit wurde festgestellt, dass diese Massenstromeinbrüche mit der Diskretisierung der Trommel zu tun haben. Dazu muss zunächst die Trommel im Detail betrachtet werden (siehe Abbildung 48). In APROS erfolgt die Modellierung der Trommel so, dass diese in einzelne, vom Benutzer festzulegende Anzahl an Knoten unterteilt werden muss. Bei zu wenig Knoten im Modul und somit einer groben Diskretisierung ( $D_1 > 0.13$  m - Fall **a**) tritt der Dampfmassenstrom aus den Steigrohren in die gleiche Zelle ein in der auch die Fallrohre anschließen. Dies führt dazu, dass der eintretende Dampf numerisch teilweise in die Fallrohre mitgerissen und der Wassermassenstrom gehemmt wird. Die Ergebnisse waren in dieser Form daher unbrauchbar, da in der Trommel Zyklone verbaut sind und somit mitgerissener Dampf aus der Trommel ausgeschlossen werden konnte. Erst nach einer entsprechend feinen Diskretisierung ( $D_2 < 0.13$  m - Fall **b**) konnten realistische Ergebnisse erzielt werden. Je feiner die Diskretisierung gewählt wurde, umso stärker wurden die Einbrüche des Wassermassenstroms beeinflusst. Als optimale Knotenanzahl in der Trommel ergab sich schließlich ein Wert von 15 Knoten, was einer Knotenhöhe von 0.113 m entsprach.

Eine weitere feinere Diskretisierung der Trommel führte zu keiner weiteren Verbesserung des Massenstromverlaufs. Im Gegenteil - eine feinere Diskretisierung als die oben erwähnten 15 Knoten ließ den durch die Diskretisierung entstehenden Fehler im Massenstromverlauf wieder ansteigen. Ungefähr 3700s nach Simulationsbeginn steigt der Massenstrom wieder langsam an, bis er schließlich nach 4600s den stationären Zustand bei Volllast erreicht.



**Abbildung 48:** Diskretisierung der Trommel. **a** grobe Diskretisierung, **b** feine Diskretisierung

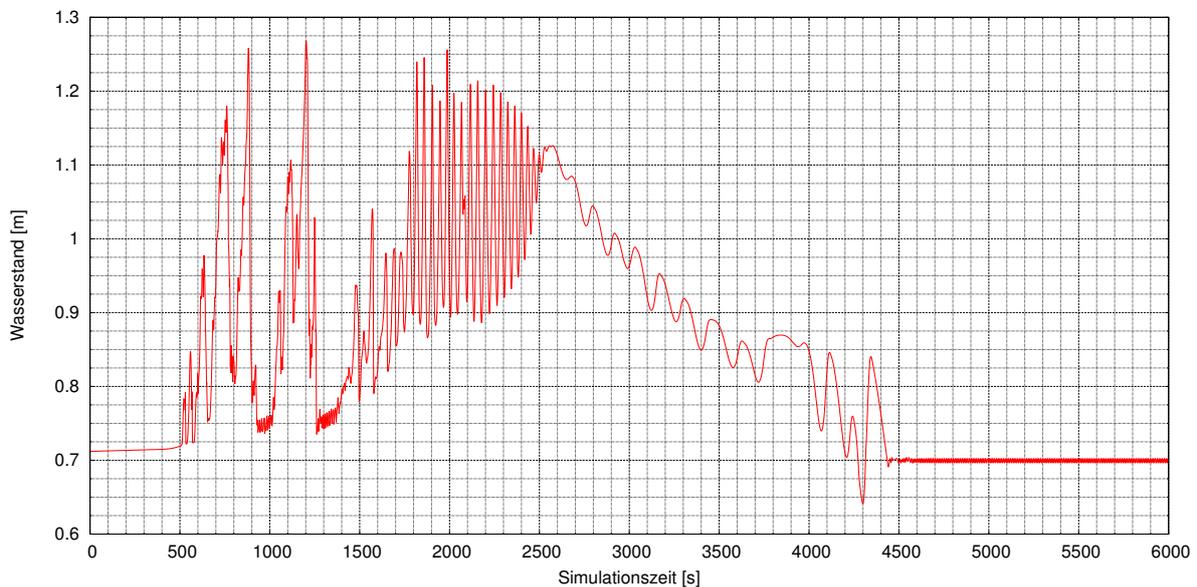
In Abbildung 49 ist der Verlauf des Dampfmassenstroms in 2 ausgewählten Punkten zu sehen. Die blaue Linie zeigt dabei den Verlauf in einem Punkt am Rohrende der Ebene 1 und somit höchstbelasteten Verdampfungsebene. Die rote Linie stellt die zeitliche Entwicklung des Dampfmassenstroms im letzten Steigrohr vor der Trommel dar.



