

D i p l o m a r b e i t

Thema: Maßnahmen zur Wirkleistungssekundenreserve -  
Bereitstellung

Ausgegeben an: Christoph Hovenjürgen, Matr. Nr.: 0201003  
Frank Mahnert, Matr. Nr.: 0287903

Aufgabenstellung: Theoretische Berechnungen von Wirkleistungssteigerungen  
nach einer Forderung der Deutschen Verbundgesellschaft  
E.V. (DVG). Alle Berechnungen beruhen auf Meßwerte,  
die in dem Kraftwerksblock Wilhelmshaven des Betreibers  
Preussen Elektra AG aufgenommen worden sind.

Hiermit erklären wir, daß die vorliegende Diplomarbeit  
von uns selbst angefertigt wurde und alle verwendeten  
Hilfsmittel angegeben sind.

Bremerhaven, 20.06.1989

\_\_\_\_\_  
(Frank Mahnert)

\_\_\_\_\_  
(Christoph Hovenjürgen)

\_\_\_\_\_  
(Prof. Dipl. Ing. H. Könecke)

\_\_\_\_\_  
(Prof. Dipl. Ing. H. Solbrig)

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	Seite:
1.0 <u>Einleitung</u>	3 - 4
2.0 <u>Meßwerttabelle 53% Last</u>	5
3.0 <u>Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei 53% Last</u>	6 - 17
3.1 Berechnung der Dampfmassestromverluste	6
3.2 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A6}$	6 - 8
Berechnung Dampfmassestrom Eintritt Mitteldruckturbine $m_{MD}$	
3.2.1 Wärmebilanz HDV 6	7
3.3 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A5}$	8 - 9
3.4 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A4}$	9 - 10
3.5 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A3}$	11
3.6 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A2}$	12
3.7 Berechnung Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer 1	13
3.8 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A1}$	14 - 16
Ermittlung der Endfeuchten	
3.9 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 53% Last	17
3.10 Bestimmung der inneren Turbinenwirkungsgrade bei 53% Last	18
3.11 Wärmeschaltplan 53% Last $\approx 418,968$ MW	19
4.0 <u>Theoretische Grundüberlegungen zur Leistungssteigerung</u>	20
5.0 <u>Leistungserhöhung durch Abschalten der Hochdruckvorwärmer</u>	20 - 21
5.1 Bedingungen für die Ermittlung der Leistungserhöhung	21
6.0 <u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 53% Last in den ersten 5 Sekunden</u>	22 - 33
6.1 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A4}$	23 - 24
6.2 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A3}$	25 - 26
6.2.1 Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	25
6.3 Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	26 - 27
6.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1	28
6.5 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A1}$	29 - 30
6.6 Berechnung der Leistungserhöhung	31 - 32
6.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen	31
6.2 Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 422,786 MW	33
7.0 <u>Bestimmung von Leitungsfaktoren für KZÜ und HZÜ</u>	34
7.1 Berechnung der Verzugszeit durch die ZÜ bei 53% Last	35 - 37
7.1.1 Verzugszeit KZÜ	35
7.2 Verzugszeit HZÜ	36
7.3 Verzugszeit durch den ZÜ-Teil des Kessels	36
7.4 Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung	37
7.5 Diagramm Durchlaufzeit Zwischenüberhitzung	38
8.0 <u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 53% Last nach 30 Sekunden</u>	39 - 51
8.1 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A4}$	40 - 41
8.2 Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A3}$	42 - 43
8.2.1 Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	42

<u>Inhaltsverzeichnis</u>		Seite:
8.3	Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	43 - 44
8.4	Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1	44 - 45
8.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$	46 - 47
8.6	Berechnung der Leistungserhöhung	48 - 49
8.6.1	Leistungen der einzelnen Turbinenstufen	48
8.7	Diagramm Leistungssteigerung bei 53% Last	50
8.8	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 443,050 MW	51
9.0	<u>Leistungserhöhung durch Abschalten der Niederdruckvorwärmer</u>	52 - 53
9.1	Dampfseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer	52
9.2	Wasserseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer	52
9.3	Kombinierte Abschaltung der Niederdruckvorwärmer	52
9.4	<u>Bestimmung der neuen Anzapfdrücke und Anzapfdampfenthalpien zur Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (53% Last)</u>	54 - 55
9.5	<u>Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer (53% Last)</u>	56
9.5.1	Diagramm Leistungssteigerung bei 53% Last	57
9.6	Berechnung der für den Kondensatstop zur Verfügung stehenden Zeit	59 - 60
9.7	Diagramm Inhaltskurve eines Speisewasserbehälters	61
9.8	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 438,496 MW	61a
10.0	<u>Meßwerttabelle 70% Last</u>	62
10.1	<u>Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei 70% Last</u>	63 - 75
10.2	Berechnung der Dampfmassenstromverluste	63
10.3	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A6}$ Berechnung Dampfmassenstrom Eintritt Mitteldruckturbine $m_{MD}$	63 - 65
10.4	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A5}$	65 - 66
10.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	66 - 67
10.6	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	67 - 68
10.7	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A2}$	68 - 69
10.8	Berechnung Enthalpie Austritt NDV 1	69 - 70
10.9	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$ Ermittlung der Endfeuchten	70 - 71 72
10.10	Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 70% Last	73
10.11	Bestimmung der inneren Turbinenwirkungsgrade bei 70% Last	74
10.12	Wärmeschaltplan 70% Last $\approx$ 550,360 MW	75
11.0	<u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 70% Last in den ersten 5 Sekunden</u>	76 - 87
11.1	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	77 - 78
11.2	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	79 - 80
11.2.1	Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	79
11.3	Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	80 - 81
11.4	Berechnung der Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer 1	81 - 82
11.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$ Abdampfmassenstrom ND-Turbine	82 - 83 84

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	Seite:	
11.6	Berechnung der Leistungserhöhung	85 - 86
11.6.1	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 554,064 MW	87
11.7	Berechnung der Verzugszeit durch die ZÜ bei 70% Last	88 - 90
11.7.1	Verzugszeit KZÜ	88
11.8	Verzugszeit HZÜ	89
11.9	Verzugszeit durch den ZÜ-Teil des Kessels	89
11.10	Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung	90
12.0	<u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 70% Last nach 30 Sekunden</u>	91 - 103
12.1	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	92 - 93
12.2	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	94 - 95
12.2.1	Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	94
12.3	Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	95 - 96
12.4	Berechnung Enthalpie Austritt NDV 1	97
12.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$	98 - 99
12.6	Berechnung der Leistungserhöhung	100 - 101
12.6.1	Leistungen der einzelnen Turbinenstufen	100
12.7	Diagramm Leistungssteigerung bei 70% Last	102
12.8	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 582,571 MW	103
13.0	<u>Bestimmung der neuen Anzapfdrucke und Anzapfdampfenthalpien zur Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (70% Last)</u>	104 - 105
13.1	<u>Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer (70% Last)</u>	106
13.1.1	Diagramm Leistungssteigerung bei 70% Last	107
13.1.2	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 578,003 MW	108
13.2	Berechnung der für den Kondensatstop zur Verfügung stehenden Zeit	109
14.0	<u>Meßwerttabelle 100% Last</u>	110
14.1	<u>Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei 100% Last</u>	111 - 123
14.2	Berechnung der Dampfmassenstromverluste	111
14.3	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A6}$ Berechnung Dampfmassenstrom Eintritt Mitteldruckturbine $m_{MD}$	111 - 113
14.3.1	Wärmebilanz HDV 6	112
14.4	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A5}$	113 - 114
14.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	114 - 115
14.6	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	115 - 116
14.7	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A2}$	116 - 117
14.8	Berechnung Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer 1	117 - 118
14.9	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$ Ermittlung der Endfeuchten	118 - 119 120
14.10	Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 100% Last	121
14.11	Bestimmung der inneren Turbinenwirkungsgrade bei 100 Last	122
14.12	Wärmeschaltplan 100% Last $\approx$ 784,328 MW	123

<u>Inhaltsverzeichnis</u>	Seite:	
15.0	<u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 100% Last in den ersten 5 Sekunden</u>	124 - 135
15.1	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	125 - 126
15.2	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	127 - 128
15.2.1	Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	127
15.3	Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	128 - 129
15.4	Berechnung Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer 1	129 - 130
15.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$	130 - 131
	Berechnung Abdampfzustand ND-Turbine	132
15.6	Berechnung der Leistungserhöhung	133 - 134
15.6.1	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 789,309 MW	135
15.7	Berechnung der Verzugszeit durch die ZÜ bei 100% Last	136 - 138
15.7.1	Verzugszeit KZÜ	136
15.8	Verzugszeit HZÜ	137
15.9	Verzugszeit durch den ZÜ-Teil des Kessels	137
15.10	Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung	138
16.0	<u>Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei 100 % Last nach 30 Sekunden</u>	139 - 151
16.1	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A4}$	140 - 141
16.2	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A3}$	142 - 143
16.2.1	Bestimmung Anzapfdampfzustand Anzapfung 3	142
16.3	Berechnung Anzapfdampfzustand Anzapfung 2	143 - 144
16.4	Berechnung Enthalpie Austritt NDV 1	145
16.5	Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A1}$	146 - 147
16.6	Berechnung der Leistungserhöhung	148 - 149
16.6.1	Leistungen der einzelnen Turbinenstufen	148
16.7	Diagramm Leistungssteigerung bei 100% Last	150
16.8	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 837,824 MW	151
17.0	<u>Bestimmung der neuen Anzapfdrücke und Anzapfdampfenthalpien zur Ermittlung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (100% Last)</u>	152 - 154
17.1	<u>Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer (100% Last)</u>	154
17.1.1	Diagramm Leistungssteigerung bei 100% Last	155
17.1.2	Wärmeschaltplan mit Leistungserhöhung 832,524 MW	156
17.2	Berechnung der für den Kondensatstop zur Verfügung stehenden Zeit	157
18.0	<u>Schlußbetrachtung</u>	158 - 159
	<u>Literaturverzeichnis</u>	160

## 1.0 Einleitung

An die Regelung von Kraftwerken werden heute hohe Anforderungen gestellt. Nicht nur ist die Netzfrequenz konstant zu halten, sondern es muß auch genügend Reserveleistung bereit gehalten werden, um eventuelle Störfälle auszugleichen.

Diesen schnellen Leistungsanforderungen des Netzes kann durch unterschiedliche Maßnahmen begegnet werden. Schnelle Leistungsanforderungen sind Vorgänge, die Leistungserhöhungen im Zeitbereich von wenigen Sekunden bis zu einer Minute erbringen sollen.

Nach einer Forderung der Deutschen Verbundgesellschaft E.V. (DVG) sind 2,5 % Mehrleistung nach 5 Sekunden und 5% Mehrleistung nach 30 Sekunden zu erbringen. Beide Mehrleistungen sind für fossil befeuerte Kraftwerke auf die Nennleistung bezogen.

Im folgenden soll kurz auf die verschiedenen, möglichen Maßnahmen eingegangen werden:

### 1. Aufheben der Androsselung der HD-Turbinenstellventile

Bei dieser Maßnahme wird eine Reserve dadurch bereitgehalten, daß im Normalbetrieb die FD-Stellventile nicht voll geöffnet sind. Im Bedarfsfall, z.B. Ausfall eines gesamten Kraftwerksblocks, wird durch schnelles Öffnen der Ventile eine Mehrleistung durch erhöhten Dampfdurchsatz in der HD-Turbine erzielt.

Es reagiert zunächst nur die HD-Turbine, da bei konventionellen Zwischenüberhitzer - Turbosätzen das Zeitverhalten des ZÜ-Teils berücksichtigt werden muß. - An dieser Stelle möchten wir kurz erwähnen, daß wir hierauf in unserer Berechnung noch zurückkommen werden - Eine Leistungssteigerung für die MD- und ND-Turbine kommt erst nach Durchlaufen des Dampfes durch den ZÜ-Teil in Betracht. Für den Sekundenbereich ist diese Leistungssteigerung bedeutungslos.

Ein weiterer Nachteil ist, daß durch die Stellreserve die Turbine unterhalb der Nennleistung betrieben wird und im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit ein höherer Wärmeverbrauch festzustellen ist.

### 2. Öffnen von Stufenventilen

Beim Einbau von Stufenventilen ist der zeitliche Verlauf der Leistung beim Öffnen dieser Ventile ähnlich wie bei dem Öffnen der angedrosselten Frischdampf HD-Stellventile. Bei dieser Maßnahme wird der HD-Turbine Frischdampf erst hinter den ersten Stufen zugeführt.

Die Betriebskostenerhöhung ist während der Bereitschaft gering. Im Einsatzfall ist jedoch eine Betriebskostenerhöhung durch Wirkungsgradverschlechterung vorhanden, da nicht das volle HD-Gefälle ausgenutzt wird. Wie bei der Androsselung hängt die nutzbare Mehrarbeit vom Speichervermögen des Dampferzeugers ab. Im Sekundenbereich muß ebenso das Zeitverhalten des ZÜ-Teils berücksichtigt werden.

### 3. Abschalten der Hochdruckvorwärmer

Das Abschalten der Hochdruckvorwärmer führt ebenfalls zu einer Leistungssteigerung, da der normalerweise zu den Vorwärmern strömende Anzapfdampf in der Turbine Verwendung findet. Unterschiede im Zeitverhalten werden dadurch beeinflusst, ob dampfseitig, d.h. unmittelbar in den Anzapfleitungen, oder wasserseitig, d.h. Umführen des Speisewassers zum Dampferzeuger, abgeschaltet wird.

In beiden Fällen treten Temperaturänderungen des Speisewassers vor dem Dampferzeuger auf.

### 4. Abschalten der Niederdruckvorwärmer

Eine Leistungssteigerung erfolgt auch durch dampfseitiges oder wasserseitiges Abschalten der ND-Vorwärmer. Wie bei der vorhergehenden Maßnahme bewirken die Zusatzdampfströme, die nicht mehr zur Vorwärmung des Hauptkondensates bzw. Speisewassers eingesetzt werden, eine Leistungserhöhung.

Meistens erfolgt diese Maßnahme wasserseitig, da in den Anzapfleitungen keine entsprechenden Regelklappen vorhanden sind. Der Kondensatstrom durch die ND-Vorwärmer wird unterbrochen und entweder im Kondensator oder häufiger in einen zusätzlichen Kondensatspeicher gespeichert. Die Einsatzzeiten hängen in erster Linie von den vorhandenen Behältervolumina ab (Speisewasserbehälter, Kondensatspeicher).

### 5. Erhöhung der Feuerleistung

In allen beschriebenen Fällen muß parallel dazu die Feuerleistung des Dampferzeugers erhöht werden, um die Maßnahmen zurückzunehmen und die Mehrleistung aufrecht erhalten zu können. Die Feuerleistungserhöhung wurde bei unseren Berechnungen nicht berücksichtigt, da sie im Kraftwerk Wilhelmshaven ca. 45 Sekunden beträgt und somit für die DVG-Forderung keine Rolle spielt.

#### 1.1 Maßnahmen im Kraftwerk Wilhelmshaven des Betreibers Preussen Elektra AG

Im Kraftwerk Wilhelmshaven bestand unsere Aufgabe darin, die DVG-Forderung durch Abschalten der Niederdruckvorwärmer und durch Abschalten aller HD-Vorwärmer zu untersuchen. Die Niederdruckvorwärmer sollen durch eine kombinierte Maßnahme zur Leistungssteigerung herangezogen werden, während die Hochdruckvorwärmer dampfseitig abgeschaltet werden.

Unsere Berechnungen beruhen auf Meßwerten, die bei verschiedenen Laststufen aufgenommen worden sind. Entweder wurden die Meßwerte im Leitstand oder direkt vor Ort in der Anlage abgelesen. Teilweise sind die Meßwerte vor Ort und die Meßwerte im Leitstand verglichen worden, um sich so ein Bild über Ungenauigkeiten und Ablesefehler zu verschaffen.

Die verschiedenen Laststufen waren 53 %, 70 % und 100 %. Meßwerte, die nicht erfaßt werden konnten oder bei denen unrealistische Ergebnisse bei der Berechnung herauskamen, wurden von uns durch das Abnahmeprotokoll des Siemens-Unternehmensbereiches Kraftwerk Union AG bestimmt (Abnahmeprotokoll vom 14.09.88).

2.0 Meßwerttabelle 53% Last  $\cong$  418,968 MW

Versuchstag : 03.03.89

Frischdampftemperatur hinter Kessel	°C	526,2
Frischdampfmassenstrom hinter Kessel	kg/s	346,59
Frischdampfdruck hinter Kessel	bar	104,1
Radkammerdruck HD-Turbine	bar	97,44
Druck Kalte Zwischenüberhitzung	bar	22,83
Druck Heiße Zwischenüberhitzung	bar	20,76
Temperatur Heiße Zwischenüberhitzung	°C	510
Druck Anzapfung A6	bar	22,83
Temperatur Anzapfung A6	°C	317,8
Druck Anzapfung A5	bar	11,17
Temperatur Anzapfung A5	°C	427
Druck Anzapfung A4	bar	5,69
Temperatur Anzapfung A4	°C	344,2
Druck Anzapfung A3	bar	2,5
Temperatur Anzapfung A3	°C	258
Druck Anzapfung A2	bar	0,76
Temperatur Anzapfung A2	°C	147
Druck Anzapfung A1	bar	0,115
Kondensatordruck	bar	0,041
Druck Speisewasser vor Kessel	bar	140,5
HD-Einspritzwasser	kg/s	15,67
Druck Speisewasser hinter HDV6	bar	141,6
Temperatur Speisewasser hinter HDV6	°C	217,4
Temperatur Speisewasser hinter HDV5	°C	185,2
Speisewassermassenstrom hinter Speisepumpen	kg/s	347,89
Druck Speisewasser vor HDV5	bar	46,1
Druck Speisewasserbehälter	bar	5,31
Temperatur hinter NDV3	°C	123,8
Temperatur Hauptkondensat vor Hauptkondensatpumpen	°C	27,17
Temperatur Hauptkondensat hinter NDV2	°C	88
Temperatur Hauptkondensat hinter KK2	°C	49
Temperatur Nebenkondensat von KK2	°C	60
Temperatur Hauptkondensat hinter KK1	°C	30
Zwischenüberhitzer-Einspritzwasser	kg/s	0,00

Bei allen angegebenen Drücken handelt es sich um absolute Drücke.

### 3.0 Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei einem Frischdampfmassenstrom von $\dot{m}_{FD} = 346,59 \text{ kg/s} \cong 53 \% P_{BRUTTO}$ (bezogen auf Vollast)

Die Leistungsberechnung erfolgte aufgrund von Messungen vor Ort. Verluste, die nicht meßbar sind, wie zum Beispiel Leitungsverluste, wurden analytisch nach DIN 1943, Blatt 1, 1972 (Wärmetechnische Abnahmeversuche an Dampfturbinenanlagen) ermittelt. Aus diesen Versuchen verteilen sich diese Verluste wie folgt:

40% Dampferzeuger  
40% Dampfturbine  
20% Dampfleitungen

Die Verluste der Turbine werden je zur Hälfte vor bzw. hinter der Zwischenüberhitzung angenommen. Die Verluste der Leitungen werden je zur Hälfte dem HD- und ZÜ- Kesselaustrittsteil zugeschlagen.

#### 3.1 Berechnung der Dampfmassenstromverluste

##### (1) Kreislaufverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_V &= 2 \cdot (\dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{FD}) \\ \dot{m}_V &= 2 \cdot (347,89 - 346,59) = \underline{2,6 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Bemerkung: Die Kreislaufverluste bei 54% Last sind bei unserer Messung geringfügig höher als bei 70% Last. Diese Differenz ist auf Meßungenauigkeiten zurückzuführen.

##### (2) Kesselverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VK} &= 0,4 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VK} &= 0,4 \cdot 2,6 = \underline{1,04 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

##### (3) Leitungsverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VL} &= 0,2 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VL} &= 0,2 \cdot 2,6 = \underline{0,52 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

##### (4) Turbinenverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VT} &= 0,4 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VT} &= 0,4 \cdot 2,6 = \underline{1,04 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

##### (5) Stopfbüchsenverlust

$$\begin{aligned}\dot{m}_{STB} &= 0,0641 \cdot P_{AHD} \\ \dot{m}_{STB} &= 0,0641 \cdot 22,83 \text{ bar} = \underline{1,46 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

### 3.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $m_{A6}$ und des Dampfmassenstromes Eintritt Mitteldruckturbine $m_{MD}$

#### (1) Dampfmassenstrom Austritt HD-Teilturbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HD} &= \dot{m}_{FD} - \dot{m}_{STB} \\ \dot{m}_{HD} &= 346,59 - 1,46 = \underline{345,13 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Um an den Dampfmassenstrom Eintritt Mitteldruckturbine zu kommen, ist eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 6 notwendig. Aus der Wärmebilanz errechnet sich der Anzapfdampfmassenstrom  $m_{A6}$ .

### 3.2.1 Wärmebilanz HDV 6

Die Verluste auf der Dampfleitung Austritt HD-Turbine bis zum Eintritt HDV 6 werden wie folgt angenommen:

$$\Delta p \approx 0,83 \text{ bar}$$

Die Druckverluste zwischen Speisepumpen und Kesseleintritt betragen laut Messung  $\Delta p = 4,5 \text{ bar}$ . Die Aufteilung der Druckverluste über die Hochdruckvorwärmer wird wie folgt angenommen:

$$\text{HDV6 } \Delta p \approx 1,6 \text{ bar}$$

$$\text{HDV5 } \Delta p \approx 2,9 \text{ bar}$$

#### HDV 6 Eintritt

$$p_{\text{EVA6}} = p_{\text{AHD}} - \Delta p = 22,83 - 0,83 = \underline{22,0 \text{ bar}}$$

$$h_{\text{EVA6}} = 3058,53 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{\text{EVA6}} = f(p = 22,0 \text{ bar}; h = 3058,53 \text{ kJ/kg}) = \underline{316,7 \text{ }^\circ\text{C}}$$

#### Speisewasser Austritt HDV 6

$$t_{\text{EK}} = 217,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{EK}} = 141,6 \text{ bar}$$

$$h_{\text{EK}} = f(p = 141,6 \text{ bar}; t = 217,4 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{935,5 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat HDV 6

$$t_{\text{NK6}} = t_s(p = 22,0 \text{ bar}) = \underline{217,24 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{\text{NK6}} = h'(p = 22,0 \text{ bar}) = \underline{930,95 \text{ kJ/kg}}$$

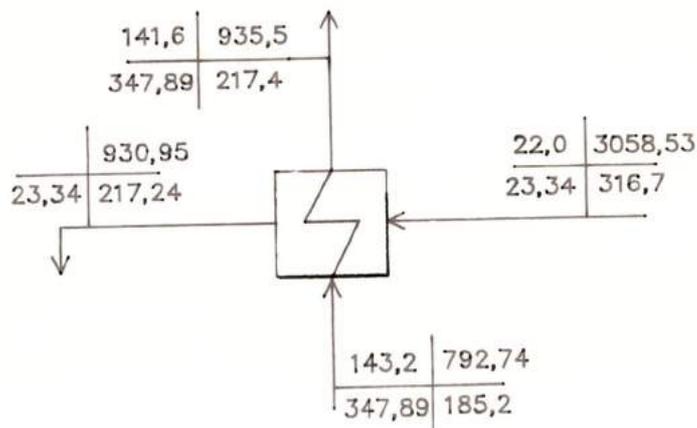
#### Speisewasser Austritt HDV 5

$$t_{\text{AV5}} = 185,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{AV5}} = 143,2 \text{ bar}$$

$$h_{\text{AV5}} = f(p = 143,2 \text{ bar}; t = 185,2 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{792,74 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz HDV 6



(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A6}$ 

$$\dot{m}_{A6} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{EK} - h_{AV5})}{(h_{EVA6} - h_{NK6})}$$

$$\dot{m}_{A6} = \frac{347,89 \cdot (935,5 - 792,74)}{3058,53 - 930,95}$$

$$\dot{m}_{A6} = \underline{23,34 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung Dampfmassenstrom Eintritt MD-Turbine

$$\dot{m}_{MD} = \dot{m}_{HD} - \dot{m}_{A6} - 0,5 \cdot \dot{m}_{VL} - \dot{m}_{VT}$$

$$\dot{m}_{MD} = 345,13 - 23,34 - 0,26 - 1,04$$

$$\dot{m}_{MD} = \underline{320,49 \text{ kg/s}}$$

Es wurde keine Einspritzwassermenge im Zwischenüberhitzerteil des Kessels gemessen. Nach der Zwischenüberhitzung (Heiße ZÜ) wurde ein Druck von 20,76 bar gemessen. Über den Stellventilen der MD-Turbine wird ein Druckverlust von  $\Delta p \approx 0,76$  bar angenommen.