**Abbildung 49:** Verlauf des Dampfmassenstroms in 2 ausgewählten Punkten

Wie gut zu erkennen ist entstanden, wie vorher schon angenommen, nach 500s der erste Dampf in der Verdampfungsebene 1. Die große Amplitude der blauen Kurve nach etwa 2100 Sekunden ist wiederum auf einen numerischen Fehler zurückzuführen. Im Bereich zwischen 2500 und 3700s sind bei beiden Kurven die aufgrund der Trommel-diskretisierung hervorgerufenen Massenstromschwankungen wieder gut erkennbar. Mit zunehmender Beheizung ab 3700s nimmt auch der produzierte Dampfmassenstrom zu. Im stationären Zustand stellte sich in beiden Punkten ein stabiler Dampfmassenstrom ein.

Abschließend soll noch der Verlauf des Wasserstandes in der Trommel betrachtet werden. Dieser kann der Abbildung 50 entnommen werden.

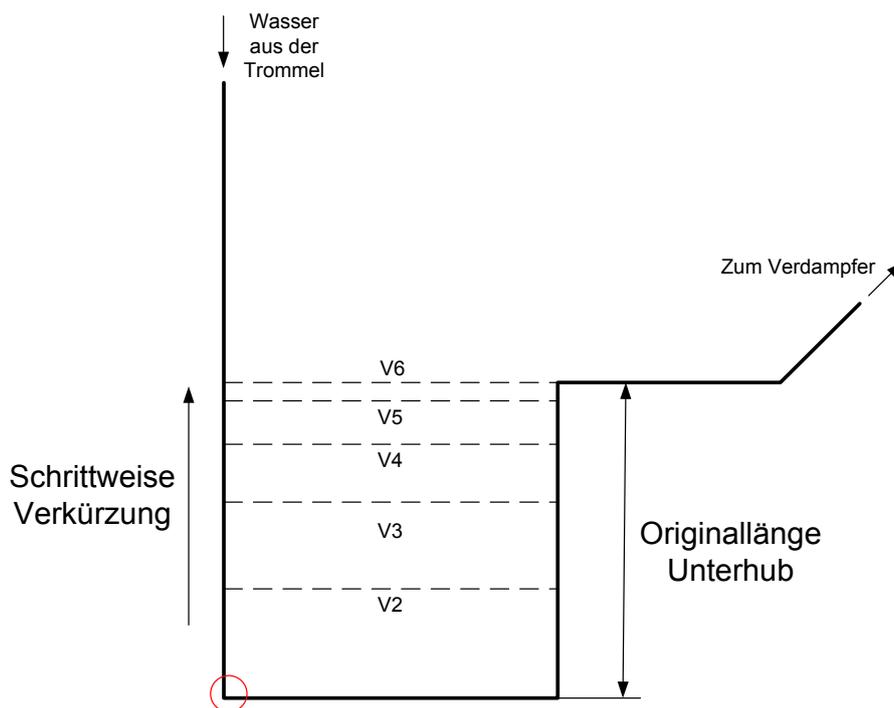


**Abbildung 50:** Verlauf des Wasserstandes in der Trommel

Mit Einsetzen der Verdampfung nach 500s (bei dem Trommeldruck von 1 bar) begann der Wasserstand stark zwischen 0.7 und 1.25 m zu schwanken. Erst mit beginnender Druckzunahme ab etwa 1200s steigt der Wasserpegel mit kleineren Schwingungsamplituden kontinuierlich bis auf ungefähr 1.1 m an. Im Bereich zwischen 2500 und 3700 Sekunden nahm der Wasserstand dann annähernd linear ab, da hier der nun annähernd konstant produzierte Dampf abgezogen und kein frisches Speisewasser zugeführt wurde. Auch hier traten die schon bekannten Störungen auf. Nach dem Anstieg der Beheizung auf den stationären Endwert bei Volllast, wurde der Wasserstand mit Hilfe der Regelung konstant auf 0.7 m gehalten. Dazu wurde der Trommel eine dem abgezogenen Dampf-massenstrom entsprechende Menge Speisewasser zugeführt.

## 7.2 Simulation eines Kaltstarts mit Variation des Unterhubs

In der folgenden Berechnungsvariante wurden auf Basis des APROS-Modells für den Kaltstart und den oben beschriebenen Berechnungen die Auswirkungen einer kontinuierlichen Verkürzung des Unterhubs des Hochdruck-Verdampferkreislaufs auf die Stabilität des Wasserumlaufs untersucht. Um dies durchzuführen wurde Schritt für Schritt der Unterhub verkürzt. Diese Vorgangsweise ist in Abbildung 51 schematisch dargestellt.



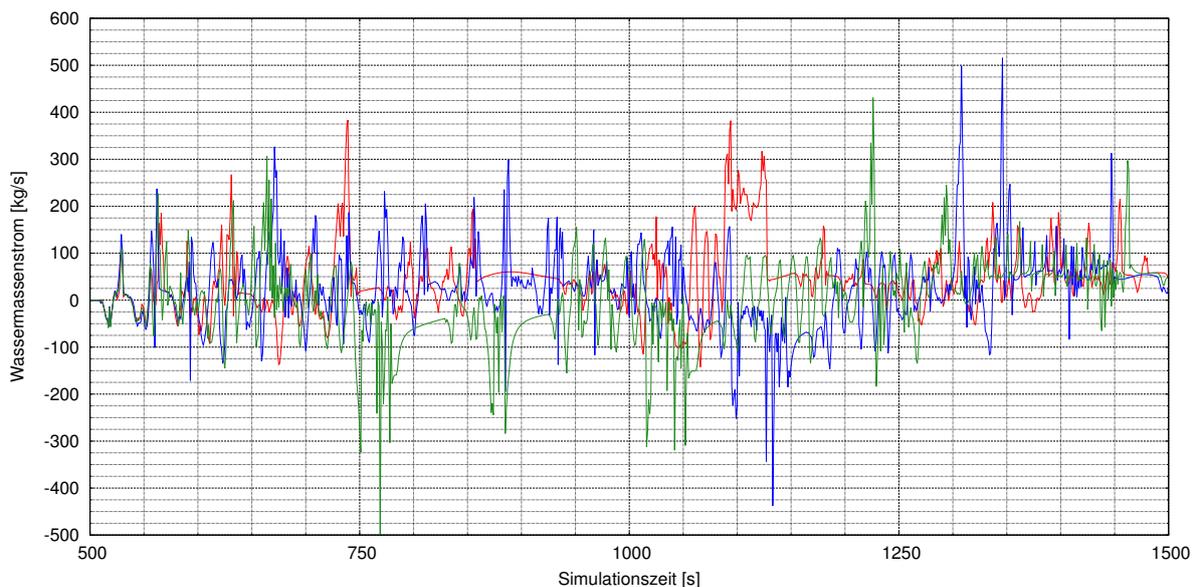
**Abbildung 51:** Skizze zur Verkürzung des Unterhubs

Ausgehend von der Originallänge des Unterhubs wurde die Länge der Fallrohre und somit auch die Höhendifferenz schrittweise verkürzt (siehe Abbildung 51). Die den einzelnen Berechnungsfällen (Varianten) zugeordnete Länge (Höhe) des Unterhubs kann der Tabelle 3 entnommen werden. So entstanden neben dem ursprünglichen APROS-Modell mit dem Originaldesign 5 weitere Modelle die nun zur Simulation herangezogen werden konnten.

Variantenbezeichnung	Länge Unterhub
Originaldesign	1.46 m
Variante V2	1 m
Variante V3	0.5 m
Variante V4	0.25 m
Variante V5	0.1 m
Variante V6	0 m

**Tabelle 3:** Bezeichnung der Modellvarianten mit zugehörigen Rohrlängen des Unterhubes

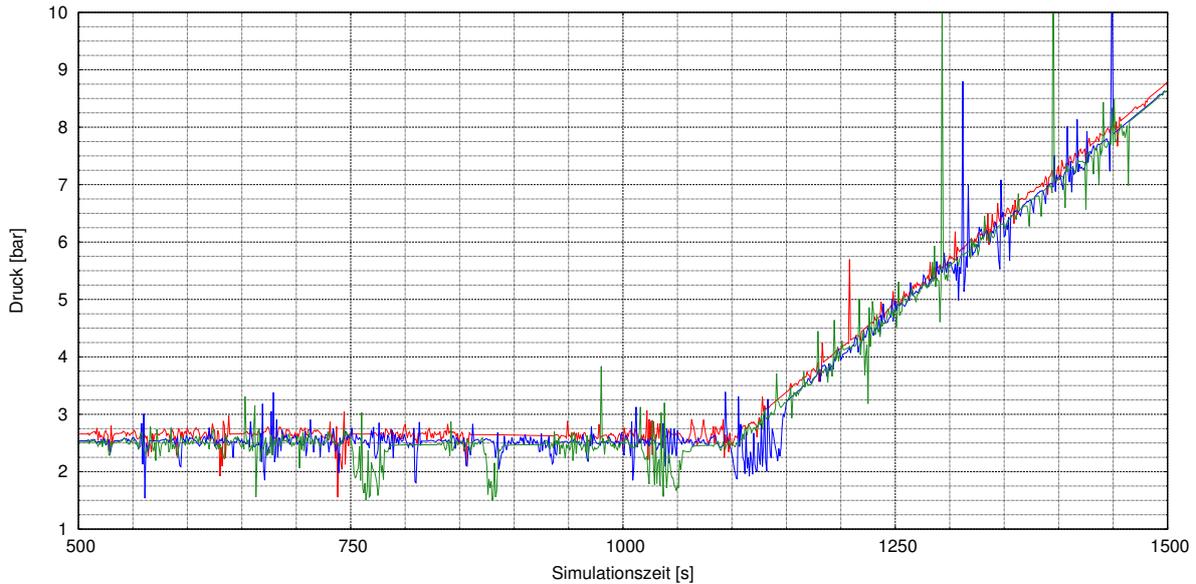
Nachdem alle Modellvarianten mit den gleichen Randbedingungen wie in Abschnitt 7.1 berechnet waren, wurde festgestellt, dass erst ab Modellvariante V4 erkennbare Unterschiede in den Ergebnissen vorlagen. In Abbildung 52 ist der Verlauf der Wassermassenströme in den Fallrohren direkt unter der Trommel dargestellt. Dabei wird der kritische Bereich des Anfahrvorgangs (geringer Druck, hohe Beheizung) zwischen 500 und 1500s dargestellt.