3.3 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$ 

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 5.

HDV 5 Eintritt

Druckverlust bis HDV 5:  $\Delta p \approx 0,17$  bar

$$p_{EVA5} = 11,0 \text{ bar}$$

$$h_{EVA5} = 3320,1 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{EVA5} = f(p = 11,0 \text{ bar}; h = 3320,1 \text{ kJ/kg}) = \underline{426,8 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Austritt Speisewasserbehälter

Druck im Speisewasserbehälter: 5,31 bar

$$t_{AS} = t_S(p = 5,31 \text{ bar}) = 154,01 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AS} = h'(p = 5,31 \text{ bar}) = \underline{649,5 \text{ kJ/kg}}$$

Austritt Speisewasserpumpe

Druck hinter Speisewasserpumpe :  $p = 146,1$  bar

Es wurde eine Temperaturerhöhung durch die Speisepumpenarbeit von  $\Delta t = 3\text{K}$  ermittelt.

$$t_{EV5} = 157 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV5} = f(p = 146,1 \text{ bar}; t = 157 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{670,86 \text{ kJ/kg}}$$

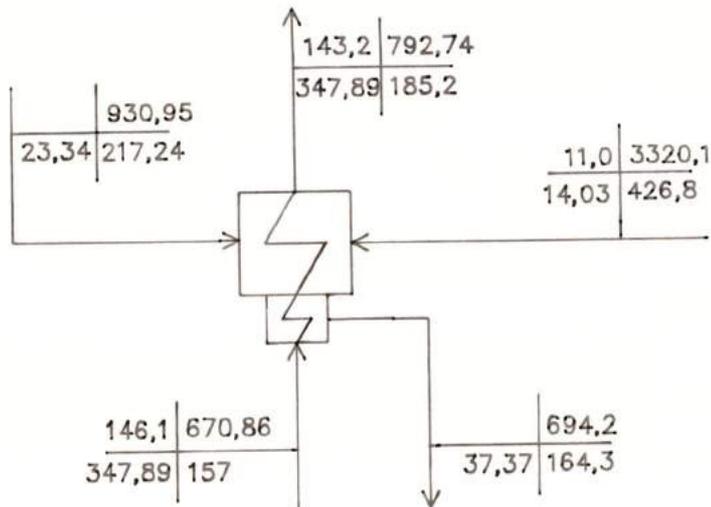
Nebenkondensat HDV 5

Grädigkeit Kondensatkühler HDV 5:  $\psi = 7,3$  K

$$t_{NK5} = t_{EV5} + \psi = 157 + 7,3 = \underline{164,3 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK5} = h'(t = 164,3 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{694,2 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz HDV 5



(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A5}$

$$\dot{m}_{A5} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AV5} - h_{EV5}) - \dot{m}_{A6} \cdot (h_{NK6} - h_{NK5})}{h_{EVA5} - h_{NK5}}$$

$$\dot{m}_{A5} = \frac{347,89 \cdot (792,62 - 670,86) - 23,34 \cdot (930,95 - 694,2)}{3320,1 - 694,2}$$

$$\dot{m}_{A5} = \underline{14,03 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat Hochdruckvorwärmer

$$\dot{m}_{NK5} = \dot{m}_{A5} + \dot{m}_{A6}$$

$$\dot{m}_{NK5} = 14,03 + 23,34 = \underline{37,37 \text{ kg/s}}$$

3.4 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$  ist eine Wärmebilanz des Speiswasserbehälters notwendig.

Speiswasserbehälter Eintritt

$$\text{Druckverlust bis SPWB: } \Delta p \approx 0,38 \text{ bar}$$

$$p_{ESA4} = 5,31 \text{ bar}$$

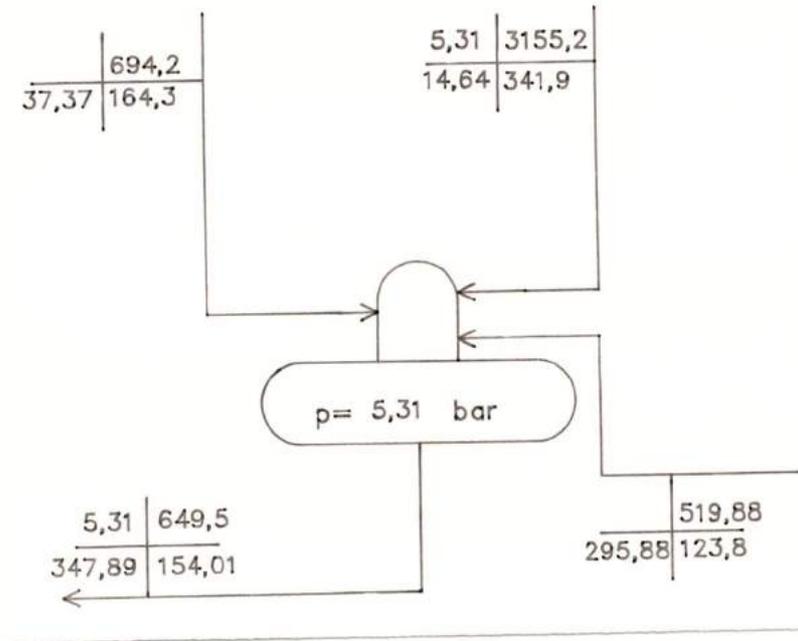
$$h_{ESA4} = 3155,2 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{ESA4} = f(p = 5,31 \text{ bar}; h = 3155,2 \text{ kJ/kg}) = \underline{341,9 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 123,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t = 123,8 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{519,88 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter(1) Ermittlung der Hilfsgröße  $\dot{m}_X$ 

$$\dot{m}_{AV3} = \dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_X = \dot{m}_{SP} - \dot{m}_{NK5}$$

$$\dot{m}_X = 347,89 - 37,37 = \underline{310,52 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{SP} \cdot h_{AS} - \dot{m}_{NK5} \cdot h_{NK5} - \dot{m}_X \cdot h_{AV3}}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{347,89 \cdot 649,5 - 37,37 \cdot 694,2 - 310,52 \cdot 519,88}{3155,2 - 519,88}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{14,64 \text{ kg/s}}$$

Anmerkung: Bei der Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$  wurde der Massenstrom, den die Hilfsschiene zieht, mit 7 kg/s berücksichtigt.

(3) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 310,52 - 14,64 = \underline{295,88 \text{ kg/s}}$$

### 3.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A3}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 3 bestimmt.

#### Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_S (p = 2,4 \text{ bar}) = \underline{126,09 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK3} = h' (p = 2,4 \text{ bar}) = \underline{529,64 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Austritt NDV 2

$$t_{AV2} = 88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t = 88 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{368,53 \text{ kJ/kg}}$$

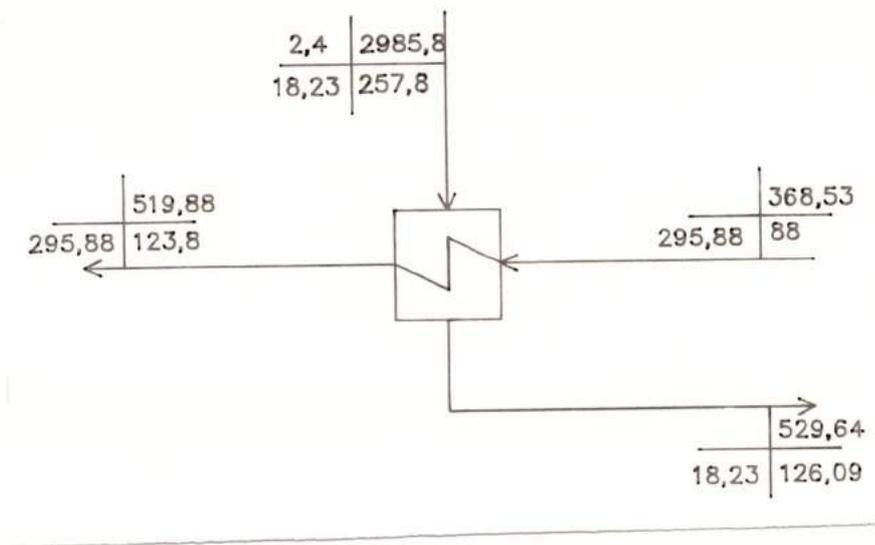
#### Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 2,4 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2985,8 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{A3E} = f (p = 2,4 \text{ bar}; h = 2985,8 \text{ kJ/kg}) = \underline{257,8 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

#### Wärmebilanz NDV 3



#### (1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A3}$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{295,88 \cdot (519,88 - 368,53)}{2985,8 - 529,64}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{18,23 \text{ kg/s}}$$

### 3.6 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A2}$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

#### Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 49 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{205,07 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$t_{NK2} = t_s (p = 0,76 \text{ bar}) = \underline{92,1 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK2} = h' (p = 0,76 \text{ bar}) = \underline{385,9 \text{ kJ/kg}}$$

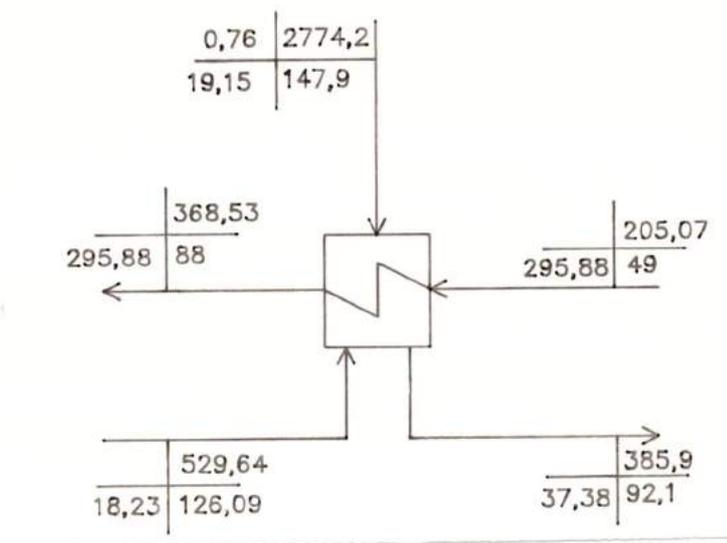
#### Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 0,76 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2774,2 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{A2E} = f (p = 0,76 \text{ bar}; h = 2774,2 \text{ kJ/kg}) = \underline{147,9 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

#### Wärmebilanz NDV 2



#### (1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A2}$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{295,88 \cdot (368,53 - 205,07) - 18,23 \cdot (529,64 - 385,9)}{2774,2 - 385,90}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{19,15 \text{ kg/s}}$$

### 3.7 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

#### Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{\text{NKK2}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

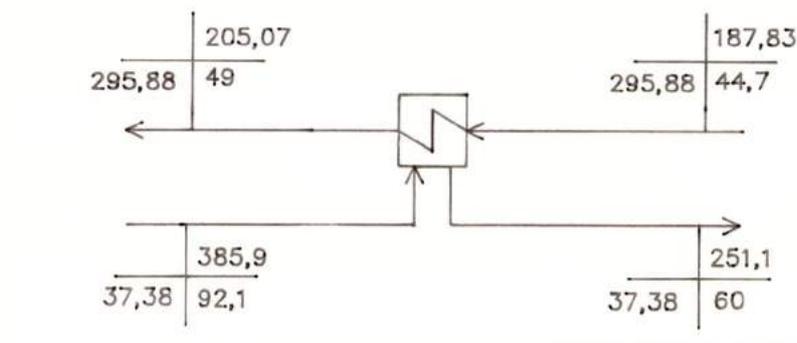
$$h_{\text{NKK2}} = h' (t = 60 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{251,1 \text{ kJ/kg}}$$

#### (1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}}$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = 18,23 + 19,15 = \underline{37,38 \text{ kg/s}}$$

#### Wärmebilanz KK2



#### (2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK 2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{295,88 \cdot 205,07 - 37,85 \cdot (385,9 - 251,1)}{295,88}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{187,83 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}} (h = 187,83 \text{ kJ/kg}) = \underline{44,7 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

### 3.8 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A1}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruck vorwärmers NDV 1. Die Berechnung der Anzapfdampfenthalpie  $h_{A1E}$  erfolgte über den inneren Turbinenwirkungsgrad  $\eta_i$ . Aus dem Abnahmeprotokoll der KWU vom 09.11.88 geht ein Turbinenwirkungsgrad bei Vollast von  $\eta_i = 0,872$  hervor. Bei Teillast verschlechtert sich der innere Turbinenwirkungsgrad. Unsere Annahme ist  $\eta_i = 0,8527$ . Eine Kontrollrechnung über die gemessene Generatorwirkleistung bestätigte unseren angenommenen Wert in etwa.

#### Allgemeine Berechnung des theoretischen Wärmegefälles

$$h_t = h_A - h_O$$

#### Allgemeine Berechnung des inneren Wärmegefälles

$$h_i = \eta_i \cdot h_t$$

#### Allgemeine Bestimmung von Anzapfdampfenthalpien

$$h_A = h_{AX} - h_i$$

#### Bestimmung Anzapfdampfenthalpie Eintritt NDV1 $h_{A1E}$

$$h_{A2} = 2774,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O1} = 2466 \text{ kJ/kg (p= 0,115 bar)}$$

$$h_{tND3} = 2774,2 - 2466 = 308,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{iND3} = 308,2 \cdot 0,8527 = 262,8 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A1E} = 2774,2 - 262,8 = \underline{2511,4 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 1

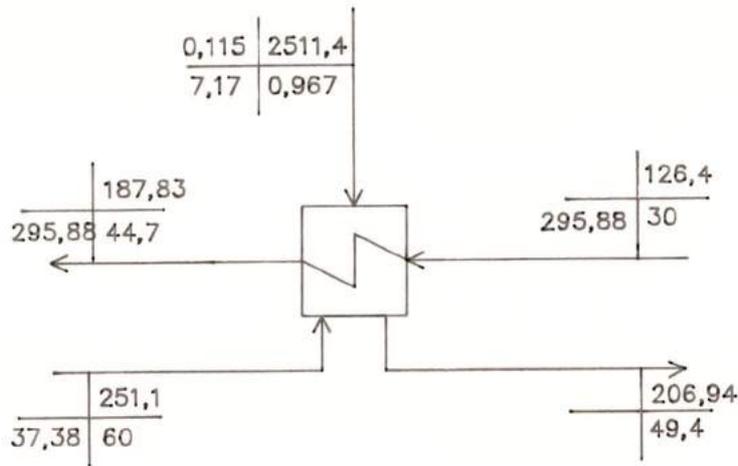
$$t_{NK1} = t_S (p= 0,115 \text{ bar}) = \underline{49,4 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK1} = h' (p= 0,115 \text{ bar}) = \underline{206,94 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t= 30 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{126,4 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz NDV 1(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{295,88 \cdot (187,83 - 126,4) - 37,38 \cdot (251,1 - 206,94)}{2511,4 - 206,94}$$

$$\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{NKK1} = \underline{7,17 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{NKK1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 7,17 + 37,38 = \underline{44,55 \text{ kg/s}}$$

(3) Massenstrom Hauptkondensat nach Kondensator

$$\dot{m}_{KH} = \dot{m}_K - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{KH} = 295,88 - 44,55 = \underline{251,33 \text{ kg/s}}$$

(4) Dampfmassenstrom Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 320,49 - 14,03 - 14,64 - 7 = \underline{284,82 \text{ kg/s}}$$

(5) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 284,82 - 18,23 - 19,15 - 7,17 = \underline{240,27 \text{ kg/s}}$$

(6) Berechnung des Zusatzwassers

$$\dot{m}_{ZU} = \dot{m}_V + \dot{m}_{STB} + \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ZU} = 2,6 + 1,46 + 7 = \underline{11,06 \text{ kg/s}}$$

(7) Ermittlung der Abdampfenthalpie  $h_{AN}$ 

Die Berechnung der Abdampfenthalpie erfolgt wiederum über den inneren Turbinenwirkungsgrad  $\eta_i$ . Der innere Turbinenwirkungsgrad beträgt laut Abnahmeprotokoll  $\eta_i = 0,70$ . Unsere Annahme ist  $\eta_i = 0,695$ .

$$h_{A1} = 2511,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{OAN} = 2377 \text{ kJ/kg (p= 0,041 bar)}$$

$$h_{tND4} = 2511,4 - 2377 = 134,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{iND4} = 134,4 \cdot 0,695 = 93,43 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{AN} = 2511,4 - 93,43 = \underline{2417,97 \text{ kJ/kg}}$$

(8) Ermittlung der Endfeuchte von Anzapfung  $A_1$ 

$$h_{A1} = 2511,4 \text{ kJ/kg}$$

$$h' = f(p = 0,115 \text{ bar}) = 203,31 \text{ kJ/kg}$$

$$r = f(p = 0,115 \text{ bar}) = 2386,35 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{A1} = \frac{h_{A1} - h'}{r}$$

$$x_{A1} = \frac{2511,4 - 203,31}{2386,35} = \underline{0,967}$$

(9) Ermittlung der Endfeuchte ND-Abdampf

$$h_{AN} = 2417,97 \text{ kJ/kg}$$

$$h' = f(p = 0,041 \text{ bar}) = 123,13 \text{ kJ/kg}$$

$$r = f(p = 0,041 \text{ bar}) = 2432,12 \text{ kJ/kg}$$

$$x_{AN} = \frac{h_{AN} - h'}{r}$$

$$x_{AN} = \frac{2417,97 - 123,13}{2432,12} = \underline{0,944}$$

### 3.9 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 53 % Last

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot (h_{RKH} - h_{AHD})$$

$$P_{HD} = 345,13 \cdot (3428,0 - 3058,53) = \underline{127,515 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD1} = \dot{m}_{MD} \cdot (h_{RKM} - h_{A5})$$

$$P_{MD1} = 320,49 \cdot (3488,2 - 3320,1) = \underline{53,874 \text{ MW}}$$

$$P_{MD2} = (\dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5}) \cdot (h_{A5} - h_{A4})$$

$$P_{MD2} = (320,49 - 14,03) \cdot (3320,1 - 3155,2) = \underline{50,535 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2} = 53,874 + 50,535 = \underline{104,409 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot (h_{RKN} - h_{A3})$$

$$P_{ND1} = 284,82 \cdot (3155,2 - 2985,8) = \underline{48,248 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3}) \cdot (h_{A3} - h_{A2})$$

$$P_{ND2} = (284,82 - 18,23) \cdot (2985,8 - 2774,2) = \underline{56,410 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2}) \cdot (h_{A2} - h_{A1})$$

$$P_{ND3} = (284,82 - 18,23 - 19,15) \cdot (2774,2 - 2511,4) = \underline{65,027 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1}) \cdot (h_{A1} - h_{AN})$$

$$P_{ND4} = (284,82 - 18,23 - 19,15 - 7,17) \cdot (2511,4 - 2417,97) = \underline{22,448 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 48,248 + 56,410 + 65,027 + 22,448 = \underline{192,133 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 192,133 + 104,409 + 127,515 = \underline{424,057 \text{ MW}}$$

Der Generatorwirkungsgrad beträgt laut Abnahmeprotokoll:  
 $\eta_G = 0,988$

#### (5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO} = 424,057 \cdot 0,988 = \underline{418,968 \text{ MW}}$$

### 3.10 Bestimmung der inneren Wirkungsgrade bei 53 % Last

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_t}$$

#### HD-Turbine

$$\eta_i = \frac{3428 - 3058,53}{3428 - 3005} = \underline{0,8735}$$

#### MD-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3488,2 - 3320,1}{3488,2 - 3295} = \underline{0,8701}$$

$$\eta_{i2} = \frac{3320,1 - 3155,2}{3320,1 - 3120} = \underline{0,8241}$$

#### ND-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3155,2 - 2985,8}{3155,2 - 2950} = \underline{0,8255}$$

$$\eta_{i2} = \frac{2985,8 - 2774,2}{2985,8 - 2733} = \underline{0,8370}$$

$$\eta_{i3} = \frac{2774,2 - 2511,4}{2774,2 - 2466} = \underline{0,8527}$$

$$\eta_{i4} = \frac{2511,4 - 2417,97}{2511,4 - 2377} = \underline{0,6952}$$

Bei der Berechnung der inneren Turbinenwirkungsgrade muß berücksichtigt werden, daß die theoretischen Gefälle ( $h_t$ ) über das Mollier h-s Diagramm bestimmt wurden. Da im Mollier h-s Diagramms 1 mm = 5 kJ/kg entspricht, führen selbst geringe Ablese-  
differenzen zu starken Abweichungen im Ergebnis.

#### 4.0 Theoretische Grundüberlegungen zur Leistungssteigerung durch dampfseitiges Abschalten von Niederdruck- und Hochdruckvorwärmern

Durch das Abschalten von Vorwärmern steht den nachfolgenden Turbinenstufen der Dampfmassenstrom, den die jeweilige Vorwärmer sonst zur Kondensat- oder Speisewasservorwärmung benötigen, zur Leistungserzeugung zur Verfügung.

Dies bedeutet, daß durch das Schließen der Anzapfungen in der gleichen Zeit ein größerer Dampfmassenstrom durch die einzelnen Turbinenstufen strömt. Da aber die Abmessungen der Turbine und der Dampfleitungen konstant bleiben, muß sich das spezifische Volumen des durchströmenden Dampfes verringern, damit das durchgesetzte Dampfvolumen konstant bleibt.

Die Veränderung des spezifischen Volumens geschieht durch Druck und Temperaturänderung des Dampfes.

Setzt man voraus, daß die Turbinendrehzahl konstant bleibt, nirgends Schallgeschwindigkeit auftritt und alle Stufen voll beaufschlagt sind, kann die Änderung des Dampfzustandes nach Stodola "Kegel der Dampfmassen" ermittelt werden:

$$\frac{\dot{m}'_S}{\dot{m}_S} = \frac{P'_A}{P_A} \cdot \sqrt{\frac{1 - (P'_Z/P'_A)}{1 - (P_Z/P_A)}} \cdot \sqrt{\frac{T_A}{T'_A}}$$

Wobei man bei Kondensationsturbinen beide Wurzelausdrücke wegen Geringfügigkeit vernachlässigen kann:

$$\frac{\dot{m}'_S}{\dot{m}_S} = \frac{P'_A}{P_A}$$

Somit ergibt sich eine direkte Proportionalität zwischen dem Dampfmassenstrom und dem Druck.

#### 5.0 Leistungserhöhung durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer

##### Wasserseitiges Abschalten

Bei der wasserseitigen Abschaltung wird das Speisewasser um die Hochdruckvorwärmer geführt, deshalb wird diese Maßnahme auch indirekte Abschaltung genannt. Durch diese Maßnahme baut sich in den Anzapfleitungen ein höherer Druck auf, so daß der Turbine kein Anzapfdampf mehr entnommen wird. Dieser Dampf steht der Turbine zu einer Leistungserhöhung in den kommenden Stufen zur Verfügung. Der zeitliche Verlauf der Leistungserhöhung ergibt sich aus der Stellzeit der Umleitventile in der Speisewasserleitung und aus der Größe und Anzahl der umgeführten Vorwärmer.

Ein Vorteil der wasserseitigen Umführung ist, daß keine Betriebskostenerhöhung durch Wirkungsgradverschlechterung während der Bereitschaft entsteht.

##### Nachteile der wasserseitigen Abschaltung

1. Zusätzliche Investitionskosten durch den Einbau von Leittechnik und durch maschinenbautechnische Maßnahmen.
2. Spätes Einsetzen der Leistungserhöhung und somit für die Sekundenreserve bedeutungslos.

3. Besondere Maßnahmen zur Rückführung erforderlich.
4. Temperaturänderung des Speisewassers vor dem Dampferzeuger; daraus resultieren thermische Beanspruchungen in den Eingangspartien des Dampferzeugers und das Energiegleichgewicht des Dampferzeugers wird beeinflusst.

#### Dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer

Bei der dampfseitigen Abschaltung wird der zeitliche Verlauf der Leistungserhöhung durch die Schließzeit der Anzapfdampfabspeerarmaturen bestimmt. Diese Maßnahme wird auch direkte Abschaltung genannt. Eine Leistungserhöhung ist nur durch die hinter diesen Armaturen liegenden Turbinenstufen möglich.

#### Vorteile der dampfseitigen Abschaltung

1. Nach Aufladen des Zwischenüberhitzerteil ist eine Leistungserhöhung über 5% bezogen auf Nennleistung möglich.
2. Es sind schnellschließende Armaturen in den Anzapfleitungen vorhanden, so daß diese eventuell für die Abschaltung in Frage kommen könnten.
3. Diese Maßnahme ist zeitlich nicht so eng abgesteckt wie bei den verschiedenen Abschaltmöglichkeiten der Niederdruckvorwärmer (Kondensatstopbetrieb).

#### Nachteile der dampfseitigen Abschaltung

1. Thermische Belastungen durch kaltes Speisewasser in den Eingangspartien des Dampferzeugers.
2. Verzögert einsetzende Leistungserhöhung durch das Aufladen des Zwischenüberhitzers.

Unsere Aufgabe bestand darin, daß dampfseitige Abschalten der Hochdruckvorwärmer im Kraftwerk Wilhelmshaven zu untersuchen.

#### 5.1 Für die Ermittlung der Leistungserhöhung durch die Anzapfdampfmengen der Hochdruckvorwärmer wurden von uns folgende Bedingungen zugrunde gelegt:

1. Das dampfseitige Schließen der Anzapfungen  $A_5$  und  $A_6$  durch hydraulische Regelklappen muß innerhalb von 5 Sekunden erfolgen.
2. Es werden lineare Betriebskennlinien vorausgesetzt (Ventilkennlinie, Rohrleitungskennlinie).
3. Die inneren Turbinenwirkungsgrade der einzelnen Turbinenstufen werden für die Leistungserhöhung als konstant angenommen.
4. Die Enthalpie am Austritt der heißen Zwischenüberhitzung wird als konstant angenommen.
5. Für die Ermittlung der Leistungserhöhung in den ersten 5 Sekunden wird der Hauptkondensatstrom vom Kondensator bis zum Speisewasserbehälter als konstant angenommen.

### 6.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 53 % Last in den ersten 5 Sekunden.

Durch dampfseitiges Abschalten der HDV innerhalb von 5 Sekunden, steht der MD- und der ND-Teilturbine der Anzapfdampfmassenstrom der Anzapfung 5 fast augenblicklich zur Verfügung. Die Geschwindigkeit der Leistungserhöhung wird von der Schließzeit der hydraulischen Regelklappen bestimmt. Der Anzapfdampfmassenstrom der Anzapfung 6 führt dagegen in den ersten Sekunden zur Druckerhöhung des Abdampfdruckes der HD-Turbine. Dieser Druckanstieg hat ein Ansteigen der Abdampfenthalpie zur Folge, wodurch sich die Leistung der HD-Turbine verringert. Anzapfung A<sub>6</sub> trägt erst zur Leistungserhöhung bei, wenn dieser Massenstrom die Zwischenüberhitzung durchströmt hat.

#### (1) Berechnung des Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$P'_{\text{AHD}} = P_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$P'_{\text{AHD}} = 22,83 \cdot \frac{344,61}{321,27}$$

$$P'_{\text{AHD}} = \underline{24,49 \text{ bar}}$$

Daraus ergibt sich  $h'_{\text{AHD}}$  wie folgt :

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - ( h_{\text{RKH}} - h_0 ) \cdot \eta_{\text{i-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3428 - ( 3428 - 3025 ) \cdot 0,8735$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3076 \text{ kJ/kg}}$$

#### (2) Bemerkung zu der HZÜ

Es wird vorausgesetzt, daß der Dampfmassenstromes Austritt HZÜ aufgrund der Verzugszeit der Zwischenüberhitzung in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt. Dadurch ist der Eintrittszustand der MD-Turbine ebenfalls konstant.

#### (3) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$P'_{\text{A5}} = P_{\text{A5}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD1}}}{\dot{m}_{\text{MD1}}}$$

$$P'_{\text{A5}} = 11,17 \cdot \frac{320,49}{306,46}$$

$$P'_{\text{A5}} = \underline{11,68 \text{ bar}}$$

#### Neue Abdampfenthalpie $h'_{\text{A5}}$

$$h'_{\text{A5}} = h_{\text{RKM}} - ( h_{\text{RKM}} - h'_0 ) \cdot \eta_{\text{iMD1}}$$

$$h'_{\text{A5}} = 3488,2 - ( 3488,2 - 3305 ) \cdot 0,8701$$

$$h'_{\text{A5}} = \underline{3328,8 \text{ kJ/kg}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD1}}{\dot{m}_{AMD1}}$$

$$p'_{A4} = 5,69 \cdot \frac{320,49}{306,46}$$

$$p'_{A4} = \underline{5,95 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A4}$

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{IMD2}$$

$$h'_{A4} = 3328,8 - (3328,8 - 3125) \cdot 0,8241$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3160,8 \text{ kJ/kg}}$$

6.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der Anzapfung  $A_4$  auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälter ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,40 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 5,55 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3160,8 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

$$t_s = f(p = 5,55 \text{ bar}) = \underline{155,81 \text{ }^\circ\text{C}}$$

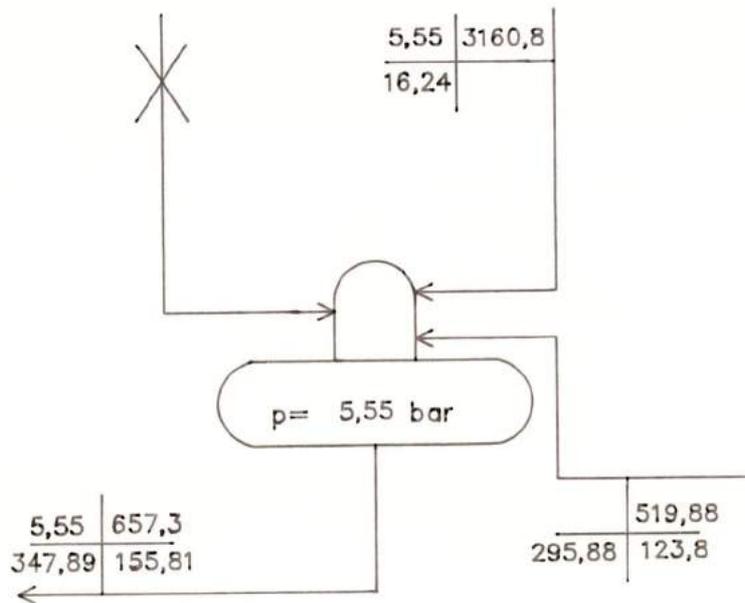
$$h' = f(p = 5,55 \text{ bar}) = \underline{657,3 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 123,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t = 123,8 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{519,88 \text{ kJ/kg}}$$

### Wärmebilanz Speisewasserbehälter



- (1) Bedingung : Vorausgesetzt wird, daß der Hauptkondensatstrom in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt.

$$\dot{m}_K = 295,88 \text{ kg/s}$$

- (2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AS}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{295,88 \cdot (657,3 - 519,88)}{3160,8 - 657,3}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{16,24 \text{ kg/s}}$$

- (3) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 320,49 - 16,24 - 7$$

$$\dot{m}_{ND} = \underline{297,25 \text{ kg/s}}$$

- (4) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$P'_{ND} = P_{ND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$P'_{ND} = 5,5 \cdot \frac{297,25}{284,82}$$

$$P'_{ND} = \underline{5,74 \text{ bar}}$$

## 6.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A3}$

### 6.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der Anzapfung $A_3$

$$p'_{A3} = p_{A3} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{A3} = 2,5 \cdot \frac{297,25}{284,82}$$

$$p'_{A3} = \underline{2,61 \text{ bar}}$$

#### Neue Abdampfenthalpie $h'_{A3}$

$$h'_{A3} = h'_{RKN} - (h'_{RKN} - h'_0) \cdot \eta_{iND1}$$

$$h'_{A3} = 3160,8 - (3160,8 - 2960) \cdot 0,8255$$

$$h'_{A3} = \underline{2995 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $m_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,11 \text{ bar}$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_s (p= 2,5 \text{ bar}) = \underline{127,43 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK3} = h' (p= 2,5 \text{ bar}) = \underline{535,34 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Austritt NDV 2

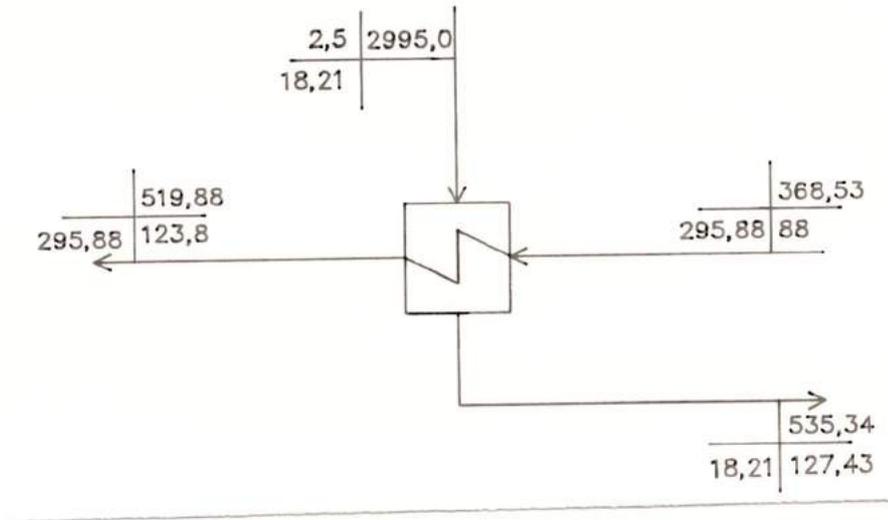
$$t_{AV2} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t= 88 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{368,53 \text{ kJ/kg}}$$

#### Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 2,5 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2995,0 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{295,88 \cdot (519,88 - 368,53)}{2995 - 535,34}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{18,21 \text{ kg/s}}$$

6.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 0,76 \cdot \frac{279,04}{266,59}$$

$$p'_{A2} = \underline{0,80 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{IND2}$$

$$h'_{A2} = 2995 - (2995 - 2738) \cdot 0,837$$

$$h'_{A2} = \underline{2779,9 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK 2

$$t_{AKK2} = 49 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 49 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{205,07 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$t_{NK2} = t_s (p = 0,8 \text{ bar}) = \underline{93,51 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

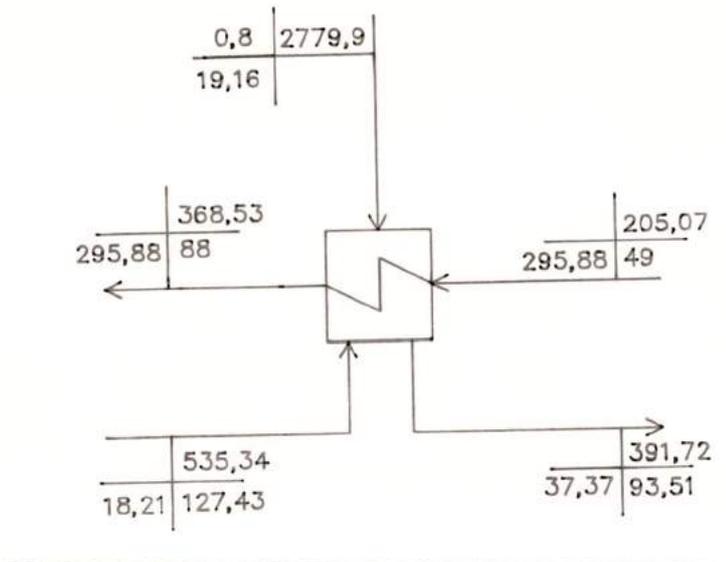
$$h_{NK2} = h' (p = 0,8 \text{ bar}) = \underline{391,72 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 0,8 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2779,9 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{295,88 \cdot (368,53 - 205,07) - 18,21 \cdot (535,34 - 391,72)}{2779,9 - 391,72}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{19,16 \text{ kg/s}}$$

#### 6.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

##### Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{\text{NKK2}} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{NKK2}} = 0,8 \text{ bar}$$

$$h_{\text{NKK2}} = f(p = 0,8 \text{ bar}; t = 60 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{251,1 \text{ kJ/kg}}$$

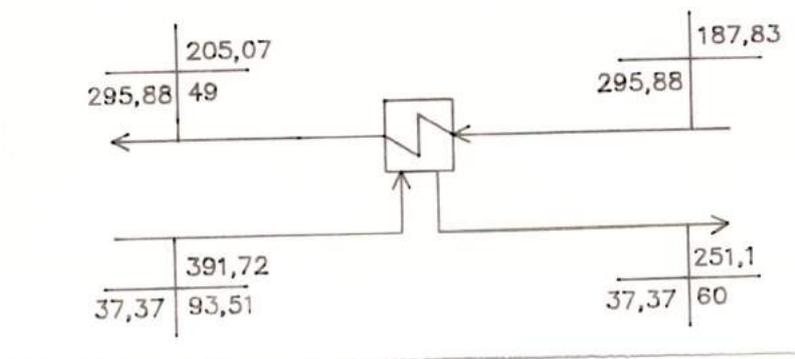
##### (1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}}$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = 18,21 + 19,16$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \underline{37,37 \text{ kg/s}}$$

##### Wärmebilanz KK2



##### (2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{295,88 \cdot 205,07 - 37,37 \cdot (391,72 - 251,1)}{295,88}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{187,3 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}}(h = 187,3 \text{ kJ/kg}) = \underline{44,7 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

### 6.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A1}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 1.

#### (1) Ermittlung des neuen Anzapfdampfzustandes Eintritt NDV 1

$$p'_{A1} = p_{A1} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND3}}{\dot{m}_{ND3}}$$

$$p'_{A1} = 0,115 \cdot \frac{259,88}{247,44}$$

$$p'_{A1} = p_{A1E} = \underline{0,121 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A1E}$

$$h'_{A1E} = h'_{A2} - (h'_{A2} - h'_0) \cdot \eta_{iND3}$$

$$h'_{A1E} = 2779,9 - (2779,9 - 2473) \cdot 0,8527$$

$$h'_{A1E} = \underline{2518,2 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 1

$$t_{NK1} = t_S (p = 0,121 \text{ bar}) = \underline{49,5 \text{ }^\circ\text{C}}$$

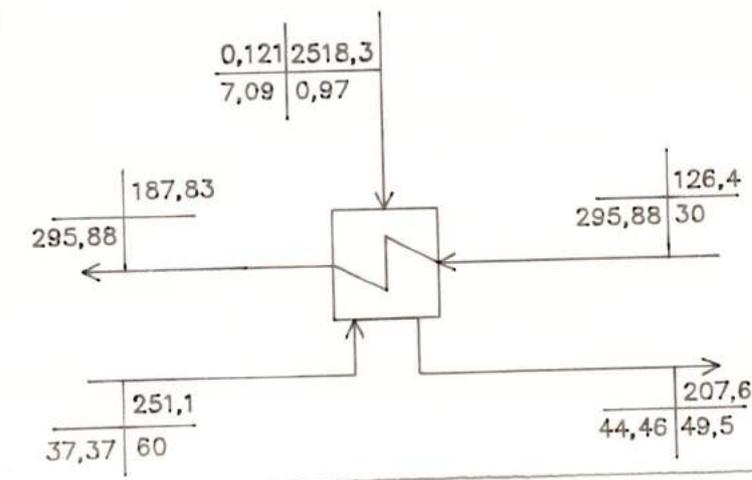
$$h_{NK1} = h' (p = 0,121 \text{ bar}) = \underline{207,6 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 30 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{126,4 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz NDV 1



(2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{295,88 \cdot (187,3 - 126,4) - 37,37 \cdot (251,1 - 207,6)}{2518,3 - 207,6}$$

$$\dot{m}_{A1} = \underline{7,09 \text{ kg/s}}$$

(3) Summe Nebenkondensat ND Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{A1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 7,09 + 37,37$$

$$\dot{m}_{NKND} = \underline{44,46 \text{ kg/s}}$$

(4) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 297,25 - 44,46$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \underline{252,79 \text{ kg/s}}$$

(5) Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$P'_{AND} = P_{AND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND4}}{\dot{m}_{ND4}}$$

$$P'_{AND} = 0,041 \cdot \frac{252,79}{240,27}$$

$$P'_{AND} = \underline{0,043 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{AND}$ 

$$h'_{AND} = h'_{A1} - (h'_{A1} - h'_0) \cdot \eta_{IND4}$$

$$h'_{AND} = 2518,3 - (2518,3 - 2378) \cdot 0,6952$$

$$h'_{AND} = \underline{2420,8 \text{ kJ/kg}}$$

## 6.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 53 % Last nach 5 Sekunden

### 6.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot ( h_{RKH} - h_{AHD} )$$

$$P_{HD} = 345,13 \cdot ( 3428 - 3076 )$$

$$P_{HD} = \underline{121,486 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot ( h_{RKM} - h_{A4} )$$

$$P_{MD} = 320,49 \cdot ( 34882 - 3160,8 )$$

$$P_{MD} = \underline{104,928 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot ( h_{RKN} - h_{A3} )$$

$$P_{ND1} = 297,25 \cdot ( 3160,8 - 2995 )$$

$$P_{ND1} = \underline{49,284 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} ) \cdot ( h_{A3} - h_{A2} )$$

$$P_{ND2} = ( 297,25 - 18,21 ) \cdot ( 2995 - 2779,9 )$$

$$P_{ND2} = \underline{59,591 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} ) \cdot ( h_{A2} - h_{A1} )$$

$$P_{ND3} = ( 297,25 - 18,21 - 19,16 ) \cdot ( 2779,9 - 2518,3 )$$

$$P_{ND3} = \underline{67,985 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1} ) \cdot ( h_{A1} - h_{AN} )$$

$$P_{ND4} = ( 297,25 - 18,21 - 19,16 - 7,09 ) \cdot ( 2518,3 - 2420,8 )$$

$$P_{ND4} = \underline{24,647 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 49,284 + 59,591 + 67,985 + 24,647$$

$$P_{ND} = \underline{201,507 \text{ MW}}$$

(4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 201,507 + 104,928 + 121,486$$

$$P_T = \underline{427,921 \text{ MW}}$$

(5) Bruttogleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO2} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO2} = 427,921 \cdot 0,988$$

$$P_{BRUTTO2} = \underline{422,786 \text{ MW}}$$

(6) Berechnung der Bruttogleistungserhöhung

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO2} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 422,786 - 418,968$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = \underline{3,818 \text{ MW}}$$

(7) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf die Ausgangsleistung

$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{BRUTTO2}}{P_{BRUTTO}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{422,786}{418,968} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{0,91 \%}$$

(8) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf Vollast

$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO-100}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{3,818}{784,328} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{0,49 \%}$$

Die DVG-Forderung kann in dieser Laststufe durch dampfseitiges Abschalten der HDV in den ersten 5 Sekunden nicht erfüllt werden.

### 7.0 Bestimmung der Leitungsfaktoren für die Kalte und Heiße Zwischenüberhitzung

Die Leitungsfaktoren werden benötigt um die Verzugszeiten des Dampfmassenstromes  $m_{A6}$  durch die Zwischenüberhitzung zu berechnen.