**Abbildung 52:** Verlauf der Wassermassenströme in den Fallrohren. **rot** Modell mit Originaldesign, **blau** Modellvariante V4, **grün** Modellvariante V6

Die rote Linie beschreibt den Verlauf des Wassermassenstroms im Originalmodell, während die blaue und grüne Linie die Modellvarianten V4 und V6 darstellen. Modellvariante V6 bedeutet dabei, dass der Unterhub nicht mehr vorhanden ist. Im Vergleich der einzelnen Verläufe ist zu sehen, dass bei abnehmender Unterhublänge der Verlauf des

Wassermassenstroms deutlich instabiler wird. Auch die Amplituden der Schwankungen sind bei den Modellvarianten V4 und V6 deutlich stärker ausgeprägt. Ab dem Ende der kritischen Zeitperiode für den Anfahrvorgang (nach 1500s, ungefähr 8 bar) bis zum Erreichen des stationären Zustands bei Vollast nahmen alle Massenströme einen ähnlichen zeitlichen Verlauf wie in der Berechnung in Abschnitt 7.1. Ein Unterschied konnte somit nur in der Periode von 500 bis 1500s festgestellt werden.



**Abbildung 53:** Druckverläufe am tiefsten Punkt des Unterhubs. **rot** Modell mit Originaldesign, **blau** Modellvariante V4, **grün** Modellvariante V6

In Abbildung 53 sind nun die Druckverläufe am tiefsten Punkt des Unterhubs zu sehen. Dieser Punkt ist in Abbildung 51 rot eingekreist. Da der Punkt im Verdampferkreislauf am tiefsten lag, herrschte hier der höchste Druck. Für die darüber liegende Wassersäule gilt die Beziehung für den hydrostatischen Druck die abhängig von der Höhe ist:

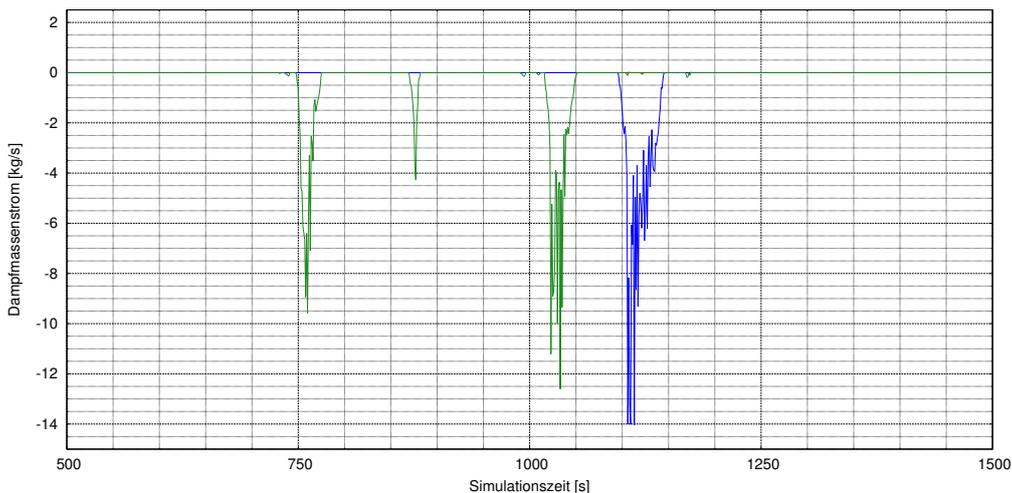
$$p(h) = \rho_W \cdot g \cdot h$$

Dabei ist  $\rho_W$  die mittlere Dichte des Wassers im Fallrohr,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $h$  die Höhe der Wassersäule. Aufgrund dieses Zusammenhangs nahm der Druck in dem untersuchten Punkt mit laufender Verkürzung des Unterhubs ab. Dieser Effekt ist auch gut in Abbildung 53 zu sehen. Während die rote Kurve des Originaldesigns nach 500 Sekunden bei etwa 2.7 bar liegt, ist die blaue und grüne Kurve (Variante V4 und V6) bei ungefähr 2.5 bar angesiedelt. Die blaue Kurve liegt dabei erwartungsgemäß noch leicht über der grünen Kurve. Es sei hier noch angemerkt, dass die in Abbildung 53

dargestellten Druckverläufe die Absolutwerte des Druckes darstellen und somit neben der periodischen Druckänderung auch den Druckabfall aufgrund der Rohrreibung beinhalten.

Betrachtet man den Verlauf der einzelnen Druckkurven so zeigt sich, wie schon beim Wassermassestrom, dass der Umlauf mit abnehmender Unterhublänge in dem in Abbildung 53 dargestellten Bereich größere Druckamplituden aufweist. Die Druckschwankungen der grünen Kurve, also dem Modell ohne Unterhub, waren dabei besonders stark ausgeprägt. Im Bereich von Sekunde 750, 875 und 1050 fiel der Druck kurzzeitig bis auf 1.5 bar. Die blaue Kurve sank zwischen 1100 und 1150 Sekunden auf 2 bar. Auch im Bereich des Druckanstiegs waren bei den Modellen V4 und V6 starke Schwankungen zu beobachten. Die einzelnen Amplituden der grünen und blauen Kurve auf über 10 bar sind allerdings wieder auf numerische Fehler in der Berechnung zurückzuführen. Erst nach 1450 Sekunden (entspricht einem Trommeldruck von etwa 8 bar) stabilisierten sich alle 3 Kurven.

Der Dampfmassenstrom im Unterhub ist in Abbildung 54 dargestellt. Dabei wurde der gleiche betrachtete Punkt wie im Falle des Druckverlaufs herangezogen. Man erkennt, dass im dargestellten Bereich der Simulation im Modell mit dem Originaldesign kein Dampf im Unterhub an diesem Punkt vorhanden war. In den anderen beiden Modellen mit verkürztem Unterhub trat dagegen zu bestimmten Zeitperioden ein negativer Dampfmassenstrom im betrachteten Punkt auf. Das bedeutet, dass hier sehr viel Dampf aus den Verdampferrohren in den Unterhub in Richtung der Fallrohre gedrückt wurde. Die Zeitpunkte in denen der Dampf gegen die gewünschte Flussrichtung bis zum betrachteten Punkt strömte, stimmt dabei gut mit den Perioden des starken Druckabfalls aus Abbildung 53 überein. Im restlichen Verlauf der Simulation wurde kein Dampf mehr bis zu dem betrachteten Punkt im Unterhub gedrückt.