#### (1) Kalte ZÜ

Mittlere Länge einer Dampfleitung von Austritt HD-Turbine bis Eintritt Kessel:

$$l_{KZÜ} = 135 \text{ m}$$

Anzahl der Leitungen:

$$n_L = 2 \text{ Leitungen}$$

Innendurchmesser der Leitungen:

$$d_i = 772,8 \text{ mm}$$

#### (2) Berechnung des Strömungsquerschnittes der Kalten ZÜ

$$A_{KZÜ} = \frac{d_i^2 \cdot \pi}{4}$$

$$A_{KZÜ} = \frac{772,8^2 \cdot \pi}{4} = \underline{0,46906 \text{ m}^2}$$

#### (3) Berechnung des Leitungsfaktors

$$k_{KZÜ} = n_L \cdot A_{KZÜ} \cdot l_{KZÜ}$$

$$k_{KZÜ} = 2 \cdot 0,46906 \cdot 135 = \underline{126,646 \text{ m}^3}$$

#### (4) Heiße ZÜ

Mittlere Länge einer Dampfleitung von Austritt Kessel bis Eintritt MD-Turbine:

$$l_{HZÜ} = 159,34 \text{ m}$$

Anzahl der Leitungen:

$$n_L = 4 \text{ Leitungen}$$

Innendurchmesser der Leitungen:

$$d_i = 540 \text{ mm}$$

$$A_{HZÜ} = \frac{540^2 \cdot \pi}{4} = \underline{0,22902 \text{ m}^2}$$

#### (5) Bestimmung des Leitungsfaktors

$$k_{HZÜ} = 4 \cdot 0,22902 \cdot 227 = \underline{207,950 \text{ m}^3}$$

## 7.1 Berechnung der Verzugszeit durch die gesamte Zwischenüberhitzung bei einer Last von 53%

### 7.1.1 Verzugszeit Kalte ZÜ

#### (1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens der Dampfmassenströme in der Kalten ZÜ

$$v_{\text{KZÜ1}} = f(p = 22,83 \text{ bar}; t = 317,8 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{0,11688 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{KZÜ2}} = f(p = 24,49 \text{ bar}; t = 327,2 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{0,10722 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \frac{v_{\text{KZÜ1}} + v_{\text{KZÜ2}}}{2}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \frac{0,11688 + 0,10722}{2}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \underline{0,11205 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

#### (2) Mittlerer Dampfmassenstrom in der Kalten ZÜ

$$\dot{m}_{\text{KZÜ}} = \dot{m}_{\text{HD}} - 0,5 \cdot \dot{m}_{\text{VT}}$$

$$\dot{m}_{\text{KZÜ1}} = 321,79 - 0,5 \cdot 1,04 = \underline{321,27 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{KZÜ2}} = 345,13 - 0,5 \cdot 1,04 = \underline{344,61 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{KZÜ1}} + \dot{m}_{\text{KZÜ2}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \frac{321,27 + 344,61}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \underline{332,94 \text{ kg/s}}$$

#### (3) Verzugszeit für die Kalte ZÜ

$$t_{\text{KZÜ}} = \frac{k_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{mKZÜ}} \cdot v_{\text{mKZÜ}}}$$

$$t_{\text{KZÜ}} = \frac{126,646}{332,94 \cdot 0,11205}$$

$$t_{\text{KZÜ}} = \underline{3,40 \text{ s}}$$

## 7.2 Verzugszeit Heiße ZÜ

(1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens des Dampfmassenstromes in der Heißen ZÜ

$$v_{\text{HZÜ1}} = f(p = 20,76 \text{ bar; } t = 510 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{0,17143 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{HZÜ2}} = f(p = 22,27 \text{ bar; } t = 511 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{0,15983 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{v_{\text{HZÜ1}} + v_{\text{HZÜ2}}}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{0,17143 + 0,15983}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \underline{0,16563 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

(2) Dampfmassenstrom Heiße ZÜ

$$\dot{m}_{\text{HZÜ}} = \dot{m}_{\text{KZÜ}} - 0,5 \cdot \dot{m}_{\text{VL}}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ1}} = 321,27 - 0,5 \cdot 1,04 = \underline{320,75 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ2}} = 344,61 - 0,5 \cdot 1,04 = \underline{344,09 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{mHZÜ1}} + \dot{m}_{\text{mHZÜ2}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{320,75 + 344,09}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \underline{332,42 \text{ kg/s}}$$

(3) Verzugszeit für die Heiße ZÜ

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{k_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{mHZÜ}} \cdot v_{\text{mHZÜ}}}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{207,950}{332,42 \cdot 0,16563}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \underline{3,78 \text{ s}}$$

7.3 Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels

Die Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels ergibt sich aus beiliegenden Diagramm bei 56 % Last:

$$t_{\text{ZÜ}} = \underline{4,41 \text{ s}}$$

#### 7.4 Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung

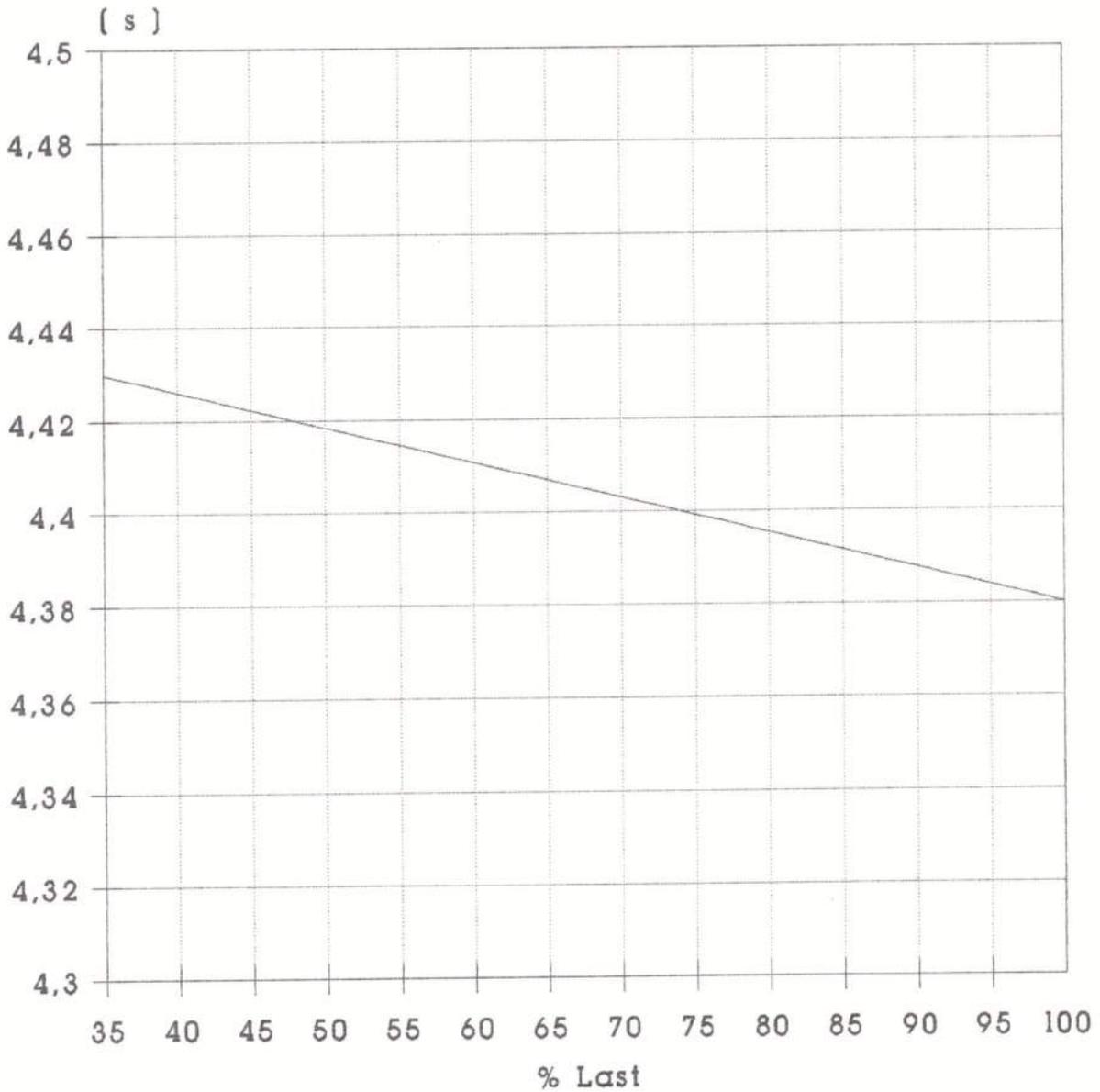
$$t_{\text{GZÜ}} = t_{\text{KZÜ}} + t_{\text{HZÜ}} + t_{\text{ZÜ}}$$

$$t_{\text{GZÜ}} = 3,40 + 3,78 + 4,41$$

$$t_{\text{GZÜ}} = \underline{11,59 \text{ s}}$$

Der zusätzlich zur Verfügung stehende Dampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A6}}$  kommt erst nach ca. 12 Sekunden zum Tragen.

Durchlaufzeit des Dampfes durch  
die Zwischenüberhitzung im  
Kraftwerk Wilhelmshaven



— Inhaltskurve

Zeit = f ( Last )

8.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch das dampfseitige Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 53 % Last nach 30 Sekunden.

Durch das Abschalten der HDV 5 und 6 erhöht sich der Dampfmassenstrom in der KZÜ. Dies bewirkt ein Ansteigen des Abdampfdruckes der HD-Turbine.

(1) Berechnung des Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$p'_{\text{AHD}} = p_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$p'_{\text{AHD}} = 22,83 \cdot \frac{344,61}{321,27}$$

$$p'_{\text{AHD}} = \underline{24,49 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{AHD}}$

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - (h_{\text{RKH}} - h_0) \cdot \eta_{\text{i-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3428 - (3428 - 3025) \cdot 0,87$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3076 \text{ kJ/kg}}$$

(2) Berechnung des erhöhten Austrittsdruckes der HZÜ

$$p'_{\text{HZÜ}} = p_{\text{HZÜ}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{HZÜ}}}$$

$$p'_{\text{HZÜ}} = 20,76 \cdot \frac{344,09}{320,75}$$

$$p'_{\text{HZÜ}} = \underline{22,27 \text{ bar}}$$

Es wird vorausgesetzt, daß die Enthalpie des Dampfmassenstromes Austritt HZÜ konstant bleibt. Dadurch ergibt sich die Austrittstemperatur wie folgt:

$$t'_{\text{HZÜ}} = f ( p'_{\text{HZÜ}} = 22,27 \text{ bar} ; h_{\text{HZÜ}} = 3488,2 \text{ kJ/kg} ) = \underline{511 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

(3) Ermittlung des neuen Eintrittszustandes der MD-Teilturbine

$$p'_{\text{MD}} = p_{\text{MD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD}}}{\dot{m}_{\text{MD}}}$$

$$p'_{\text{MD}} = 20 \cdot \frac{343,83}{320,49}$$

$$p'_{\text{MD}} = \underline{21,46 \text{ bar}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$p'_{A5} = p_{A5} \cdot \frac{\dot{m}'_{MD}}{\dot{m}_{MD}}$$

$$p'_{A5} = 11,17 \cdot \frac{343,83}{306,46}$$

$$p'_{A5} = \underline{12,53 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie h'<sub>A5</sub>

$$h'_{A5} = h_{RKM} - (h_{RKM} - h'_0) \cdot \eta_{iMD1}$$

$$h'_{A5} = 3488,2 - (3488,2 - 3309) \cdot 0,8701$$

$$h'_{A5} = \underline{3332,3 \text{ kJ/kg}}$$

(5) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD}}{\dot{m}_{AMD}}$$

$$p'_{A4} = 5,69 \cdot \frac{343,83}{306,46}$$

$$p'_{A4} = \underline{6,38 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie h'<sub>A4</sub>

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{iMD2}$$

$$h'_{A4} = 3332,3 - (3332,3 - 3132) \cdot 0,8241$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3167,2 \text{ kJ/kg}}$$

8.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der A<sub>4</sub> auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälter ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,58 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 5,8 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3167,2 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

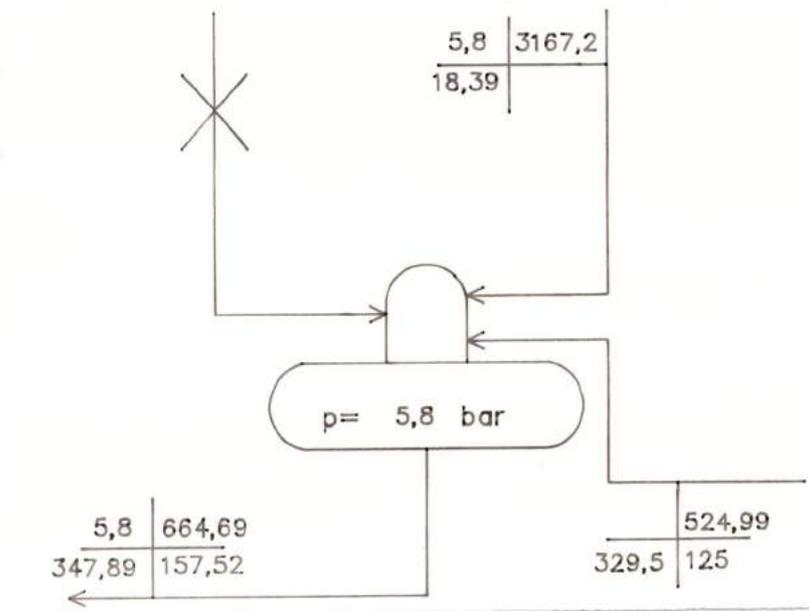
$$t_s = f ( p = 5,8 \text{ bar} ) = \underline{157,52 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h' = f ( p = 5,8 \text{ bar} ) = \underline{664,69 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 125 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h' ( t = 125 \text{ } ^\circ\text{C} ) = \underline{524,99 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{347,89 \cdot (664,69 - 524,99)}{3167,2 - 524,99}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{18,39 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_{AV3} = \dot{m}_K = \dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 347,89 - 18,39$$

$$\dot{m}_K = \underline{329,5 \text{ kg/s}}$$

(3) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{ND} &= \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{Hi} \\ \dot{m}_{ND} &= 343,83 - 18,39 - 7 \\ \dot{m}_{ND} &= \underline{318,44 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(4) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$p'_{ND} = p_{ND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{ND} = 5,5 \cdot \frac{318,44}{284,82}$$

$$p'_{ND} = \underline{6,15 \text{ bar}}$$

8.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 8.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der  $A_3$ 

$$p'_{A3} = p_{A3} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{A3} = 2,50 \cdot \frac{318,44}{284,82}$$

$$p'_{A3} = \underline{2,80 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A3}$ 

$$h'_{A3} = h'_{RKN} - (h'_{RKN} - h'_{0}) \cdot \eta_{iND1}$$

$$h'_{A3} = 3167,2 - (3167,2 - 2962) \cdot 0,8255$$

$$h'_{A3} = \underline{2997,8 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,15 \text{ bar}$

Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_s (p = 2,65 \text{ bar}) = \underline{129,4 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK3} = h' (p = 2,65 \text{ bar}) = \underline{543,6 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 2

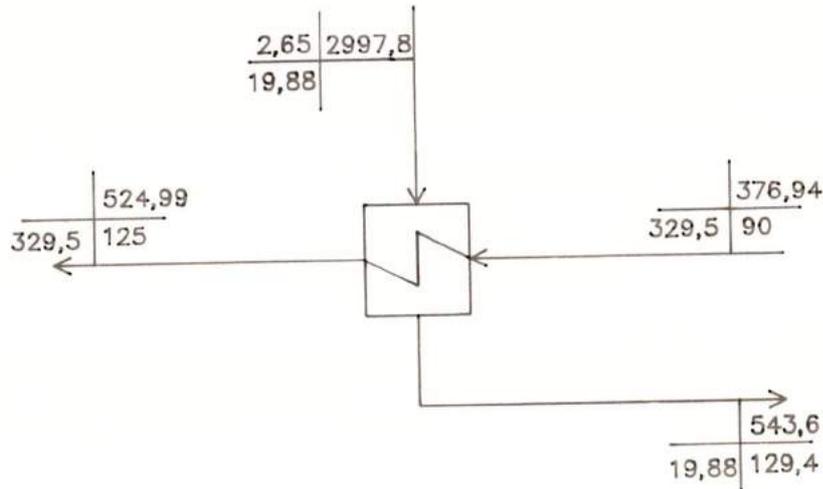
$$t_{AV2} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t = 90 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{376,94 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 2,65 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2997,8 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{329,5 \cdot (524,99 - 376,94)}{2997,8 - 543,6}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{19,88 \text{ kg/s}}$$

8.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 0,76 \cdot \frac{298,56}{266,59}$$

$$p'_{A2} = \underline{0,85 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{iND2}$$

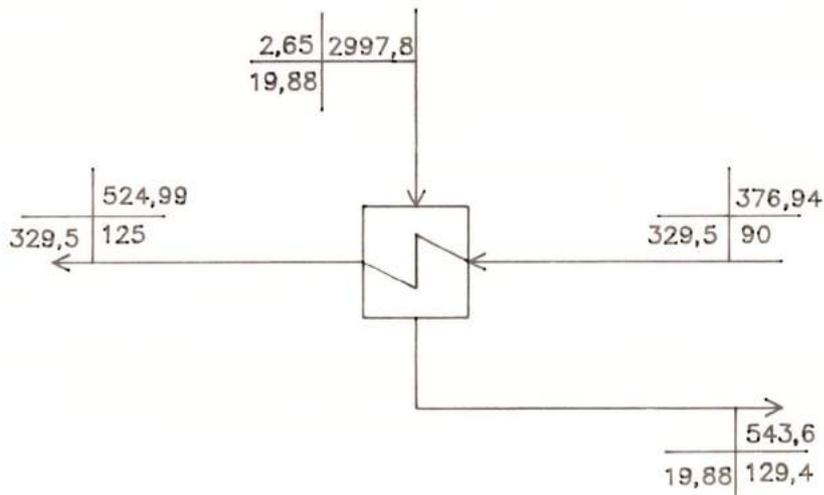
$$h'_{A2} = 2997,8 - (2997,8 - 2743) \cdot 0,837$$

$$h'_{A2} = \underline{2784,5 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 2,65 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2997,8 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{329,5 \cdot (524,99 - 376,94)}{2997,8 - 543,6}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{19,88 \text{ kg/s}}$$

8.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 0,76 \cdot \frac{298,56}{266,59}$$

$$p'_{A2} = \underline{0,85 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{iND2}$$

$$h'_{A2} = 2997,8 - (2997,8 - 2743) \cdot 0,837$$

$$h'_{A2} = \underline{2784,5 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 50 \text{ °C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 50 \text{ °C}) = \underline{209,26 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$t_{NK2} = t_s (p = 0,85 \text{ bar}) = \underline{95,15 \text{ °C}}$$

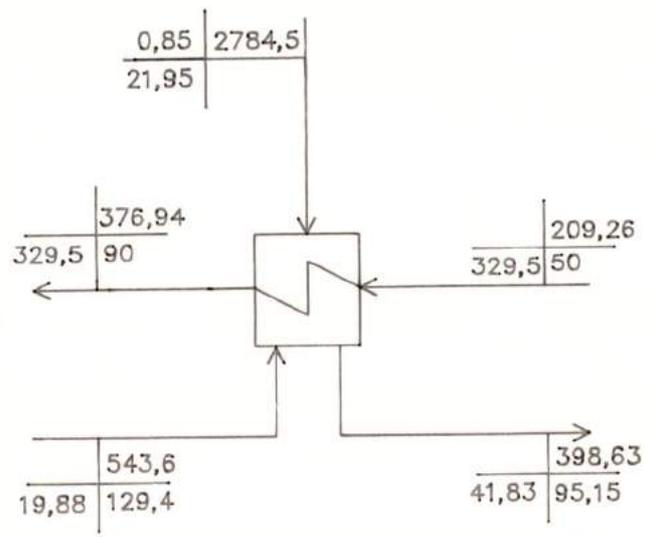
$$h_{NK2} = h' (p = 0,85 \text{ bar}) = \underline{398,63 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 0,85 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2784,5 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2



(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A2}$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{329,5 \cdot (376,94 - 209,26) - 19,88 \cdot (543,6 - 398,63)}{2784,5 - 398,63}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{21,95 \text{ kg/s}}$$

8.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{\text{NKK2}} = 61 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{NKK2}} = 0,85 \text{ bar}$$

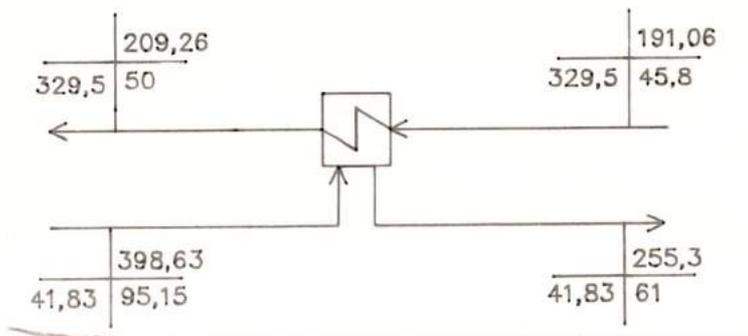
$$h_{\text{NKK2}} = f(p = 0,85 \text{ bar}; t = 61 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{255,3 \text{ kJ/kg}}$$

(1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}}$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = 19,88 + 21,95$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \underline{41,83 \text{ kg/}}$$

Wärmebilanz KK2(1) Berechnung Enthalpie Eintritt KK2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{329,5 \cdot 209,26 - 41,83 \cdot (398,63 - 255,3)}{329,5}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{191,06 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}} (h = 191,06 \text{ kJ/kg}) = 45,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

### 8.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A1}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruck vorwärmers NDV 1.

#### (1) Anzapfdampf Eintritt NDV 1

$$p'_{A1} = p_{A1} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND3}}{\dot{m}_{ND3}}$$

$$p'_{A1} = 0,115 \cdot \frac{276,61}{247,44}$$

$$p'_{A1} = p_{A1E} = \underline{0,129 \text{ bar}}$$

#### Neue Abdampfenthalpie $h'_{A1E}$

$$h'_{A1E} = h'_{A2} - (h'_{A2} - h'_0) \cdot \eta_{IND3}$$

$$h'_{A1E} = 2784,5 - (2784,5 - 2779) \cdot 0,8527$$

$$h'_{A1E} = \underline{2524 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 1

$$t_{NK1} = t_s (p = 0,129 \text{ bar}) = \underline{51 \text{ }^\circ\text{C}}$$

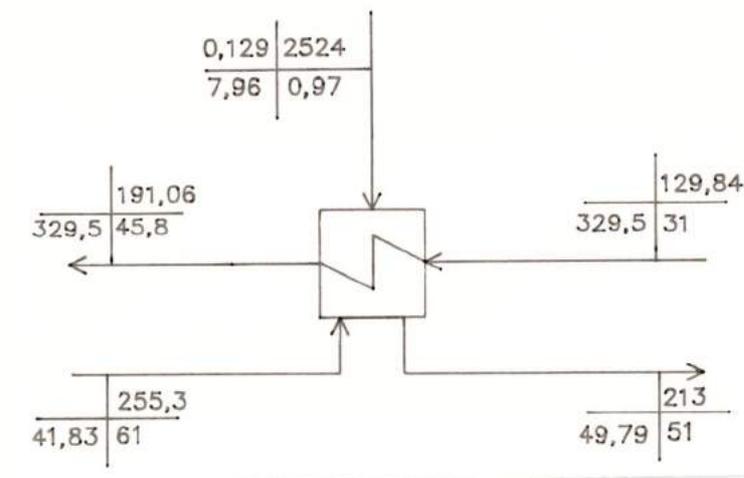
$$h_{NK1} = h' (p = 0,129 \text{ bar}) = \underline{213 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 31 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 31 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{129,84 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz NDV1



(2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{329,5 \cdot (191,06 - 129,84) - 41,83 \cdot (255,3 - 213)}{2524 - 213}$$

$$\dot{m}_{A1} = \underline{7,96 \text{ kg/s}}$$

(3) Summe des Nebenkondensats der ND-Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{A1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 7,96 + 41,8$$

$$\dot{m}_{NKND} = \underline{49,79 \text{ kg/s}}$$

(4) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 318,44 - 49,79$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \underline{268,65 \text{ kg/s}}$$

(5) Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$p'_{AND} = p_{AND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND4}}{\dot{m}_{ND4}}$$

$$p'_{AND} = 0,041 \cdot \frac{268,65}{240,27}$$

$$p'_{AND} = \underline{0,046 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{AND}$ 

$$h'_{AND} = h'_{A1} - (h'_{A1} - h'_0) \cdot \eta_{IND4}$$

$$h'_{AND} = 2524 - (2524 - 2380) \cdot 0,6952$$

$$h'_{AND} = \underline{2423,9 \text{ kJ/kg}}$$

## 8.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 53 % Last nach 30 Sekunden

### 8.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot ( h_{RKH} - h_{AHD} )$$

$$P_{HD} = 345,13 \cdot ( 3428 - 3076 )$$

$$P_{HD} = \underline{121,486 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot ( h_{RKM} - h_{A4} )$$

$$P_{MD} = 343,83 \cdot ( 3488,2 - 3167,2 )$$

$$P_{MD} = \underline{110,369 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot ( h_{RKN} - h_{A3} )$$

$$P_{ND1} = 318,44 \cdot ( 3167,2 - 2997,8 )$$

$$P_{ND1} = \underline{53,944 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} ) \cdot ( h_{A3} - h_{A2} )$$

$$P_{ND2} = ( 318,44 - 19,88 ) \cdot ( 2997,8 - 2784,5 )$$

$$P_{ND2} = \underline{63,683 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} ) \cdot ( h_{A2} - h_{A1} )$$

$$P_{ND3} = ( 318,44 - 19,88 - 21,95 ) \cdot ( 2784,5 - 2524 )$$

$$P_{ND3} = \underline{72,057 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1} ) \cdot ( h_{A1} - h_{AN} )$$

$$P_{ND4} = ( 318,44 - 19,88 - 21,95 - 7,96 ) \cdot ( 2524 - 2423,9 )$$

$$P_{ND4} = \underline{26,892 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der ND-Turbine

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 53,944 + 63,683 + 72,057 + 26,892$$

$$P_{ND} = \underline{216,576 \text{ MW}}$$

(5) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 216,576 + 110,369 + 121,486$$

$$P_T = \underline{448,431 \text{ MW}}$$

(6) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO2} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO2} = 448,431 \cdot 0,988$$

$$P_{BRUTTO2} = \underline{443,050 \text{ MW}}$$

(7) Berechnung der Bruttoleistungserhöhung

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO2} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 443,050 - 418,968$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = \underline{24,082 \text{ MW}}$$

(8) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf die Ausgangsleistung

$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{BRUTTO2}}{P_{BRUTTO}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{443,050}{418,968} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{5,75 \%}$$