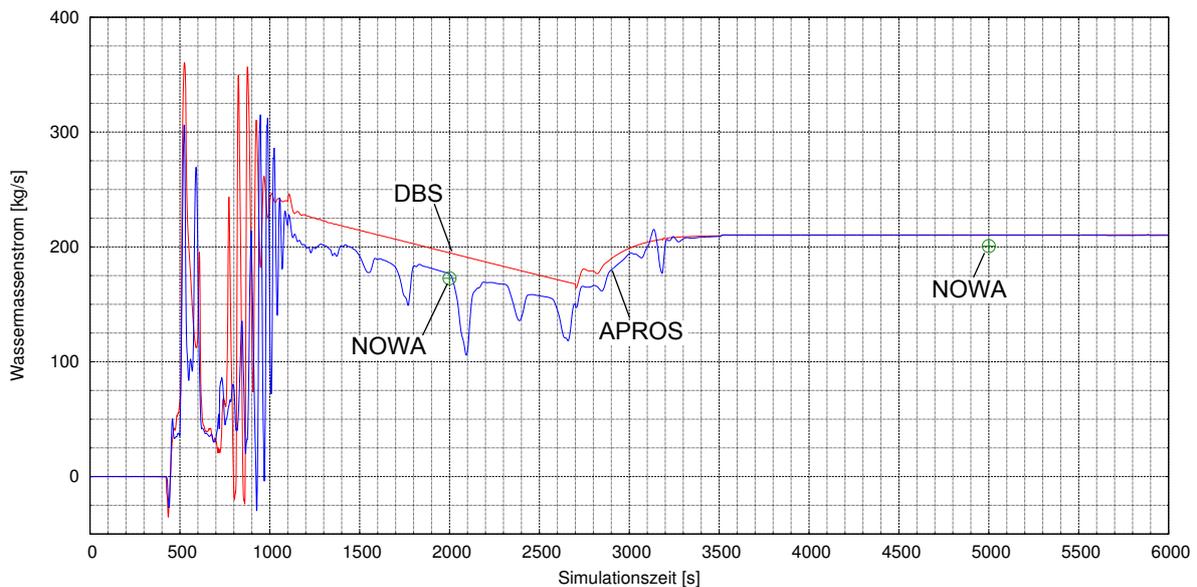


**Abbildung 54:** Dampfmassenströme im Unterhub

Was die Verkürzung des Unterhubs betrifft lässt sich somit festhalten, dass sich bei diesem APROS-Modell eines ausgeführten Abhitzekessels unter den vorgegebenen Randbedingungen keine globale Strömungsumkehr feststellen ließ. Es zeigten sich jedoch einige Auswirkungen auf die Stabilität des Wasserumlaufs. Speziell im Niederdruckbereich (1 bis 8 bar) und bei hoher Beheizung traten hier starke Massenstromschwankungen auf. Nach dem Durchfahren dieses kritischen Bereichs (bis ca. 1500s nach Simulationsstart) konnten allerdings keine weiteren negativen Auswirkungen festgestellt werden.

### 7.3 Simulation eines Warmstarts mit dem Original-Design in APROS, DBS und NOWA und Vergleich der Ergebnisse

Zuletzt soll noch die Berechnungsvariante eines Warmstarts mit dem Original-Design in den Programmen APROS, DBS und NOWA diskutiert werden. Dazu muss zunächst erwähnt werden, dass in APROS und DBS der gesamte Anfahrzyklus dynamisch simuliert und in NOWA lediglich der stationäre Zustand bei Volllast und in einem Teillastpunkt untersucht wurde. Nach der Durchführung der Simulationen wurde ein Vergleich der Ergebnisse der verschiedenen Programme durchgeführt.



**Abbildung 55:** Vergleich der Ergebnisse aus DBS, APROS und NOWA für die Wassermassenströme im Fallrohr. **rot** DBS, **blau** APROS, **grün** NOWA

In Abbildung 55 ist ein Vergleich der Ergebnisse aus DBS, APROS und NOWA für die Wassermassenströme im Fallrohr dargestellt. Die rote Kurve zeigt den Massenstromverlauf von DBS, die blaue von APROS und die beiden grünen Punkte entsprechen 2

stationären Lösungen in NOWA. Die NOWA-Lösung bei Sekunde 5000 entspricht dabei der Lösung für den stationären Volllastzustand. Der Punkt bei Sekunde 2000 wurde als zusätzliche Kontrolle berechnet, auch wenn hier kein stationärer Zustand vorliegt. Dazu wurde der Druck und die zugehörige Beheizung zu diesem Zeitpunkt aus Abbildung 45 und 46 für die Berechnung abgelesen und in NOWA eingegeben.

Man erkennt, dass bis Sekunde 700 die Ergebnisse von DBS und APORS einen fast identen Verlauf haben. Danach schwingt die Lösung in DBS etwas stärker als in APORS bis schließlich ab Sekunde 1200 in beiden Fällen ein konstanter Bereich (leicht abnehmende Beheizung, steigender Druck) erreicht wird. Dabei liegen die Werte für den Massenstrom in DBS etwas höher als in APORS. Im Bereich von 1200 bis 2700s treten in APORS wie schon bei den Ergebnisse des Kaltstarts in Abschnitt 7.1 die physikalisch nicht erklär-baren Einbrüche des Wassermassenstroms auf. Dennoch erkennt man, dass die Kurve tendenziell linear abnimmt. Im Falle von DBS verläuft die Kurve tatsächlich konstant linear. Es ist auch ersichtlich, dass die beiden Kurven in dieser Periode parallel verlaufen. Ab 2800s stieg mit zunehmender Beheizung auch der Wassermassenstrom an. Dabei nähern sich die Kurven immer weiter an und verlaufen ab 3500s praktisch deckungsgleich.

Betrachtet man die beiden NOWA-Ergebnisse so lässt sich erkennen, dass die Lösung bei 2000s näher an der APORS Lösung lag, während sich die Lösung im stationären Zustand bei Volllast 5000s etwas unter den Werten von DBS und APORS befand. Ein Vergleich von ausgewählten Ergebnissen im stationären Zustand bei Volllast ist in Tabelle 4 dargestellt.