(9) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf Vollast

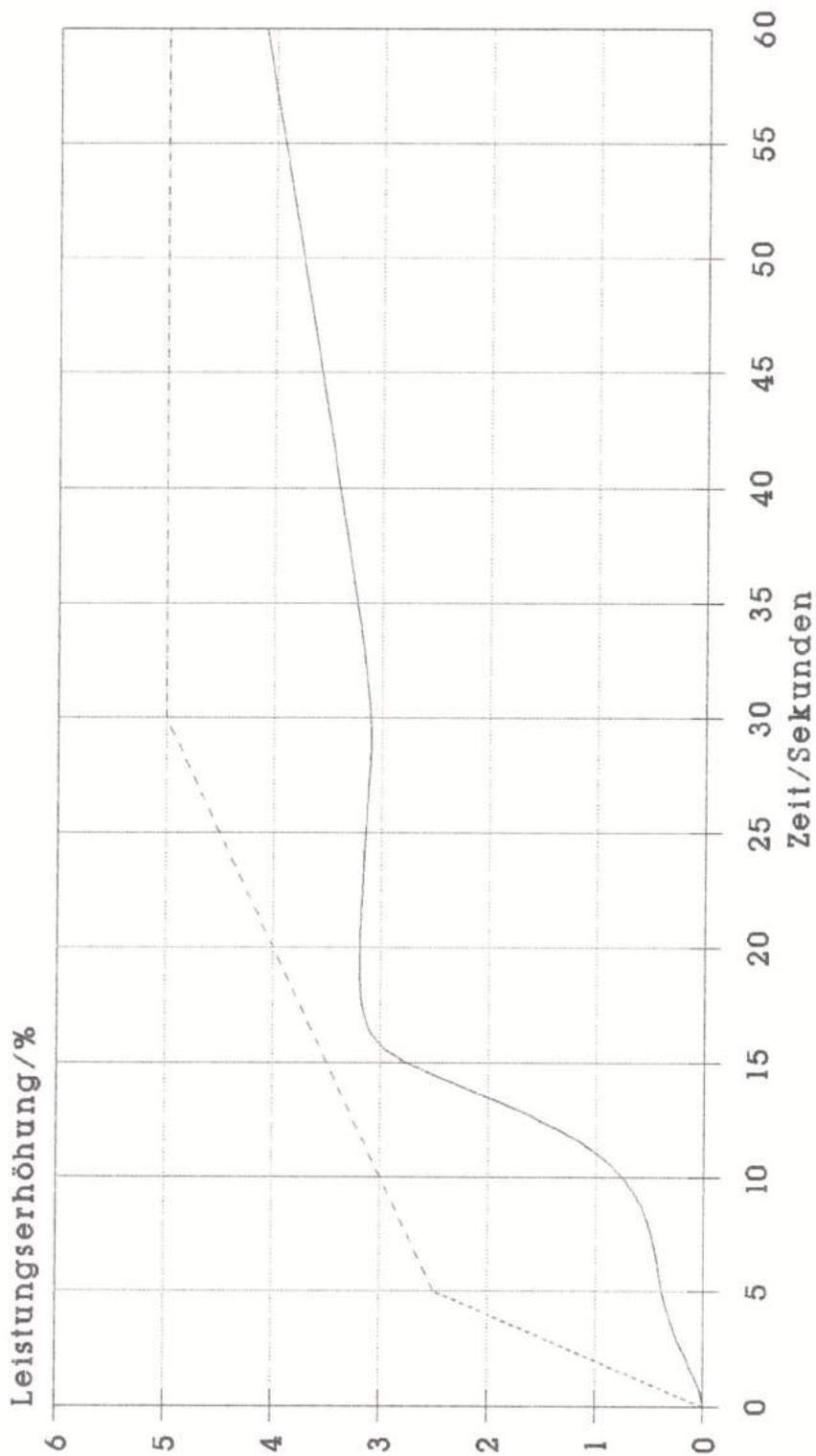
$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO-100}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{24,082}{784,328} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{3,07 \%}$$

Aus der Berechnung geht hervor, daß die DVG-Forderung in dieser Laststufe nicht erfüllt werden kann.

Leistungssteigerung bezogen auf 100 %  
durch dampfseitiges Abschalten der HDV.



HDV-5+6

— Leistungserhöhung    - - - - DVG-Forderung

53 %

## 9.0 Leistungserhöhung durch das Abschalten der Niederdruckvorwärmer

### 9.1 Dampfseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer

Ein nur dampfseitiges Abschalten - vorausgesetzt ist hier der Einbau von schnell-schließenden Armaturen in den Niederdruckanzapfleitungen - ist aus folgenden Gründen nicht realisierbar:

1. Hohe thermische Belastung der ND-Vorwärmer bei Aufhebung der Abschaltung.
2. Anzapfung  $A_4$  geht zum Speisewasserbehälter. Der Leistungsgewinn durch die ND-Abschaltung würde durch den Mehrbedarf der Anzapfung  $A_4$  (kaltes Kondensat gelangt in den Speisewasserbehälter) mehr als ausgleichen.
3. Bei zusätzlicher Abschaltung von Anzapfung  $A_4$  tritt ein starker Temperaturabfall einhergehend mit einer Druckabsenkung ein. Abgesehen von diesen Schwierigkeiten würden die HD-Vorwärmer einen Temperatúrausgleich hervorrufen. Die daraus erhöhten Anzapfdampfmassenströme der Anzapfungen  $A_6$  und  $A_5$  machen einen Gewinn an Mehrleistung zunichte.

### 9.2 Wasserseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer (Kondensatstau)

Das wasserseitige Abschalten der ND-Vorwärmer und die dadurch erzielbare Mehrleistung, ist durch zwei Komponentenzu realisieren. Ein Teil der Mehrleistung würde durch das Zurückfahren der Kondensatpumpen zustande kommen. Durch das Zurückfahren der Kondensatpumpen wird die Eigenbedarfsleistung gesenkt, die dann dem Netz zusätzlich zur Verfügung steht. Der zweite Teil der Mehrleistung kommt durch den Zusatzdampf in der MD- und ND-Turbine zum Tragen, da dieser Dampf nicht mehr zur Vorwärmung benötigt wird.

#### Vorteile der wasserseitigen Abschaltung

1. Im stationären Betrieb kein Verlust an Wärmeverbrauch
2. Überbrückung von Totzeiten des Dampferzeugers bei größeren Leistungsänderungen
3. Gute Eignung bei Netzkennlinienregelung
4. Schonender Betrieb, wenn diese Maßnahme in festgesetzten Grenzen angewandt wird, da die Temperaturverteilung in der ND-Vorwärmstraße nicht beeinflusst wird.

#### Nachteile der wasserseitigen Abschaltung

1. Zeitliche Begrenzung durch vorhandene Behältervolumina
2. Die DVG-Forderung wird sowohl im Vollastbereich als auch im Teillastbereich nicht erfüllt, da der Kondensatstrom im Normalbetrieb auf ca. 25% des Vollaststromes reduziert wird (Materialschonung der Vorwärmer).

### 9.3 Kombinierte Abschaltung der Niederdruckvorwärmer

Zweckmäßig bei der Abschaltung der Niederdruckvorwärmer ist nur die kombinierte Abschaltung. Die kombinierte Abschaltung beinhaltet dampfseitiges und wasserseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer.

#### Vorteile der kombinierten Abschaltung

1. Die ND-Vorwärmer bleiben im betriebswarmen Zustand, somit treten keine thermischen Materialbeanspruchungen auf.
2. Ein sofortiges Einsetzen an Mehrleistung durch die Zusatzdampfmassenströme, abhängig von der Schließzeit der eingebauten Regelklappen.
3. Keine Nachkondensation des Anzapfdampfes in den ND-Vorwärmern durch die schnellschließenden hydraulischen Regelklappen.

#### Nachteile der kombinierten Abschaltung

1. Begrenzte Abschaltzeit durch vorgegebene Behältervolumina (Speisewasserbehälter, Kondensatstaubebehälter).
2. Zusätzliche Investitionskosten durch das Nachrüsten von Regelklappen in den Anzapfdampfleitungen, sowie umfangreiche Nachrüstarbeiten im Bereich der Leittechnik. Zur Vermeidung von Störungen sind eine Reihe von Schutzverriegelungen notwendig.
3. Betriebskostenerhöhung durch Wirkungsgradverschlechterung während des Einsatzes.
4. Verfügbarkeitseinschränkungen sind möglich.
5. Bei Blockteillasten sind zusätzliche Maßnahmen notwendig, da eine Leistungserhöhung bezogen auf die Nennleistung mit fallender Blockleistung zurückgeht.

Unsere Aufgabe bestand darin, die kombinierte Abschaltung der Niederdruckvorwärmer im Kraftwerk Wilhelmshaven aufgrund von Meßwerten in Bezug auf die DVG-Forderung zu untersuchen.

Für die Berechnung der Leistungserhöhung durch das dampf- und wasserseitige Abschalten der Niederdruckvorwärmer wurden von uns folgende Voraussetzungen zugrunde gelegt:

1. Das dampfseitige Schließen der Anzapfungen  $A_4$ ,  $A_3$ ,  $A_2$  und  $A_1$  durch hydraulische Regelklappen muß innerhalb von 5 Sekunden.
2. Es werden lineare Betriebskennlinien vorausgesetzt (Ventilkennlinien und Rohrleitungskennlinien).
3. Die inneren Turbinenwirkungsgrade der einzelnen Turbinenstufen werden für die Leistungserhöhung als konstant angenommen.
4. Das Schließen der Kondensatleitung und das Umleiten des Hauptkondensatstromes zu den Deionatbehältern muß innerhalb von 30 Sekunden erfolgen.
5. Der Druckabfall im Speisewasserbehälter bzw. Kondensatstaubebehälter durch das Schließen der Anzapfung  $A_4$  wird nicht so groß, daß es zu Verdampfungen vor den Speisewasserpumpen kommt.

9.4 Bestimmung der neuen Anzapfdrücke und Anzapfdampfenthalpien zur Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (53% Last)

$$p_{A'} = \frac{p_A \cdot \dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

Der Druckverlauf wird unter Annahme verschiedener Dampfdurchsätze  $m_{ND}$  von rückwärts her bis zum Radkammerdruck der Regelstufe nach der angegebenen Gleichung berechnet.

(1) Berechnung des neuen Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine:

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{ND} &= \dot{m}_{ND53\%} + \dot{m}_{A4} \\ \dot{m}'_{ND} &= 284,82 + 14,64 = \underline{299,46 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(2) Berechnung der neuen Anzapfdrücke

$$p_{A'} = \frac{0,041 \cdot 299,46}{240,27} = \underline{0,051 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{0,115 \cdot 299,46}{247,44} = \underline{0,14 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{0,76 \cdot 299,46}{266,59} = \underline{0,85 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{2,5 \cdot 299,46}{284,82} = \underline{2,63 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{5,5 \cdot 299,46}{284,82} = \underline{5,78 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{5,69 \cdot 299,46}{284,82} = \underline{5,98 \text{ bar}}$$

(3) Bestimmung der neuen Anzapfdampfenthalpie, sowie Berechnung der theoretischen und inneren Gefälle der einzelnen Turbinenstufen

Für die Berechnung der neuen Anzapfdampfenthalpien wird ein konstantes  $\eta_i$  angenommen.

Bestimmung von  $h'_{A4}$

$$h_{A5} = 3320,1 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O4} = 3135 \text{ kJ/kg (p= 5,98 bar)}$$

$$h_{tMD2} = 3320,1 - 3135 = \underline{185,1 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iMD2} = 0,8241 \cdot 185,1 = \underline{152,54 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A4} = 3320,1 - 152,54 = \underline{3167,56 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung der Radkammerenthalpie ND-Turbine

$$h'_{RKN} = 3167,56 \text{ kJ/kg}$$

Bestimmung von  $h'_{A3}$

$$h_{O3} = 2970 \text{ kJ/kg (p= 2,63 bar)}$$

$$h_{iND1} = 3167,56 - 2970 = \underline{197,56 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iND1} = 0,8255 \cdot 197,56 = \underline{163,09 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A3} = 3167,56 - 163,09 = \underline{3004,47 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{A2}$

$$h_{O2} = 2757 \text{ kJ/kg (p= 0,85 bar)}$$

$$h_{iND2} = 3004,47 - 2757 = \underline{247,47 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iND2} = 0,8370 \cdot 247,47 = \underline{207,13 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A2} = 3004,47 - 207,13 = \underline{2797,34 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{A1}$

$$h_{O1} = 2500 \text{ kJ/kg (p= 0,14 bar)}$$

$$h_{iND3} = 2797,34 - 2500 = \underline{297,34 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iND3} = 0,8527 \cdot 297,34 = \underline{253,54 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A1} = 2797,34 - 253,54 = \underline{2543,8 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{AN}$

$$h_{OAN} = 2405 \text{ kJ/kg (p= 0,051 bar)}$$

$$h_{iND4} = 2543,8 - 2405 = \underline{138,8 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iND4} = 0,6952 \cdot 138,8 = \underline{96,49 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{AN} = 2543,8 - 96,49 = \underline{2447,31 \text{ kJ/kg}}$$

### 9.5 Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer bei 53% Last $\cong$ 418,968 MW

#### (1) Leistung der HD-Turbine

Die Leistung der HD-Turbine bleibt mit  $P_{HD} = 127,515$  MW konstant, da das dampf- und wasserseitige Abschalten keinen Einfluß auf die Leistung der HD-Turbine hat.

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

Die Leistung der MD-Teilturbine bleibt mit  $P_{MD1} = 53,874$  MW ebenfalls konstant.

$$P_{MD2} = (\dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5}) \cdot (h_{A5} - h'_{A4})$$

$$P_{MD2} = (320,49 - 14,03) \cdot (3320,1 - 3167,56) = \underline{46,747 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2} = 53,874 + 46,747 = \underline{100,621 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND} = \dot{m}_{ND} \cdot (h'_{RKN} - h'_{AN})$$

$$P_{ND} = 299,46 \cdot (3167,56 - 2447,31) = \underline{215,686 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 215,686 + 100,621 + 127,515 = \underline{443,822 \text{ MW}}$$

Der Generatorwirkungsgrad beträgt laut Abnahmeprotokoll:

$$\eta_G = 0,988$$

#### (5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO1} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO1} = 443,822 \cdot 0,988 = \underline{438,496 \text{ MW}}$$

#### (6) Leistungserhöhung $\Delta P_{BRUTTO}$

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO1} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 438,496 - 418,968 = \underline{19,528 \text{ MW}}$$

#### (7) Leistungserhöhung $\Delta P$ in %

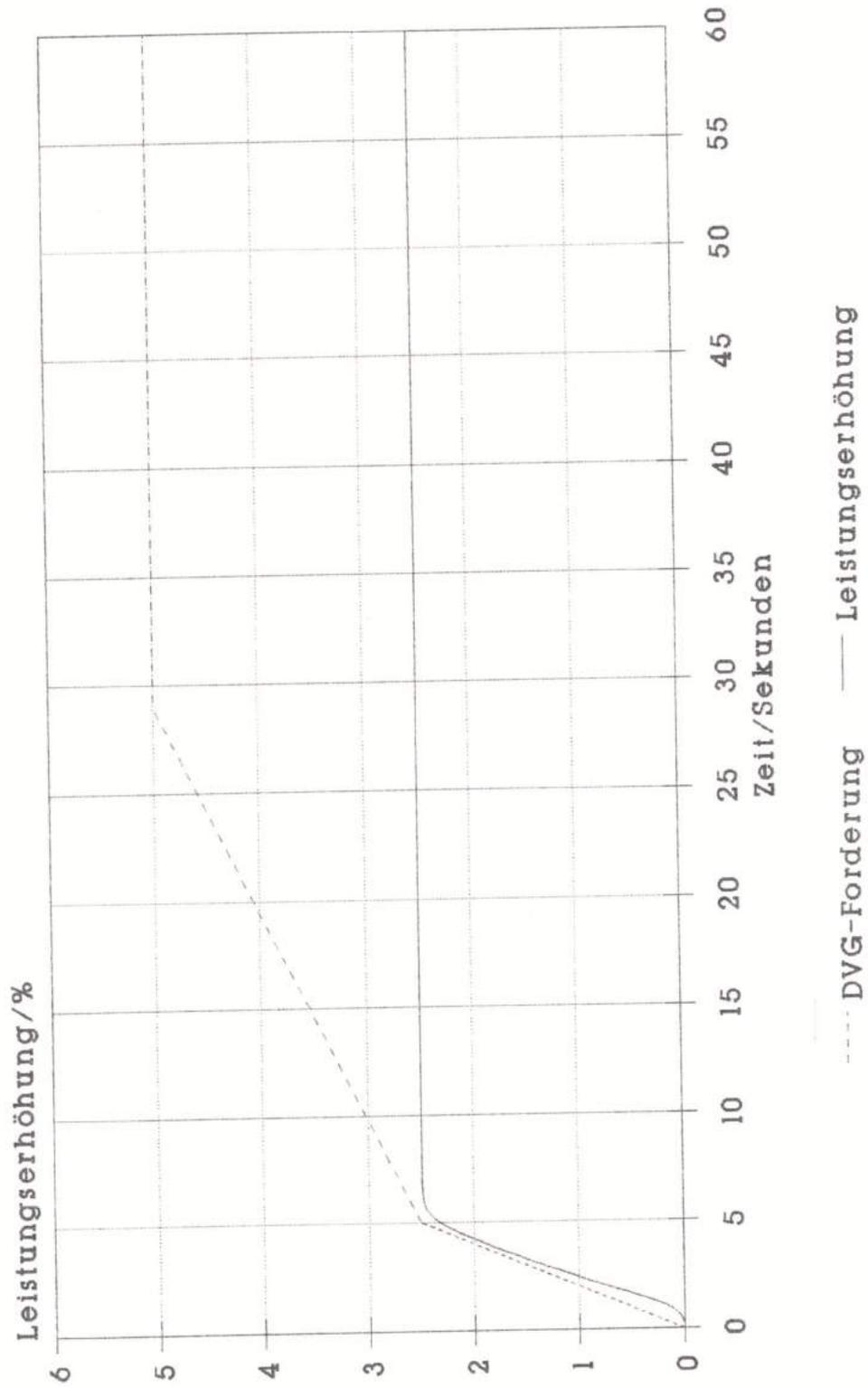
$$\Delta P\% = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO100\%}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P\% = \frac{19,528}{784,328} \cdot 100\% = \underline{2,49 \%}$$

Schlußbetrachtung zu dieser Maßnahme bei 54% Last:

Aus dieser Berechnung geht hervor, daß die DVG-Forderung bei Teillast von 54% Last nicht erfüllt werden kann. Zusätzliche Maßnahmen wären nötig um eine schnelle und entsprechende Leistungserhöhung zu gewährleisten.

Leistungserhöhung durch Kondensatstop  
 und dampfseitiges Abschalten der NDV  
 SWB - NDV-3 - NDV-2 - NDV-1



53 %

9.6 Berechnung der für den Kondensatstopp zur Verfügung stehenden Zeit bei 53 % Last und konstantem Speisewasserbedarf  $\dot{m}_{Sp} = 347,89 \text{ kg/s}$

Der Kondensatstopp kann nur solange aufrecht erhalten werden, bis das im Kondensatstau- und Speisewasserbehälter zur Verfügung stehende Speisewasser auf Minimum Alarmpunkt gefahren ist. Bei einer Füllstandshöhe von 1300 mm wird der Minimum Voralarm im Speisewasserbehälter ausgelöst. Die Speisepumpenschutzabschaltung erfolgt bei 1100 mm. Demzufolge muß der Kondensatstopbetrieb bei Unterschreiten der Füllstandshöhe von 1300 mm aufgehoben werden, da sonst die Verfügbarkeit des Blockes gefährdet ist.

Konstruktionsdaten Speisewasserbehälter

$$V = 481 \text{ m}^3$$

$$d_i = 4458 \text{ mm}$$

(1) Niveau des Speisewassersbehälters bei 53 % Last

$$\text{Meßwert: } h_{100} = \underline{2230 \text{ mm}}$$

(2) Aus der Inhaltskurve eines Speisewasserbehälters ergibt sich ein Speisewasservolumen von :

$$V_{100S} = f(h = 2230 \text{ mm}) = \underline{240,5 \text{ m}^3}$$

(3) Das für den Kondensatstopbetrieb nicht zur Verfügung stehende Speisewasservolumen:

$$V_{MIN1} = f(h = 1300 \text{ mm}) = \underline{119,3 \text{ m}^3}$$

(4) Zur Verfügung stehende Speisewassermenge im Speisewasserbehälter:

$$V_{SVERF} = V_{100S} - V_{MIN1}$$

$$V_{SVERF} = 240,5 - 119,3 = \underline{121,2 \text{ m}^3}$$

Konstruktionsdaten Kondensatstaubebehälter

$$V = 197,3 \text{ m}^3$$

$$d_i = 4458 \text{ mm}$$

(5) Niveau des Kondensatstaubebehälters bei 100 %

Der Kondensatstaubebehälter ist  $\Delta h = 400 \text{ mm}$  höher angeordnet als der Speisewasserbehälter und im Normalbetrieb über eine Ablaufregelung auf eine Mindestkondensathöhe von  $h = 3589 \text{ mm}$  gehalten.