Bezeichnung	Einheit	<b>DBS</b>	<b>APROS</b>	<b>NOWA</b>
$\dot{m}_W$	[kg/s]	210.49	210.05	200.75
$\dot{m}_D$	[kg/s]	16.75	16.69	16.75
$x_D$	[-]	7.96	7.94	8.34
$U_D$	[-]	12.5	12.6	12
$v_{hom}$	[m/s]	3.68	-	3.6
$v_W$	[m/s]	-	2.7	-
$v_D$	[m/s]	-	4.8	4.5

**Tabelle 4:** Vergleich der Ergebnisse von DBS, APROS und NOWA

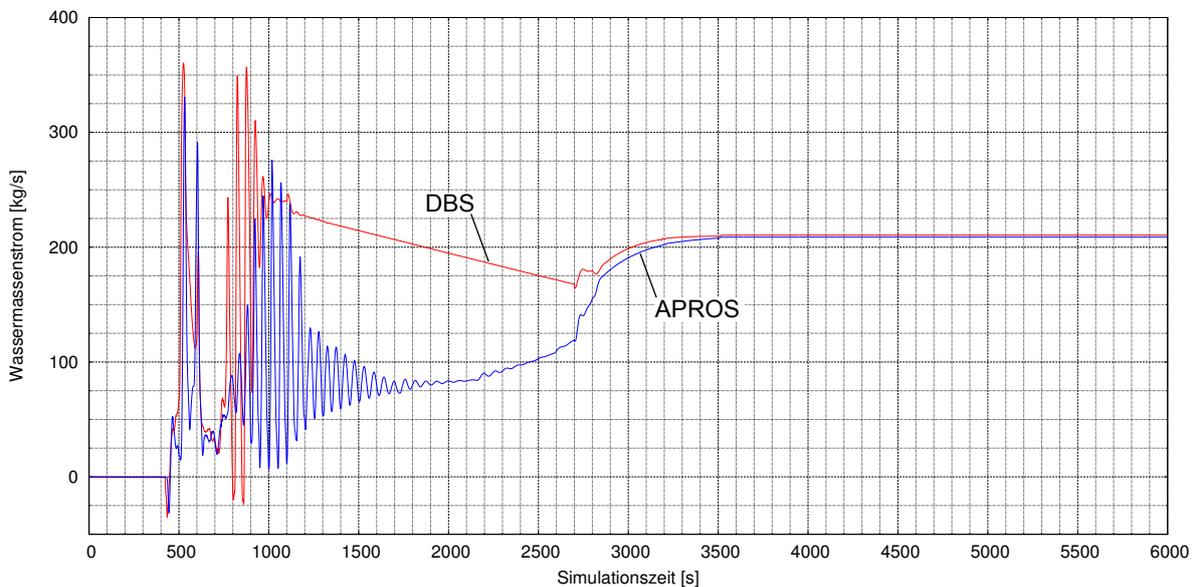
Die Werte für den Wassermassenstrom  $\dot{m}_W$  im ersten Fallrohr, den Dampfmassenstrom  $\dot{m}_D$  im letzten Steigrohr vor der Trommel, den Dampfgehalt  $x_D$  im Steigrohr und der Umlaufzahl  $U_D$  weisen in allen Programmen für den Fall der Volllast eine gute Übereinstimmung auf. Bei den Strömungsgeschwindigkeiten (hier im Steigrohr gemessen) zeigten sich programmbedingte Unterschiede. DBS und NOWA geben die Geschwindigkeit

der homogenen Mischung aus Dampf und Wasser  $v_{hom}$  aus. Hier lag eine gute Übereinstimmung vor. In APROS wird die Geschwindigkeit aufgrund der Verwendung des 6-Gleichungsmodells für jede Phase separat angegeben. Während das Wasser ( $v_W$ ) mit 2.7 m/s im Steigrohr floss, bewegte sich der Dampf ( $v_D$ ) mit 4.8 m/s deutlich schneller. Daraus ließ sich auch der Schlupf zwischen gasförmiger und flüssiger Phase berechnen. Es gilt:

$$S = \frac{v_D}{v_W}$$

In diesem Fall ergab sich somit ein Schlupf von 1.78. Auch NOWA gibt in den Ergebnissen der Simulation die Dampfgeschwindigkeit unter Berücksichtigung des Schlupfes aus. Die Werte aus APROS und NOWA zeigten dabei eine zufriedenstellende Übereinstimmung.

Zuletzt sei noch auf die Problematik einer nicht aktiv in die Simulation integrierten Trommel hingewiesen. Wie schon in Abschnitt 5.6.3 kurz erwähnt, ergaben sich für diesen Fall keine brauchbaren Ergebnisse. In Abbildung 56 ist der Verlauf der Wassermassenströme im Fallrohr in DBS (rote Kurve) und APROS (blaue Kurve) zu sehen. Dabei war in APROS das Trommelmodul nicht aktiv in die Simulation integriert.