(6) Berechnung des nicht ausnutzbaren Volumens des Kondensatstaubebehälters

$$h_{KO} = h_{MIN} - \Delta h$$

$$h_{KO} = 1300 - 400 = \underline{900 \text{ mm}}$$

(7) Kondensatstaubebehälter Volumen

$$V_{100K} = f(h = 3589 \text{ mm}) = \underline{168,7 \text{ m}^3}$$

(8) Das für den Kondensatstop nicht zur Verfügung stehende Speisewasser

$$V_{MIN2} = f(h = 900 \text{ mm}) = \underline{29,0 \text{ m}^3}$$

(9) Zur Verfügung stehende Speisewassermenge im Kondensatstaubebehälter

$$\begin{aligned} V_{\text{KVERF}} &= V_{100\text{K}} - V_{\text{MIN}2} \\ V_{\text{KVERF}} &= 168,7 - 29,0 = \underline{139,7 \text{ m}^3} \end{aligned}$$

(10) Die gesamte zur Verfügung stehende Speisewassermenge beträgt somit

$$\begin{aligned} V_{\text{SPW}} &= V_{\text{SVERF}} + V_{\text{KVERF}} \\ V_{\text{SPW}} &= 121,2 + 139,7 = \underline{260,9 \text{ m}^3} \end{aligned}$$

Da durch die Hochdruckvorwärmer immer Nebenkondensat in den Kondensatstaubebehälter fließt, ergibt sich der Speisewasserbedarfsmassenstrom wie folgt:

(11) Berechnung Speisewasserbedarfsmassenstrom

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{SPWB}} &= \dot{m}_{\text{SPW}} - \dot{m}_{\text{NK}5} \\ \dot{m}_{\text{SPWB}} &= 347,89 - 37,39 = \underline{310,5 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(12) Berechnung Speisewassermasse

Um die Speisewassermasse zu ermitteln ist das spezifische Volumen des Speisewassers zu bestimmen.

$$v' = f(p = 5,31 \text{ bar}; t = 154,01 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{0,0010953 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$\dot{m}_{\text{SPW}} = \frac{V_{\text{SPW}}}{v'}$$

$$\dot{m}_{\text{SPW}} = \frac{260,9 \text{ m}^3 \text{ kg}}{0,0010953 \text{ m}^3} = \underline{238199 \text{ kg}}$$

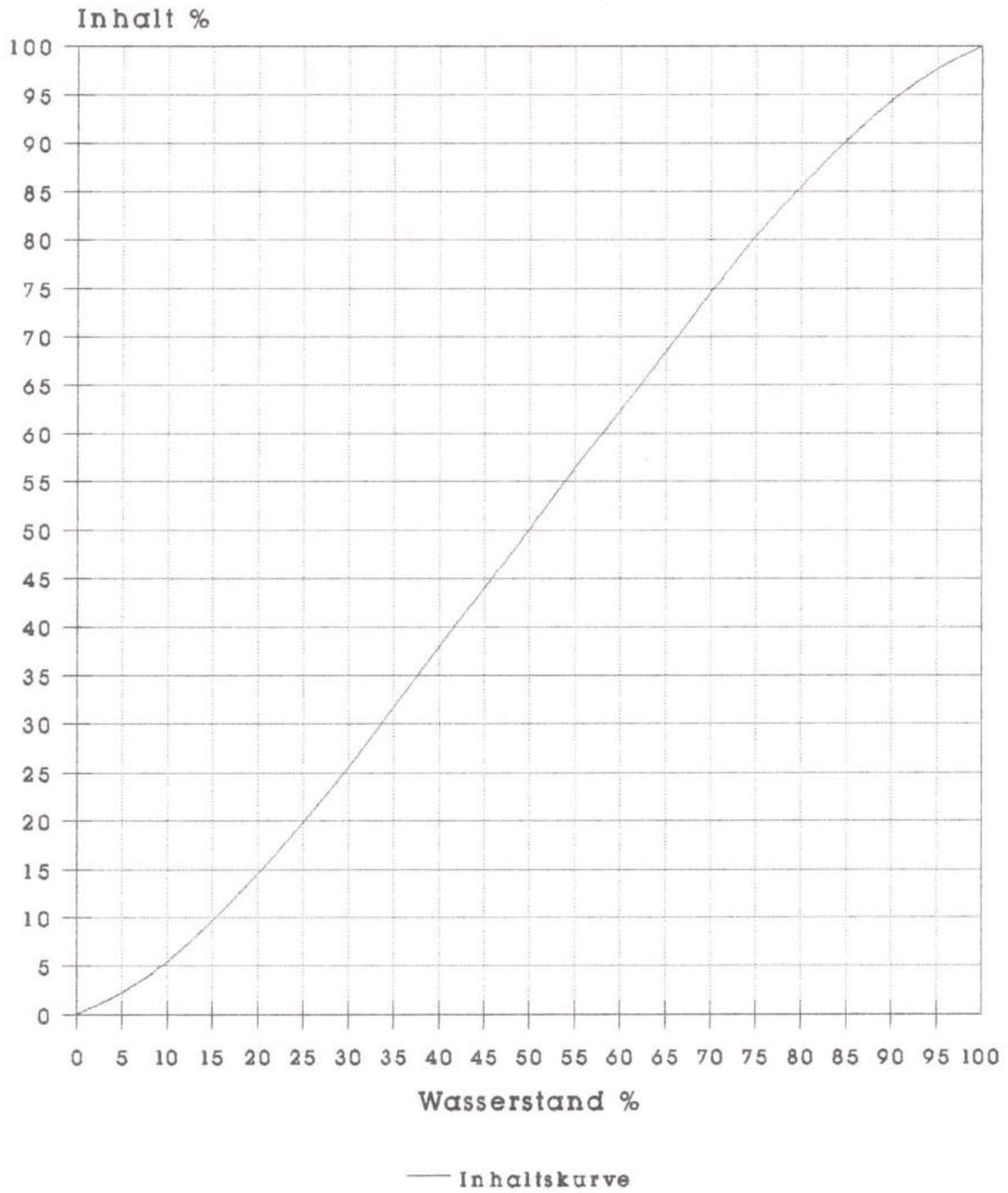
(13) Berechnung der zur Verfügung stehenden Zeit für den Kondensatstopbetrieb im stationären Betrieb

$$t_{53\%} = \frac{\dot{m}_{\text{SPW}}}{\dot{m}_{\text{SPWB}}}$$

$$t_{53\%} = \frac{238199}{310,5} = 767 \text{ s} \approx \underline{12 \text{ Minuten } 47 \text{ Sekunden}}$$

Zur Wiederherstellung des normalen Betriebes, d.h. Öffnen dafür aller notwendigen Ventile, wird eine Verzögerungszeit von ca. 30 Sekunden angenommen. Nach dieser Zeit erhält der Speisewasserbehälter wieder den vollen Kondensatstrom. Aus dieser Berechnung geht hervor, daß der Kondensatstopbetrieb bei Teillast von 54% Last ungefähr 12 Minuten aufrechterhalten werden kann.

### Inhaltskurve eines Speisewasserbehälters



10.0 Meßwerttabelle 70% Last  $\cong$  550,360 MW

Versuchstag: 22.02.89

Frischdampf Temperatur hinter Kessel	°C	525,35
Frischdampf Massenstrom hinter Kessel	kg/s	459,7
Frischdampfdruck hinter Kessel	bar	135,53
Radkammerdruck HD-Turbine	bar	129,9
Druck Kalte Zwischenüberhitzung	bar	26,89
Druck Heiße Zwischenüberhitzung	bar	29,74
Temperatur Heiße Zwischenüberhitzung	°C	515,5
Druck Anzapfung A6	bar	29,74
Temperatur Anzapfung A6	°C	315,3
Druck Anzapfung A5	bar	14,7
Temperatur Anzapfung A5	°C	437
Druck Anzapfung A4	bar	7,53
Temperatur Anzapfung A4	°C	347,3
Druck Anzapfung A3	bar	3,2
Temperatur Anzapfung A3	°C	258,8
Druck Anzapfung A2	bar	0,98
Temperatur Anzapfung A2	°C	145,5
Druck Anzapfung A1	bar	0,187
Kondensatordruck	bar	0,050
Druck Speisewasser vor Kessel	bar	184,0
HD-Einspritzwasser	kg/s	15,1
Druck Speisewasser hinter HDV6	bar	184,8
Temperatur Speisewasser hinter HDV6	°C	231,2
Temperatur Speisewasser hinter HDV5	°C	185,8
Speisewassermassenstrom hinter Speisepumpen	kg/s	460,42
Druck Speisewasser vor HDV5	bar	187,80
Druck Speisewasserbehälter	bar	7,2
Temperatur hinter NDV3	°C	131
Temperatur Hauptkondensat vor Hauptkondensatpumpen	°C	30
Temperatur Hauptkondensat hinter NDV2	°C	94
Temperatur Hauptkondensat hinter KK2	°C	57,0
Temperatur Nebenkondensat von KK2	°C	65
Temperatur Hauptkondensat hinter KK1	°C	30
Zwischenüberhitzer- Einspritzwasser	kg/s	0,00

Bei allen angegebenen Drücken handelt es sich um absolute Drücke.

10.1 Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei einem Frischdampfmassenstrom von  $\dot{m}_{FD} = 459,7 \text{ kg/s} \cong 70 \% P_{BRUTTO}$  (bezogen auf Vollast)

10.2 Berechnung der Dampfmassenstromverluste

(1) Kreislaufverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_V &= 2 \cdot (\dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{FD}) \\ \dot{m}_V &= 2 \cdot (460,42 - 459,7) = \underline{1,44 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(2) Kesselverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VK} &= 0,4 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VK} &= 0,4 \cdot 1,44 = \underline{0,576 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(3) Leitungsverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VL} &= 0,2 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VL} &= 0,2 \cdot 1,44 = \underline{0,288 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(4) Turbinenverluste

$$\begin{aligned}\dot{m}_{VT} &= 0,4 \cdot \dot{m}_V \\ \dot{m}_{VT} &= 0,4 \cdot 1,44 = \underline{0,576 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(5) Stopfbüchsenverlust

$$\begin{aligned}\dot{m}_{STB} &= 0,0641 \cdot P_{AHD} \\ \dot{m}_{STB} &= 0,0641 \cdot 29,74 \text{ bar} = \underline{1,91 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

10.3 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A6}$  und des Dampfmassenstromes Eintritt Mitteldruckturbine  $\dot{m}_{MD}$

(1) Dampfmassenstrom Austritt HD-Teilturbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{HD} &= \dot{m}_{FD} - \dot{m}_{STB} \\ \dot{m}_{HD} &= 459,70 - 1,91 = \underline{457,79 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Um an den Dampfmassenstrom Eintritt Mitteldruckturbine zu kommen, ist eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 6 notwendig. Aus der Wärmebilanz errechnet sich der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A6}$ .

### 10.3.1 Wärmebilanz HDV 6

Der Druckverlust in der Anzapfung 6, vom Austritt der HD-Turbine bis zum Eintritt des HDV 6, wird mit  $\Delta p \approx 0,74$  bar angenommen.

Die Druckverluste zwischen Speisepumpen und Kesseleintritt betragen laut Messung

$\Delta p = 3$  bar. Der Druckverlust über HDV 6 wird mit  $\Delta p = 1$  bar angenommen.

Der Druckverlust über HDV 5 beträgt  $\Delta p = 2$  bar.

#### HDV 6 Eintritt

$$t_{EVA6} = f(p=29,0 \text{ bar}; h=3033,7 \text{ kJ/kg}) = \underline{314,2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$p_{EVA6} = p_{AHD} - \Delta p = 29,74 - 0,74 = \underline{29 \text{ bar}}$$

#### Speisewasser Austritt HDV 6

$$t_{EK} = 231,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{EK} = 184,8 \text{ bar}$$

$$h_{EK} = f(p=184,8 \text{ bar}; t=231,2 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{999,6 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat HDV 6

$$t_{NK6} = t_s(p=29,0 \text{ bar}) = 231,97 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{NK6} = h'(p=29,0 \text{ bar}) = \underline{999,53 \text{ kJ/kg}}$$

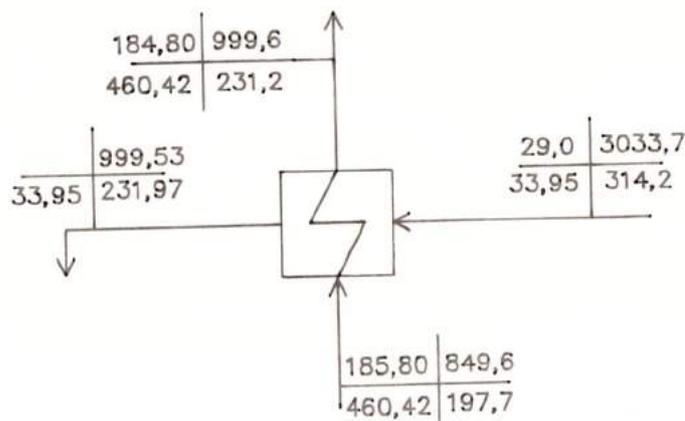
#### Speisewasser Austritt HDV 5

$$t_{AV5} = 197,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{AV5} = 185,8 \text{ bar}$$

$$h_{AV5} = f(p=185,8 \text{ bar}; t=197,7 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{849,6 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz HDV 6



#### (1) Berechnung Anzapfdampfmassestrom $\dot{m}_{A6}$

$$\dot{m}_{A6} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{EK} - h_{AV5})}{h_{EVA6} - h_{NK6}}$$

$$\dot{m}_{A6} = \frac{460,42 \cdot (999,6 - 849,6)}{3033,7 - 999,53}$$

$$\dot{m}_{A6} = \underline{33,95 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung Dampfmassenstrom Eintritt MD-Turbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{MD} &= \dot{m}_{HD} - \dot{m}_{A6} - 0,5 \cdot \dot{m}_{VL} - \dot{m}_{VT} \\ \dot{m}_{MD} &= 457,79 - 33,95 - 0,144 - 0,576 \\ \dot{m}_{MD} &= \underline{423,12 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Es wurde keine Einspritzwassermenge im Zwischenüberhitzerteil des Kessels gemessen. Nach der Zwischenüberhitzung, d.h. Heiße ZÜ, wurde ein Druck von 26,89 bar absolut gemessen. Über den Stellventilen der MD-Turbine wird ein Druckverlust von  $\Delta p = 0,89$  bar angenommen.

10.4 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$ 

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 5.

HDV 5 Eintritt

$$\begin{aligned}\text{Druckverlust bis HDV 5: } \Delta p &\approx 0,7 \text{ bar} \\ h_{EVA5} &= 3337 \text{ kJ/kg} \\ p_{EVA5} &= 14,0 \text{ bar} \\ t_{EVA5} &= f(p= 14,0 \text{ bar}; h_{EVA5} = 3337 \text{ kJ/kg}) = \underline{436,7 \text{ }^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

Austritt Speisewasserbehälter

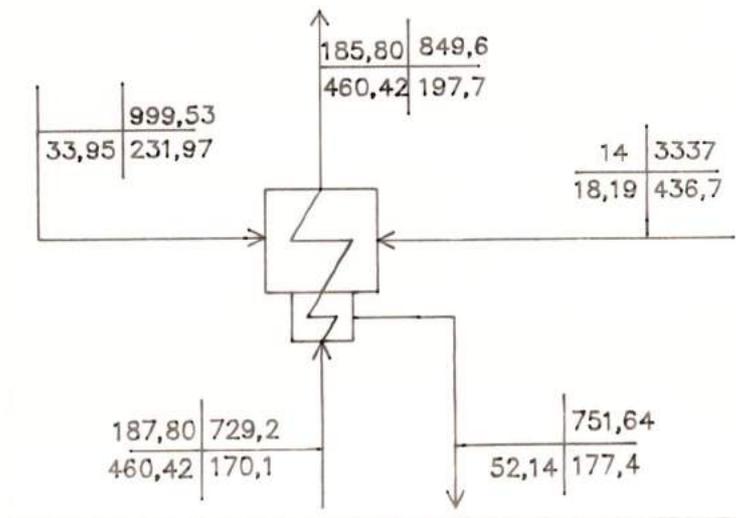
$$\begin{aligned}\text{Druck im Speisewasserbehälter: } &7,2 \text{ bar} \\ t_{AS} &= t_S(p= 7,2 \text{ bar}) = 166,1 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{AS} &= h'(p= 7,2 \text{ bar}) = \underline{702,03 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Austritt Speisewasserpumpe

$$\begin{aligned}\text{Druck hinter Speisewasserpumpe : } &p = 187,80 \text{ bar} \\ \text{Temperaturerhöhung des Speisewassers durch die Arbeit der Speisepumpe } &\Delta t = 4,0 \text{ K.} \\ t_{EV5} &= 170,1 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{EV5} &= f(p= 187,80 \text{ bar}; t= 170,1 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{729,2 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Nebenkondensat HDV 5

$$\begin{aligned}\text{Grädigkeit des Kondensatkühlers des HDV 5 aus Abnahmeprotokoll: } &\psi = 7,3 \text{ K} \\ t_{NK5} &= t_{EV5} + \psi = 170,1 + 7,3 = 177,4 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{NK5} &= h'(t= 177,4 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{751,64 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Wärmebilanz HDV 5

(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A5}$ 

$$\dot{m}_{A5} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AV5} - h_{EV5}) - \dot{m}_{A6} \cdot (h_{NK6} - h_{NK5})}{h_{EVA5} - h_{NK5}}$$

$$\dot{m}_{A5} = \frac{460,42 \cdot (849,6 - 729,2) - 33,95 \cdot (999,53 - 751,64)}{3337 - 751,64}$$

$$\dot{m}_{A5} = \underline{18,19 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat Hochdruckvorwärmer

$$\dot{m}_{NK5} = \dot{m}_{A5} + \dot{m}_{A6}$$

$$\dot{m}_{NK5} = 18,19 + 33,95 = \underline{52,14 \text{ kg/s}}$$

10.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$  ist eine Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,33 \text{ bar}$

$$h_{ESA4} = 3153,73 \text{ kJ/kg}$$

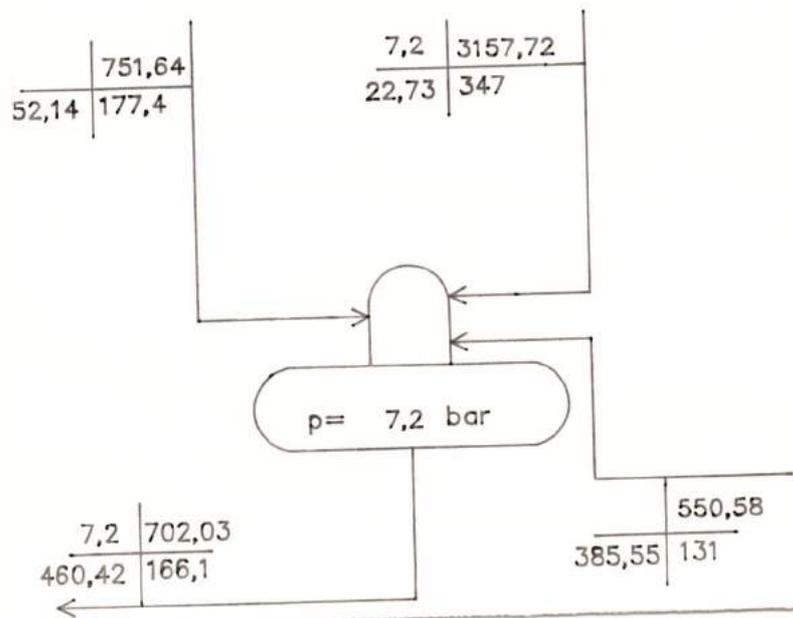
$$p_{ESA4} = 7,2 \text{ bar}$$

$$t_{ESA4} = f(p=7,2 \text{ bar}; h=3153,73 \text{ kJ/kg}) = \underline{347 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 131 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t=131 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{550,58 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter

(1) Ermittlung der Hilfsgröße  $\dot{m}_X$

$$\dot{m}_{AV3} = \dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_X = \dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{NK5}$$

$$\dot{m}_X = 460,42 - 52,14 = \underline{408,28 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot h_{AS} - \dot{m}_{NK5} \cdot h_{NK5} - \dot{m}_X \cdot h_{AV3}}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{460,42 \cdot 702,03 - 52,14 \cdot 751,64 - 408,28 \cdot 550,58}{3157,73 - 550,58}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{22,73 \text{ kg/s}}$$

(3) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 408,28 - 22,73 = \underline{385,55 \text{ kg/s}}$$

10.6 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_S (p = 3,1 \text{ bar}) = 134,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{NK3} = h' (p = 3,1 \text{ bar}) = \underline{566,23 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 2

$$t_{AV2} = 94 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t = 94 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{393,78 \text{ kJ/kg}}$$

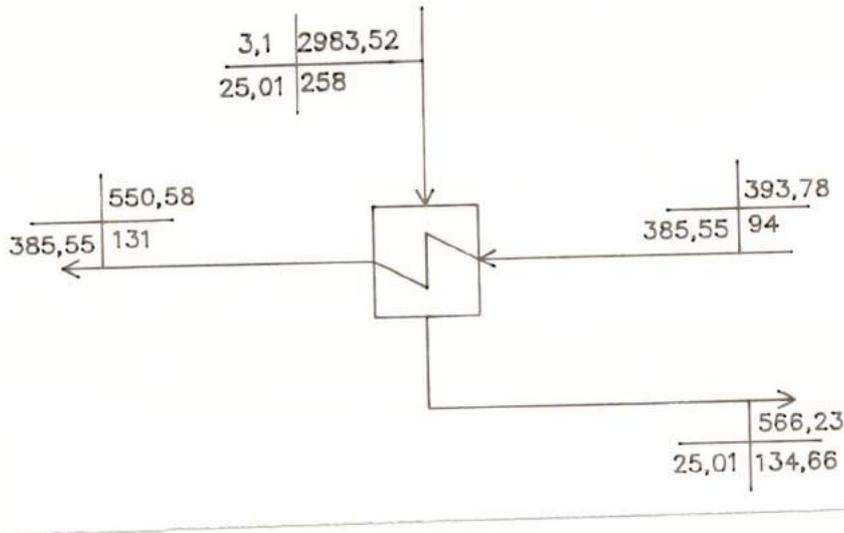
Anzapfdampf Eintritt NDV 3

Druckverlust bis NDV 3:  $\Delta p = 0,1 \text{ bar}$

$$h_{A3E} = 2983,52 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{A3E} = 3,1 \text{ bar}$$

$$t_{A3E} = f (p = 3,1 \text{ bar}; h = 2983,52 \text{ kJ/kg}) = \underline{258 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{385,55 \cdot (550,58 - 393,78)}{2983,52 - 566,23}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{25,01 \text{ kg/s}}$$

10.7 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

Bemerkung:

Laut Meßergebnisse der Anzapfdampftemperaturen  $A_2$  gemittelt auf  $125,1 \text{ }^\circ\text{C}$  würden wir auf einen inneren Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i \approx 1,0$  kommen. Die Meßwerte wurden mehrmals überprüft und bestätigt. Da ein  $\eta_i \approx 1,0$  unrealistisch ist, wurde mit einem inneren Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,863$  für diese Turbinenstufe gerechnet. Von der Kraftwerk Union AG wurde bei 100 % Last ein innerer Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,884$  ermittelt. Der innere Turbinenwirkungsgrad wird sich jedoch mit abnehmender Last verschlechtern.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 57,0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 57,0 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{238,53 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$t_{NK2} = t_S (p = 0,97 \text{ bar}) = 99 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{NK2} = h' (p = 0,97 \text{ bar}) = \underline{414,85 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung Anzapfdampfenthalpie Eintritt NDV2

Druckverlust bis NDV2:  $\Delta p = 0,01$  bar

$$h_{A3} = 2983,52 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O2} = 2733 \text{ kJ/kg (p= 0,98 bar)}$$

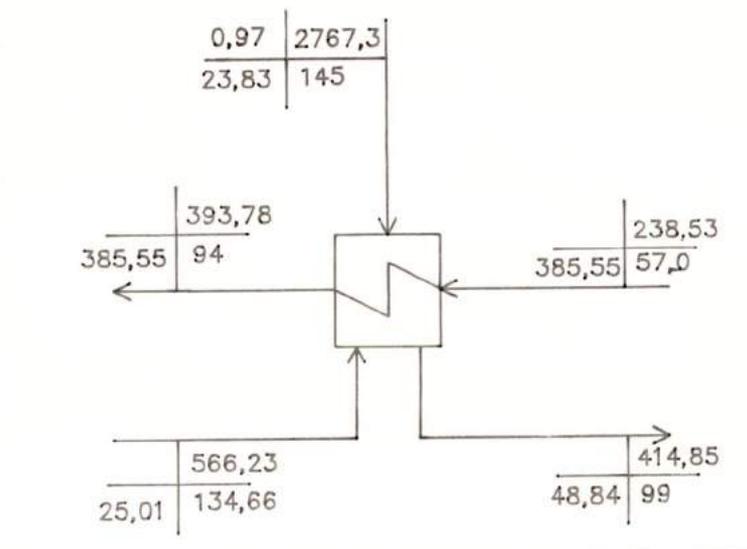
$$h_{tND2} = 2983,52 - 2733 = 250,52 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{iND2} = 250,52 \cdot 0,863 = 216,2 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A2E} = 2983,52 - 216,2 = \underline{2767,3 \text{ kJ/kg}}$$

$$p_{A2E} = 0,97 \text{ bar}$$

$$t_{A2E} = f(p = 0,97 \text{ bar; } h = 2767,3 \text{ kJ/kg}) = \underline{145,0 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Wärmebilanz NDV 2(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A2}$ 

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{385,55 \cdot (393,78 - 238,53) - 25,01 \cdot (566,23 - 414,85)}{2767,3 - 414,85}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{23,83 \text{ kg/s}}$$

10.8 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

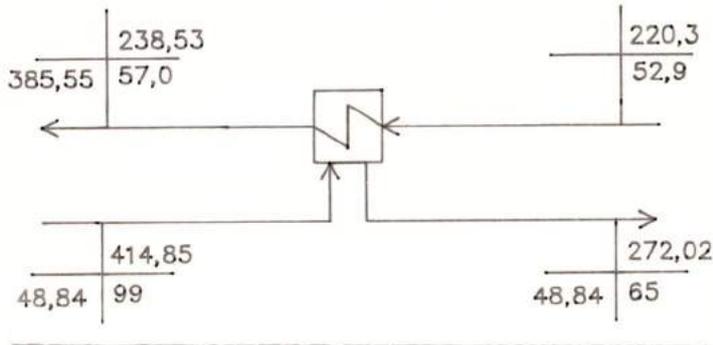
Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{NKK2} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{NKK2} = h'(65 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{272,02 \text{ kJ/kg}}$$

(1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{NK2}} &= \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}} \\ \dot{m}_{\text{NK2}} &= 25,01 + 23,83 = \underline{48,84 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Wärmebilanz KK2(2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{385,55 \cdot 238,53 - 49,26 \cdot (414,85 - 272,02)}{385,55}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{220,3 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}} (h = 220,3 \text{ kJ/kg}) = \underline{52,9 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

10.9 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A1}}$ 

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A1}}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 1.

Bestimmung Anzapfdampfenthalpie Eintritt NDV 1  $h_{\text{A1E}}$ 

Bemerkung: Die Berechnung wurde mit einem inneren Turbinenwirkungsgrad  $\eta_i = 0,862$  durchgeführt. Der Druckverlust bis Eintritt NDV1 wird vernachlässigt.

$$h_{\text{A2}} = 2767,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{O1}} = 2502 \text{ kJ/kg} (p = 0,187 \text{ bar})$$

$$h_{\text{tND3}} = 2767,3 - 2502 = 265,3 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{iND3}} = 265,3 \cdot 0,862 = 228,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{\text{A1E}} = 2767,3 - 228,7 = \underline{2538,6 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 1

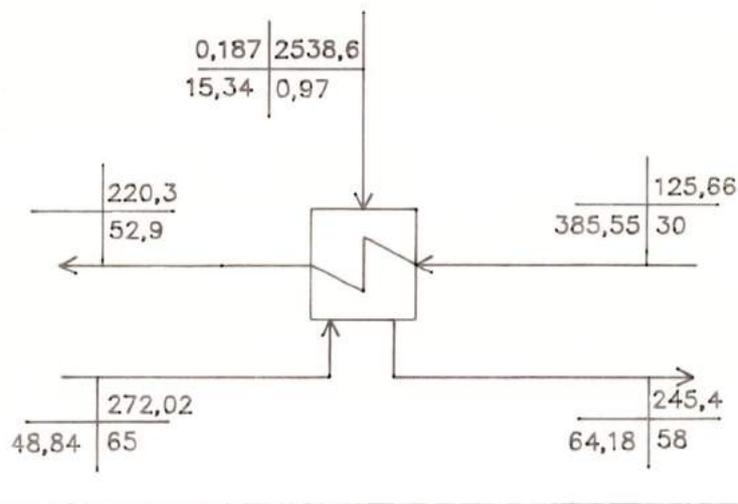
$$t_{NK1} = t_s (p = 0,187 \text{ bar}) = 58 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{NK1} = h' (p = 0,187 \text{ bar}) = 245,4 \text{ kJ/kg}$$

Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 30 \text{ }^\circ\text{C}) = 125,66 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 1(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{385,55 \cdot (220,3 - 125,66) - 48,84 \cdot (272,02 - 245,4)}{2538,6 - 245,4}$$

$$\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{NKK1} = 15,34 \text{ kg/s}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{NKK1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 15,34 + 48,84 = 64,18 \text{ kg/s}$$

(3) Massenstrom Hauptkondensat nach Kondensator

$$\dot{m}_{KH} = \dot{m}_K - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{KH} = 385,55 - 64,18 = 321,37 \text{ kg/s}$$

(4) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{ABD.ND}} &= \dot{m}_{\text{KH}} - \dot{m}_{\text{V}} - \dot{m}_{\text{STB}} - \dot{m}_{\text{HI}} \\ \dot{m}_{\text{ABD.ND}} &= 321,37 - 1,44 - 1,91 - 7 = \underline{311,02 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(5) Berechnung des Zusatzwassers

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Zw}} &= \dot{m}_{\text{V}} + \dot{m}_{\text{STB}} + \dot{m}_{\text{HI}} \\ \dot{m}_{\text{Zw}} &= 1,44 + 1,91 + 7 = \underline{10,35 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(6) Ermittlung der Abdampfenenthalpie  $h_{\text{AN}}$ 

Bemerkung: Die Berechnung wurde mit einem inneren Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,629$  durchgeführt.

$$\begin{aligned}h_{\text{A1}} &= 2538,6 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{OAN}} &= 2350 \text{ kJ/kg (p= 0,05 bar)} \\ h_{\text{tND4}} &= 2538,6 - 2350 = 188,6 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{iND4}} &= 188,6 \cdot 0,629 = 118,63 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{AN}} &= 2538,6 - 118,63 = \underline{2420 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

(7) Ermittlung der Endfeuchte von Anzapfung  $A_1$ 

$$\begin{aligned}h_{\text{A1}} &= 2538,6 \text{ kJ/kg} \\ h' &= f(p= 0,187 \text{ bar}) = 245,4 \text{ kJ/kg} \\ r &= f(p= 0,187 \text{ bar}) = 2363,1 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$x_{\text{A1}} = \frac{h_{\text{A1}} - h'}{r}$$

$$x_{\text{A1}} = \frac{2538,6 - 245,4}{2363,1} = \underline{0,97}$$

(8) Ermittlung der Endfeuchte ND-Abdampf

$$\begin{aligned}h_{\text{AN}} &= 2420 \text{ kJ/kg} \\ h' &= f(p= 0,05 \text{ bar}) = 137,77 \text{ kJ/kg} \\ r &= f(p= 0,05 \text{ bar}) = 2423,8 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$x_{\text{AN}} = \frac{h_{\text{AN}} - h'}{r}$$

$$x_{\text{AN}} = \frac{2420 - 137,77}{2423,8} = \underline{0,942}$$

### 10.10 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 70% Last

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot (h_{RKH} - h_{AHD})$$

$$P_{HD} = 457,79 \cdot (3390,6 - 3033,7) = \underline{163,385 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD1} = \dot{m}_{MD} \cdot (h_{RKM} - h_{A5})$$

$$P_{MD1} = 423,123 \cdot (3491,7 - 3337) = \underline{65,457 \text{ MW}}$$

$$P_{MD2} = (\dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5}) \cdot (h_{A5} - h_{A4})$$

$$P_{MD2} = (423,12 - 18,19) \cdot (3337 - 3157,72) = \underline{72,596 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2}$$

$$P_{MD} = 65,457 + 72,596 = \underline{141,053 \text{ MW}}$$

#### (3) Massenstrom Eintritt ND-Teilturbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 423,12 - 18,19 - 22,73 - 7 = \underline{375,2 \text{ kg/s}}$$

#### (4) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot (h_{RKN} - h_{A3})$$

$$P_{ND1} = 375,2 \cdot (3157,3 - 2983,52) = \underline{65,364 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3}) \cdot (h_{A3} - h_{A2})$$

$$P_{ND2} = (375,2 - 25,01) \cdot (2983,52 - 2767,3) = \underline{75,718 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2}) \cdot (h_{A2} - h_{A1})$$

$$P_{ND3} = (375,2 - 25,01 - 23,83) \cdot (2767,3 - 2538,6) = \underline{74,638 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1}) \cdot (h_{A1} - h_{AN})$$

$$P_{ND4} = (375,2 - 25,01 - 23,83 - 15,34) \cdot (2538,6 - 2420) = \underline{36,887 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 65,364 + 75,718 + 74,638 + 36,887 = \underline{252,607 \text{ MW}}$$

#### (5) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 252,607 + 141,053 + 163,385 = \underline{557,045 \text{ MW}}$$

Der Generatorwirkungsgrad beträgt laut Abnahmeprotokoll:  $\eta_G = 0,988$

#### (6) Bruttogleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO} = 557,045 \cdot 0,988 = \underline{550,360 \text{ MW}}$$

### 10.11 Bestimmung der inneren Wirkungsgrade bei 70% Last

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_t}$$

#### HD-Turbine

$$\eta_i = \frac{3390,6 - 3033,7}{3390,6 - 2970} = \underline{0,849}$$

#### MD-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3491,7 - 3337}{3491,7 - 3302} = \underline{0,816}$$

$$\eta_{i2} = \frac{3337 - 3157,72}{3337 - 3136} = \underline{0,892}$$

#### ND-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3157,72 - 2983,52}{3157,72 - 2945} = \underline{0,819}$$

$$\eta_{i2} = \frac{2983,52 - 2767,3}{2983,52 - 2733} = \underline{0,863}$$

$$\eta_{i3} = \frac{2767,3 - 2538,6}{2767,3 - 2502} = \underline{0,862}$$

$$\eta_{i4} = \frac{2538,6 - 2420}{2538,6 - 2350} = \underline{0,629}$$

Im Vergleich zur Bestimmung der inneren Wirkungsgrade bei 53% Last unter Punkt 3.10 fallen einige Unterschiede auf. Der innere Turbinenwirkungsgrad der HD-Turbine ist z.B. bei 70% Last niedriger als bei 53% Last. Aus einem Abnahmeversuch der Kraftwerk Union AG geht hervor, daß sich der innere Turbinenwirkungsgrad der HD-Turbine mit steigender Last verbessert. Meßungenaugkeiten und Ablesedifferenzen könnten ein Grund für diese geringen Abweichungen sein.

### 11.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 70 % Last in den ersten 5 Sekunden

Durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 erhöht sich der Dampfmassenstrom in der kalten Zwischenüberhitzung. Die Folge ist ein Ansteigen des Abdampfdruckes der Hochdruck-Turbine.

#### (1) Berechnung des Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$P'_{\text{AHD}} = P_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$P'_{\text{AHD}} = 29,74 \cdot \frac{457,5}{423,55}$$

$$P'_{\text{AHD}} = \underline{32,12 \text{ bar}}$$

Daraus ergibt sich  $h'_{\text{AHD}}$  wie folgt :

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - ( h_{\text{RKH}} - h'_0 ) \cdot \eta_{\text{i-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3390,6 - ( 3390,6 - 2989 ) \cdot 0,849$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3049,6 \text{ kJ/kg}}$$

#### (2) Bemerkung zu der HZÜ

Es wird vorausgesetzt, daß der Dampfmassenstrom Austritt HZÜ aufgrund der Verzugszeit der Zwischenüberhitzung in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt. Dadurch bleibt der Eintrittszustand der MD-Turbine ebenfalls konstant.

#### (3) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$P'_{\text{A5}} = P_{\text{A5}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD1}}}{\dot{m}_{\text{MD1}}}$$

$$P'_{\text{A5}} = 14,7 \cdot \frac{423,12}{404,93}$$

$$P'_{\text{A5}} = \underline{15,36 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{A5}}$

$$h'_{\text{A5}} = h_{\text{RKM}} - ( h_{\text{RKM}} - h'_0 ) \cdot \eta_{\text{iMD1}}$$

$$h'_{\text{A5}} = 3491,7 - ( 3491,7 - 3311 ) \cdot 0,816$$

$$h'_{\text{A5}} = \underline{3344,3 \text{ kJ/kg}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD1}}{\dot{m}_{AMD1}}$$

$$p'_{A4} = 7,53 \cdot \frac{423,12}{404,93}$$

$$p'_{A4} = \underline{7,87 \text{ bar}}$$

Neue Austrittsenthalpie MD-Turbine

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{iMD2}$$

$$h'_{A4} = 3344,3 - (3344,3 - 3142) \cdot 0,892$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3163,8 \text{ kJ/kg}}$$

11.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $m_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $m'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der  $A_4$  auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälters ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,37 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 7,5 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3163,8 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

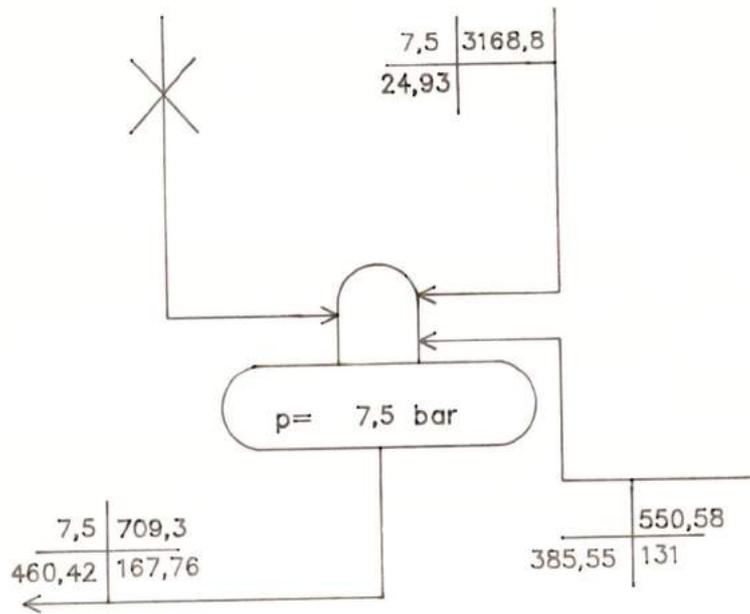
$$t_s = f(p = 7,5 \text{ bar}) = \underline{167,76 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h' = f(p = 7,5 \text{ bar}) = \underline{709,3 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 131 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t = 131 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{550,58 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter

Bedingung: Vorausgesetzt wird, daß der Hauptkondensatstrom in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt.

$$\dot{m}_K = 385,55 \text{ kg/s}$$

(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AS}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{385,55 \cdot (709,3 - 550,58)}{3163,8 - 709,3}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{24,93 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 423,12 - 24,93 - 7$$

$$\dot{m}_{ND} = \underline{391,19 \text{ kg/s}}$$

(3) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$P'_{ND} = P_{ND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$P'_{ND} = 7,3 \cdot \frac{391,19}{375,2}$$

$$P'_{ND} = \underline{7,61 \text{ bar}}$$

## 11.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A3}$

### 11.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der Anzapfung $A_3$

$$p'_{A3} = p_{A3} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{A3} = 3,2 \cdot \frac{391,19}{375,2}$$

$$p'_{A3} = \underline{3,34 \text{ bar}}$$

#### Neue Anzapfdampfenenthalpie $h'_{A3}$

$$h'_{A3} = h'_{RKN} - (h'_{RKN} - h'_0) \cdot \eta_{iND1}$$

$$h'_{A3} = 3163,8 - (3163,8 - 2949) \cdot 0,819$$

$$h'_{A3} = \underline{2987,9 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,14 \text{ bar}$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_g (p = 3,2 \text{ bar}) = \underline{135,75 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK3} = h' (p = 3,2 \text{ bar}) = \underline{570,9 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Austritt NDV 2

$$t_{AV2} = 94 \text{ }^\circ\text{C}$$

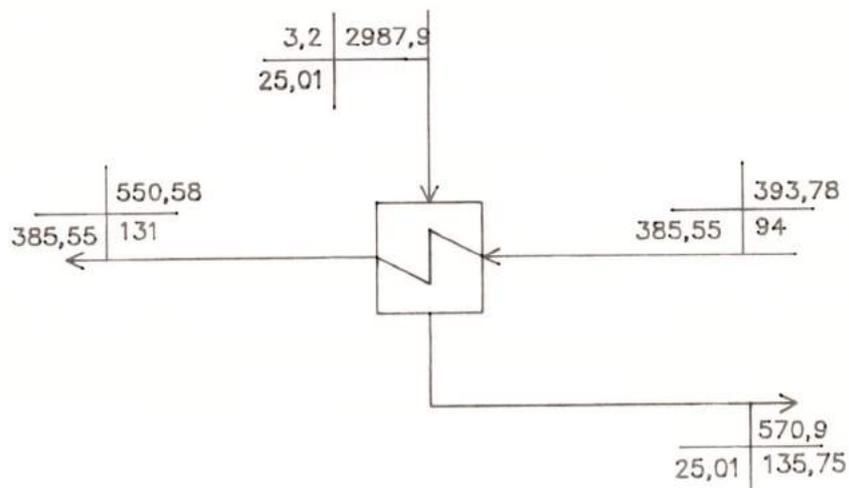
$$h_{AV2} = h' (t = 94 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{393,78 \text{ kJ/kg}}$$

#### Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 3,2 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2987,9 \text{ kJ/kg}$$

#### Wärmebilanz NDV 3



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{385,55 \cdot (550,58 - 393,78)}{2987,9 - 570,9}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{25,01 \text{ kg/s}}$$

11.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 0,97 \cdot \frac{366,18}{350,19}$$

$$p'_{A2} = \underline{1,01 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{iND2}$$

$$h'_{A2} = 2987,9 - (2987,9 - 2735) \cdot 0,863$$

$$h'_{A2} = \underline{2769,6 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK 2

$$t_{AKK2} = 57 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h'(t = 57 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{238,53 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$\text{Druckverlust der } A_3 \Delta p = 0,01 \text{ bar}$$

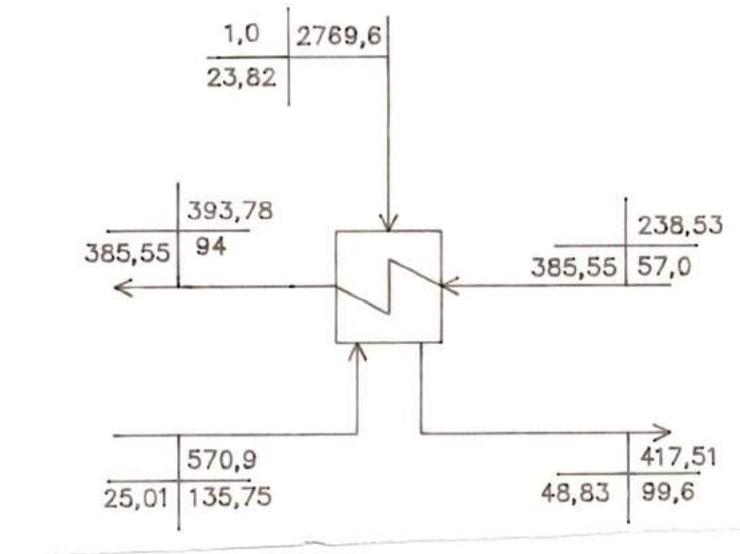
$$t_{NK2} = t_S(p = 1,00 \text{ bar}) = \underline{99,6 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK2} = h'(p = 1,00 \text{ bar}) = \underline{417,51 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 1,00 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2769,6 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{385,55 \cdot (393,78 - 238,53) - 25,01 \cdot (570,9 - 417,51)}{2769,6 - 417,51}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{23,82 \text{ kg/s}}$$

11.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{NKK2} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{NKK2} = 1,00 \text{ bar}$$

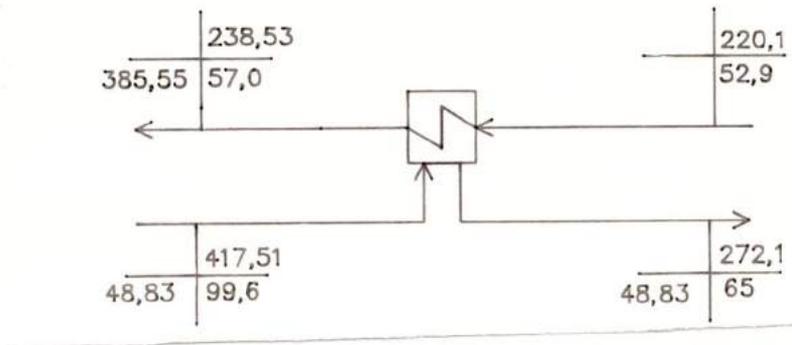
$$h_{NKK2} = f(p = 1,00 \text{ bar}; t = 65 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{272,1 \text{ kJ/kg}}$$

(1) Berechnung des Nebenkondensates Austritt KK 2

$$\dot{m}_{NK2} = \dot{m}_{NK3} + \dot{m}_{A2}$$

$$\dot{m}_{NK2} = 25,01 + 23,82$$

$$\dot{m}_{NK2} = \underline{48,83 \text{ kg/s}}$$

Wärmebilanz KK 2(2) Berechnung der Enthalpie Eintritt KK 2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{385,55 \cdot 238,53 - 48,83 \cdot (417,51 - 272,1)}{385,55}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{220,1 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{s}} (h = 220,1 \text{ kJ/kg}) = \underline{52,9 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

11.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A1}}$ 

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A1}}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 1.

(1) Ermittlung des neuen Anzapfdampfzustandes der Anzapfung  $A_1$ 

$$p'_{\text{A1}} = p_{\text{A1}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND3}}}{\dot{m}_{\text{ND3}}}$$

$$p'_{\text{A1}} = 0,187 \cdot \frac{342,36}{326,36}$$

$$p'_{\text{A1}} = p_{\text{A1E}} = \underline{0,196 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{A1E}}$

$$h'_{\text{A1E}} = h'_{\text{A2}} - (h'_{\text{A2}} - h'_0) \cdot \eta_{\text{iND3}}$$

$$h'_{\text{A1E}} = 2769,6 - (2769,6 - 2502) \cdot 0,862$$

$$h'_{\text{A1E}} = \underline{2538,9 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 1

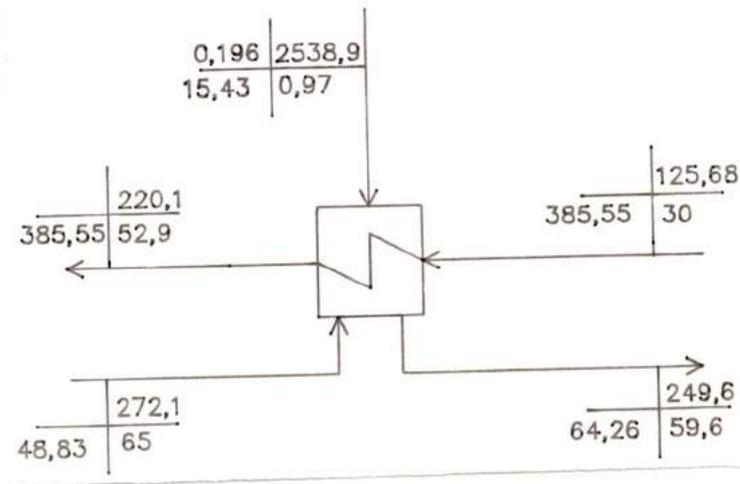
$$t_{\text{NK1}} = t_{\text{S}} (p = 0,196 \text{ bar}) = 59,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\text{NK1}} = h' (p = 0,196 \text{ bar}) = 249,6 \text{ kJ/kg}$$

Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{\text{EV1}} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_{\text{EV1}} = h' (t = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}) = 125,66 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 1(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A1}}$ 

$$\dot{m}_{\text{A1}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot (h_{\text{AV1}} - h_{\text{EV1}}) - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NKK2}} - h_{\text{NK1}})}{h_{\text{A1E}} - h_{\text{NK1}}}$$

$$\dot{m}_{\text{A1}} = \frac{385,55 \cdot (220,1 - 125,66) - 48,83 \cdot (272,1 - 249,6)}{2538,9 - 249,6}$$

$$\dot{m}_{\text{A1}} = 15,43 \text{ kg/s}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND-Vorwärmer

$$\dot{m}_{\text{NKND}} = \dot{m}_{\text{A1}} + \dot{m}_{\text{NK2}}$$

$$\dot{m}_{\text{NKND}} = 15,43 + 48,83$$

$$\dot{m}_{\text{NKND}} = 64,26 \text{ kg/s}$$

(3) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{\text{ABD.ND}} = \dot{m}_{\text{ND}} - \dot{m}_{\text{NKND}}$$

$$\dot{m}_{\text{ABD.ND}} = 391,19 - 64,26$$

$$\dot{m}_{\text{ABD.ND}} = \underline{326,93 \text{ kg/s}}$$

Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$p'_{\text{AND}} = p_{\text{AND}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND4}}}{\dot{m}_{\text{ND4}}}$$

$$p'_{\text{AND}} = 0,05 \cdot \frac{326,93}{311,02}$$

$$p'_{\text{AND}} = \underline{0,053 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie der ND-Turbine

$$h'_{\text{AND}} = h'_{\text{A1}} - ( h'_{\text{A1}} - h'_0 ) \cdot \eta_{\text{IND4}}$$

$$h'_{\text{AND}} = 2538,9 - ( 2538,9 - 2353 ) \cdot 0,629$$

$$h'_{\text{AND}} = \underline{2422 \text{ kJ/kg}}$$

## 11.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 70 % Last nach 5 Sekunden

### 11.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot ( h_{RKH} - h_{AHD} )$$

$$P_{HD} = 457,79 \cdot ( 3390,6 - 3049,6 )$$

$$P_{HD} = \underline{156,106 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot ( h_{RKM} - h_{A4} )$$

$$P_{MD} = 423,12 \cdot ( 3491,7 - 3163,8 )$$

$$P_{MD} = \underline{138,741 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot ( h_{RKN} - h_{A3} )$$

$$P_{ND1} = 391,19 \cdot ( 3163,8 - 2987,9 )$$

$$P_{ND1} = \underline{68,810 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} ) \cdot ( h_{A3} - h_{A2} )$$

$$P_{ND2} = ( 391,19 - 25,01 ) \cdot ( 2987,9 - 2769,6 )$$

$$P_{ND2} = \underline{79,937 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} ) \cdot ( h_{A2} - h_{A1} )$$

$$P_{ND3} = ( 391,19 - 25,01 - 23,82 ) \cdot ( 2769,6 - 2538,9 )$$

$$P_{ND3} = \underline{78,982 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1} ) \cdot ( h_{A1} - h_{AN} )$$

$$P_{ND4} = ( 391,19 - 25,01 - 23,82 - 15,43 ) \cdot ( 2538,9 - 2422 )$$

$$P_{ND4} = \underline{38,218 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 68,810 + 79,937 + 78,982 + 38,218$$

$$P_{ND} = \underline{265,947 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 265,947 + 138,741 + 156,106$$

$$P_T = \underline{560,794 \text{ MW}}$$

(5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{\text{BRUTTO2}} = P_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{G}}$$

$$P_{\text{BRUTTO2}} = 560,794 \cdot 0,988$$

$$P_{\text{BRUTTO2}} = \underline{554,064 \text{ MW}}$$

(6) Berechnung der Bruttoleistungserhöhung

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = P_{\text{BRUTTO2}} - P_{\text{BRUTTO}}$$

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = 554,064 - 550,360$$

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = \underline{3,704 \text{ MW}}$$

(7) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf die Ausgangsleistung

$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{\text{BRUTTO2}}}{P_{\text{BRUTTO}}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{554,064}{550,360} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{0,67 \%}$$

(8) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf Vollast

$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{\text{BRUTTO}}}{P_{\text{BRUTTO-100}}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{3,704}{784,328} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{0,47 \%}$$

In den ersten 5 Sekunden ist nur eine Mehrleistung von ca. 0,47% bezogen auf die Nennleistung zu erwarten. Diese geringe Mehrleistung ist auf das verspätete Einsetzen des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A6}}$  zurückzuführen, der erst die Zwischenüberhitzung durchlaufen muß.