**Abbildung 56:** Vergleich der Ergebnisse aus DBS und APROS für die Wassermassenströme im Fallrohr ohne aktives Trommelmodul. **rot** DBS, **blau** APROS

Es zeigte sich, dass die Ergebnisse erst im stationären Zustand übereinstimmen. Im Bereich zwischen 700 und 2700s sind die Werte in APROS physikalisch nicht erklärbar,

denn hier steigt der Wassermassenstrom bei abnehmender Beheizung konstant an und entwickelte sich somit genau entgegengesetzt zu den Ergebnissen aus DBS. Als Konsequenz lässt sich festhalten, dass in APROS die Trommelmodule immer aktiv in die Simulation übernommen werden müssen um brauchbare Ergebnisse zu erhalten.

## 8 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit werden numerische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Naturumlaufdampferzeugern präsentiert. Es wird ein Überblick über die wichtigsten Grundlagen der Dampferzeuger gegeben. Dabei liegt der Schwerpunkt besonders auf den Naturumlaufdampferzeugern. Als spezielle Anwendung der Dampferzeuger werden die Abhitzeessel vorgestellt, die eine wichtige Rolle in den modernen Gas- und Dampfkraftwerken spielen.

Auf die Modellierung und Implementierung eines ausgeführten Abhitzeessels in den Programmen NOWA, DBS und APROS wird im Detail eingegangen. Bei der Simulation des Wasserumlaufs kommen dabei verschiedene Berechnungsmodelle zum Einsatz. Mittels DBS und ARPOS können dynamische Rechnungen für verschiedene Startvorgänge durchgeführt werden. NOWA dient zur Berechnung des Wasserumlaufs in stationären Zuständen. Während in DBS das homogene Strömungsmodell zur Anwendung kommt, kann in APROS unter anderem das 6-Gleichungsmodell verwendet werden. Hier werden die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie für jede Phase separat gelöst.

Durch Vorgabe der wärmetechnischen Randbedingungen Druck, Wärmestromdichte und Enthalpie wurde ein Kalt- und Warmstart des Hochdruckverdampfers eines Abhitzeessels simuliert. Bei der Simulation des Kaltstarts in APROS wurde zudem das Verhalten des Wasserumlaufs bei Verkürzung des Unterhubs untersucht. Dabei hat sich gezeigt, dass bei der vorliegenden Diskretisierung des HD-Verdampfers und der zur Anwendung gekommenen Anfangs- und Randbedingungen es zu keiner Strömungsumkehr des HD-Verdampfers gekommen ist. Das bedeutet, dass die Unterhublänge der Fallrohre unter den für die Berechnung angenommenen Bedingungen entfallen hätte können. Weiters konnte gezeigt werden, dass mit zunehmender Unterhublänge der Wasserumlauf während des Kaltstartes stabilisiert, das heisst die Amplituden im Umlaufmassenstrom verringert werden.

Die numerischen Untersuchungen am Warmstart dienen zum Vergleich der Rechenergebnisse der einzelnen Programme. Der Vergleich der Rechenergebnisse zeigte, dass trotz der Verwendung von unterschiedlichen Zweiphasenmodellen in APROS und DBS die zeitlichen Verläufe eine gute Übereinstimmung aufweisen. Eine Gegenüberstellung der stationären Werte bei Vollast zeigte, dass hier alle 3 zur Anwendung gekommenen Programme gleiche Werte erzielen. Es sei hier aber noch einmal darauf hingewiesen, dass die Rechenergebnisse mittels APROS stärker von dem gewählten Reibungsdruckabfallmodell abhängen.

## Literatur

- [1] EFFENBERGER, HELMUT: *Dampferzeugung*. Springer, 2000.
- [2] EON: *Kraftwerk Irsching*. verfügbar unter: <http://www.eon.com/de/ueber-uns/struktur/asset-finder/irsching.html>, Februar 2015.
- [3] EPPLE, BERND: *Simulation von Kraftwerken und Feuerungen*. SpringerWienNewYork, 2012.
- [4] HAIDER, MARKUS: *Vorlesung Wärmetechnische Anlagen 2*. TU Wien, 2012.
- [5] HALA, FRIEDRICH: *Skriptum Betrieb von Gas- und Dampfturbinen*. TU Wien, 2012.
- [6] LINKE, WOLFGANG: *Handbuch der Kesselbetriebstechnik*. Resch-Verlag, 2005.
- [7] NOWOTNY: *Ein Beitrag zur Strömungsberechnung in Rohrnetzwerken*. TU Wien, 1981.
- [8] WALTER, HEIMO: *Numerische Simulation des transienten Verhaltens von Naturumlaufdampferzeugern*. TU Wien, 2000.
- [9] WIRTSCHAFTSBLATT: *US-Aufschwung ohne Wenn und Aber*. verfügbar unter: <http://wirtschaftsblatt.at/home/nachrichten/international/3870613/USAufschwung-ohne-Wenn-und-Aber>, September 2014.