11.7 Berechnung der Verzugszeit durch die gesamte Zwischenüberhitzung bei einer Last von 70 %.

11.7.1 Verzugszeit Kalte ZÜ

(1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens der Dampfmassenströme in der Kalten ZÜ

$$v_{KZÜ1} = f(p = 29,74 \text{ bar}; t = 315,3 \text{ °C}) = \underline{0,08493 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{KZÜ2} = f(p = 32,12 \text{ bar}; t = 325 \text{ °C}) = \underline{0,07984 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{mKZÜ} = \frac{v_{KZÜ1} + v_{KZÜ2}}{2}$$

$$v_{mKZÜ} = \frac{0,08493 + 0,07984}{2}$$

$$v_{mKZÜ} = \underline{0,08239 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

(2) Mittlerer Dampfmassenstrom in der Kalten ZÜ

$$\dot{m}_{KZÜ} = \dot{m}_{HD} - 0,5 \cdot \dot{m}_{VT}$$

$$\dot{m}_{KZÜ1} = 423,64 - 0,5 \cdot 0,58 = \underline{423,55 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{KZÜ2} = 457,79 - 0,5 \cdot 0,58 = \underline{457,5 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{mKZÜ} = \frac{\dot{m}_{KZÜ1} + \dot{m}_{KZÜ2}}{2}$$

$$\dot{m}_{mKZÜ} = \frac{423,55 + 457,5}{2}$$

$$\dot{m}_{mKZÜ} = \underline{440,525 \text{ kg/s}}$$

(3) Verzugszeit für die Kalte ZÜ

$$t_{KZÜ} = \frac{k_{KZÜ}}{\dot{m}_{mKZÜ} \cdot v_{mKZÜ}}$$

$$t_{KZÜ} = \frac{126,646}{440525 \cdot 0,08239}$$

$$t_{KZÜ} = \underline{3,49 \text{ s}}$$

### 11.8 Verzugszeit Heiße ZÜ

(1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens des Dampfmassenstromes in der Heißen ZÜ

$$v_{\text{HZÜ1}} = f(p = 26,89 \text{ bar}; t = 515,5 \text{ °C}) = \underline{0,13268 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{HZÜ2}} = f(p = 29,05 \text{ bar}; t = 515,4 \text{ °C}) = \underline{0,12258 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{v_{\text{HZÜ1}} + v_{\text{HZÜ2}}}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{0,13268 + 0,12258}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \underline{0,12763 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

(2) Mittlerer Dampfmassenstrom Heiße ZÜ

$$\dot{m}_{\text{HZÜ}} = \dot{m}_{\text{KZÜ}} - 0,5 \cdot \dot{m}_{\text{VL}}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ1}} = 423,55 - 0,5 \cdot 0,58 = 423,26 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ2}} = 457,50 - 0,5 \cdot 0,58 = 457,21 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{mHZÜ1}} + \dot{m}_{\text{mHZÜ2}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{423,26 + 457,21}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \underline{440,235 \text{ kg/s}}$$

(3) Verzugszeit für die Heiße ZÜ

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{k_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{mHZÜ}} \cdot v_{\text{mHZÜ}}}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{207,950}{440,235 \cdot 0,12763}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \underline{3,70 \text{ s}}$$

### 11.9 Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels

Die Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels ergibt sich aus beiliegenden Diagramm bei 72 % Last:

$$t_{\text{ZÜ}} = \underline{4,40 \text{ s}}$$

11.10 Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung

$$t_{\text{GZÜ}} = t_{\text{KZÜ}} + t_{\text{HZÜ}} + t_{\text{ZÜ}}$$

$$t_{\text{GZÜ}} = 3,49 + 3,70 + 4,40$$

$$t_{\text{GZÜ}} = \underline{11,59 \text{ s}}$$

Der zusätzlich zur Verfügung stehende Dampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A6}}$  kommt erst nach ca. 12 Sekunden zum Tragen.

12.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei einer Last von 70 % nach 30 Sekunden.

Durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5+6 erhöht sich der Dampfmassenstrom in der KZÜ. Dies bewirkt ein Ansteigen des Abdampfdruckes der HD-Turbine.

(1) Berechnung des neuen Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$P'_{\text{AHD}} = P_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$P'_{\text{AHD}} = 29,74 \cdot \frac{457,5}{423,55}$$

$$P'_{\text{AHD}} = \underline{32,12 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenenthalpie  $h'_{\text{AHD}}$

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - (h_{\text{RKH}} - h_0) \cdot \eta_{\text{l-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3390,6 - (3390,6 - 2989) \cdot 0,849$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3049,6 \text{ kJ/kg}}$$

(2) Berechnung des erhöhten Austrittsdruckes der HZÜ

$$P'_{\text{HZÜ}} = P_{\text{HZÜ}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{HZÜ}}}$$

$$P'_{\text{HZÜ}} = 26,89 \cdot \frac{457,21}{423,26}$$

$$P'_{\text{HZÜ}} = \underline{29,05 \text{ bar}}$$

Es wird vorausgesetzt, daß die Enthalpie des Dampfmassenstromes Austritt HZÜ konstant bleibt. Dadurch ergibt sich die Austrittstemperatur wie folgt:

$$t'_{\text{HZÜ}} = f ( P'_{\text{HZÜ}} = 29,05 \text{ bar ; } h_{\text{HZÜ}} = 3491,7 \text{ kJ/kg } ) = \underline{515,4 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

(3) Ermittlung des neuen Eintrittszustandes der MD-Teilurbine

$$P'_{\text{MD}} = P_{\text{MD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD}}}{\dot{m}_{\text{MD}}}$$

$$P'_{\text{MD}} = 26 \cdot \frac{457,07}{423,12}$$

$$P'_{\text{MD}} = \underline{28,09 \text{ bar}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes an der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$p'_{A5} = p_{A5} \cdot \frac{\dot{m}'_{MD}}{\dot{m}_{MD}}$$

$$p'_{A5} = 14,7 \cdot \frac{457,07}{404,93}$$

$$p'_{A5} = \underline{16,59 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfdampfenthalpie h'<sub>A5</sub>

$$h'_{A5} = h_{RKM} - (h_{RKM} - h'_0) \cdot \eta_{iMD1}$$

$$h'_{A5} = 3491,7 - (3491,7 - 3311) \cdot 0,816$$

$$h'_{A5} = \underline{3344,3 \text{ kJ/kg}}$$

(5) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD}}{\dot{m}_{AMD}}$$

$$p'_{A4} = 7,53 \cdot \frac{457,07}{404,93}$$

$$p'_{A4} = \underline{8,50 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie MD-Turbine

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{iMD2}$$

$$h'_{A4} = 3344,3 - (3344,3 - 3144) \cdot 0,892$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3165,7 \text{ kJ/kg}}$$

12.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der Anzapfung A<sub>4</sub> auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälter ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,40 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 8,10 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3165,7 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

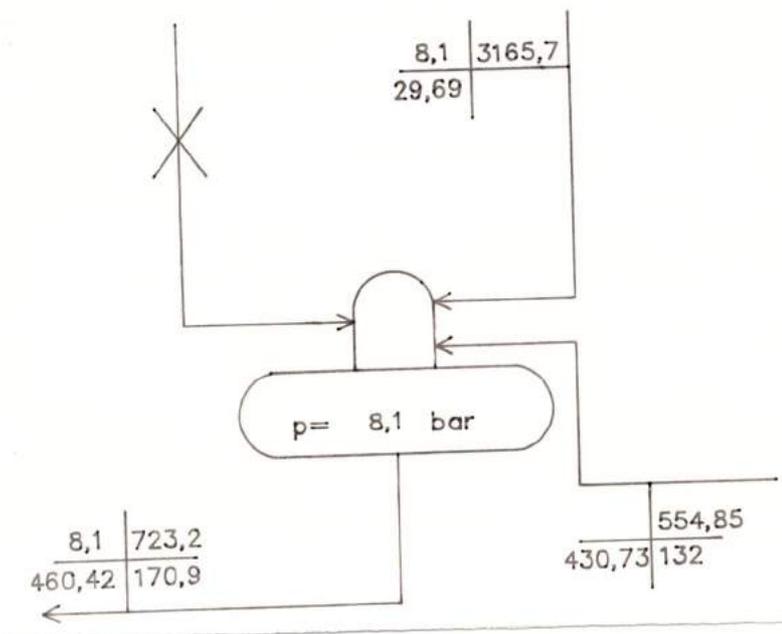
$$t_s = f(p = 8,10 \text{ bar}) = \underline{170,9 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h' = f(p = 8,10 \text{ bar}) = \underline{723,2 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 132 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t = 132 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{554,85 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{460,42 \cdot (723,2 - 554,85)}{3165,7 - 554,85}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{29,69 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_{AV3} = \dot{m}_K = \dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 460,62 - 29,69$$

$$\dot{m}_K = \underline{430,73 \text{ kg/s}}$$

(3) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{Hi}$$

$$\dot{m}_{ND} = 457,07 - 29,69 - 7$$

$$\dot{m}_{ND} = \underline{420,38 \text{ kg/s}}$$

(4) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$p'_{ND} = p_{ND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{ND} = 7,3 \cdot \frac{420,38}{375,2}$$

$$p'_{ND} = \underline{8,18 \text{ bar}}$$

12.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 12.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der Anzapfung  $A_3$ 

$$p'_{A3} = p_{A3} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{A3} = 3,2 \cdot \frac{420,38}{375,2}$$

$$p'_{A3} = \underline{3,59 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfenthalpie  $h'_{A3}$ 

$$h'_{A3} = h'_{RKN} - (h'_{RKN} - h'_{0}) \cdot \eta_{iND1}$$

$$h'_{A3} = 3165,7 - (3165,7 - 2952) \cdot 0,819$$

$$h'_{A3} = \underline{2990,7 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,14 \text{ bar}$

Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_s (p= 3,45 \text{ bar}) = 138,36 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{NK3} = h' (p= 3,45 \text{ bar}) = \underline{582,1 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 2

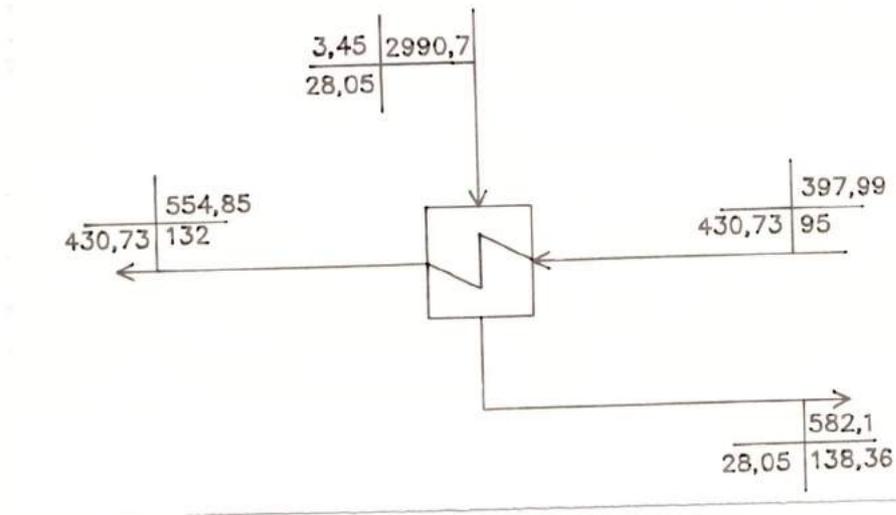
$$t_{AV2} = 95 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t= 95 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{397,99 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 3,45 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2990,7 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{430,73 \cdot (554,85 - 397,99)}{2990,7 - 582,1}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{28,05 \text{ kg/s}}$$

12.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 0,97 \cdot \frac{430,73}{350,19}$$

$$p'_{A2} = \underline{1,1 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{iND2}$$

$$h'_{A2} = 2990,7 - (2990,7 - 2783) \cdot 0,863$$

$$h'_{A2} = \underline{2772,6 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 58 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 58 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{242,72 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$\text{Druckverlust der } A_2: \Delta p = 0,05 \text{ bar}$$

$$t_{NK2} = t_s (p = 1,05 \text{ bar}) = \underline{101 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

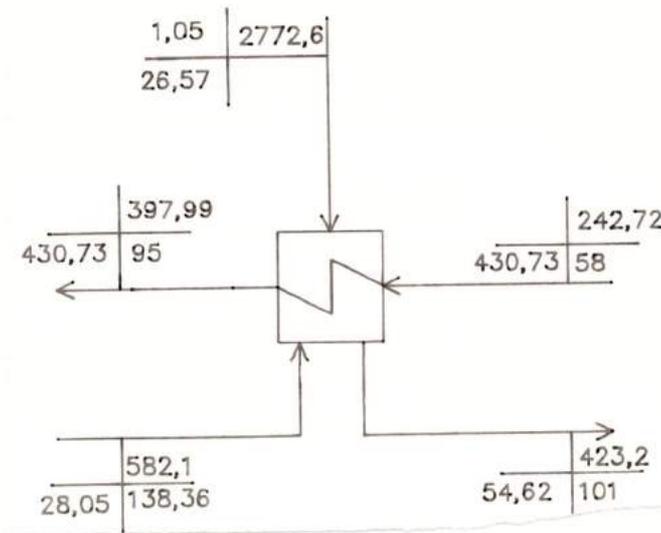
$$h_{NK2} = h' (p = 1,05 \text{ bar}) = \underline{423,2 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 1,05 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2772,6 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{430,73 \cdot (397,99 - 242,72) - 28,05 \cdot (582,1 - 423,2)}{2772,6 - 423,2}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{26,57 \text{ kg/s}}$$

### 12.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

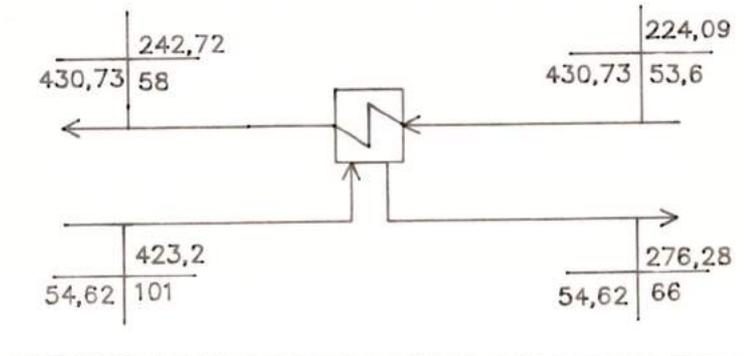
#### Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\begin{aligned} t_{\text{NKK2}} &= 66 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_{\text{NKK2}} &= 1,05 \text{ bar} \\ h_{\text{NKK2}} &= f(p= 1,05 \text{ bar}; t= 66 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{276,28 \text{ kJ/kg}} \end{aligned}$$

#### (1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{NK2}} &= \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}} \\ \dot{m}_{\text{NK2}} &= 28,05 + 26,57 \\ \dot{m}_{\text{NK2}} &= \underline{54,62 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

#### Wärmebilanz KK2



#### (2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK 2

$$\begin{aligned} h_{\text{EKK2}} &= \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}} \\ h_{\text{EKK2}} &= \frac{430,73 \cdot 242,72 - 54,62 \cdot (423,2 - 276,28)}{430,73} \end{aligned}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{224,09 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}} (h= 224,09 \text{ kJ/kg}) = \underline{53,6 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

### 12.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A1}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 1.

#### Anzapfdampf Eintritt NDV 1

$$p'_{A1} = p_{A1} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND3}}{\dot{m}_{ND3}}$$

$$p'_{A1} = 0,187 \cdot \frac{365,76}{326,36}$$

$$p'_{A1} = p_{A1E} = \underline{0,21 \text{ bar}}$$

#### Neue Anzapfdampfenthalpie $h'_{A1E}$

$$h'_{A1E} = h'_{A2} - (h'_{A2} - h'_0) \cdot \eta_{iND3}$$

$$h'_{A1E} = 2772,6 - (2772,6 - 2503) \cdot 0,862$$

$$h'_{A1E} = \underline{2540,2 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 1

$$t_{NK1} = t_s (p = 0,21 \text{ bar}) = \underline{61,15 \text{ }^\circ\text{C}}$$

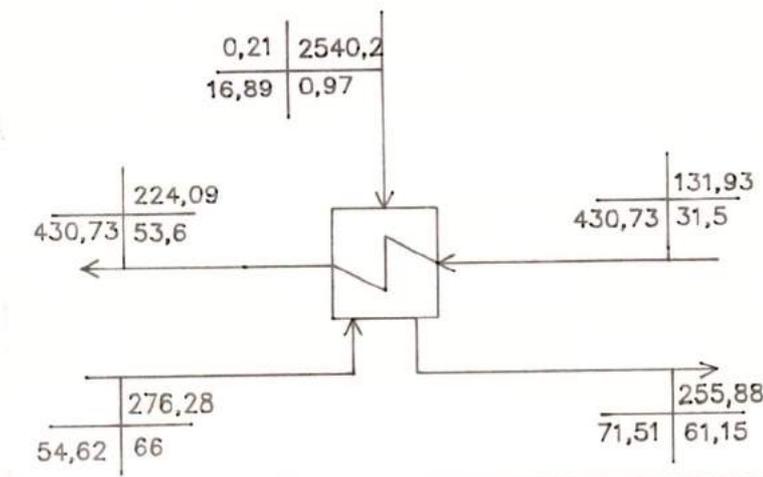
$$h_{NK1} = h' (p = 0,21 \text{ bar}) = \underline{255,88 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 31,5 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{131,93 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz NDV 1



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A1}$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{430,73 \cdot (224,09 - 131,93) - 54,62 \cdot (276,28 - 255,88)}{2540,2 - 255,88}$$

$$\dot{m}_{A1} = \underline{16,89 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe des Nebenkondensates der ND-Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{A1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 16,89 + 54,62$$

$$\dot{m}_{NKND} = \underline{71,51 \text{ kg/s}}$$

(3) Abdampfmassenstrom der ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 420,38 - 71,51$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \underline{348,87 \text{ kg/s}}$$

(4) Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$p'_{AND} = p_{AND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND4}}{\dot{m}_{ND4}}$$

$$p'_{AND} = 0,05 \cdot \frac{348,87}{311,02}$$

$$p'_{AND} = \underline{0,056 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{AND}$

$$h'_{AND} = h'_{A1} - (h'_{A1} - h'_0) \cdot \eta_{iND4}$$

$$h'_{AND} = 2540,2 - (2540,2 - 2356) \cdot 0,629$$

$$h'_{AND} = \underline{2424,4 \text{ kJ/kg}}$$

## 12.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 70 % Last nach 30 Sekunden

### 12.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot ( h_{RKH} - h_{AHD} )$$

$$P_{HD} = 457,79 \cdot ( 3390,6 - 3049,6 )$$

$$P_{HD} = \underline{156,106 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot ( h_{RKM} - h_{A4} )$$

$$P_{MD} = 457,07 \cdot ( 3491,7 - 3165,7 )$$

$$P_{MD} = \underline{149,005 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot ( h_{RKN} - h_{A3} )$$

$$P_{ND1} = 420,38 \cdot ( 3165,7 - 2990,7 )$$

$$P_{ND1} = \underline{73,567 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} ) \cdot ( h_{A3} - h_{A2} )$$

$$P_{ND2} = ( 420,48 - 28,05 ) \cdot ( 2990,7 - 2772,6 )$$

$$P_{ND2} = \underline{85,567 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} ) \cdot ( h_{A2} - h_{A1} )$$

$$P_{ND3} = ( 420,38 - 28,05 - 26,57 ) \cdot ( 2772,6 - 2540,2 )$$

$$P_{ND3} = \underline{85,003 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1} ) \cdot ( h_{A1} - h_{AN} )$$

$$P_{ND4} = ( 420,38 - 28,05 - 26,57 - 16,89 ) \cdot ( 2540,2 - 2424,4 )$$

$$P_{ND4} = \underline{40,399 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 73,567 + 85,567 + 85,003 + 40,399$$

$$P_{ND} = \underline{284,536 \text{ MW}}$$

(4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 284,536 + 149,005 + 156,106$$

$$P_T = \underline{589,647 \text{ MW}}$$

(5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO2} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO2} = 589,647 \cdot 0,988$$

$$P_{BRUTTO2} = \underline{582,571 \text{ MW}}$$

(6) Berechnung der Bruttoleistungserhöhung

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO2} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 582,571 - 550,360$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = \underline{32,211 \text{ MW}}$$

(7) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf die Ausgangsleistung

$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{BRUTTO2}}{P_{BRUTTO}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{582,571}{550,360} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{5,85 \%}$$

(8) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf Vollast

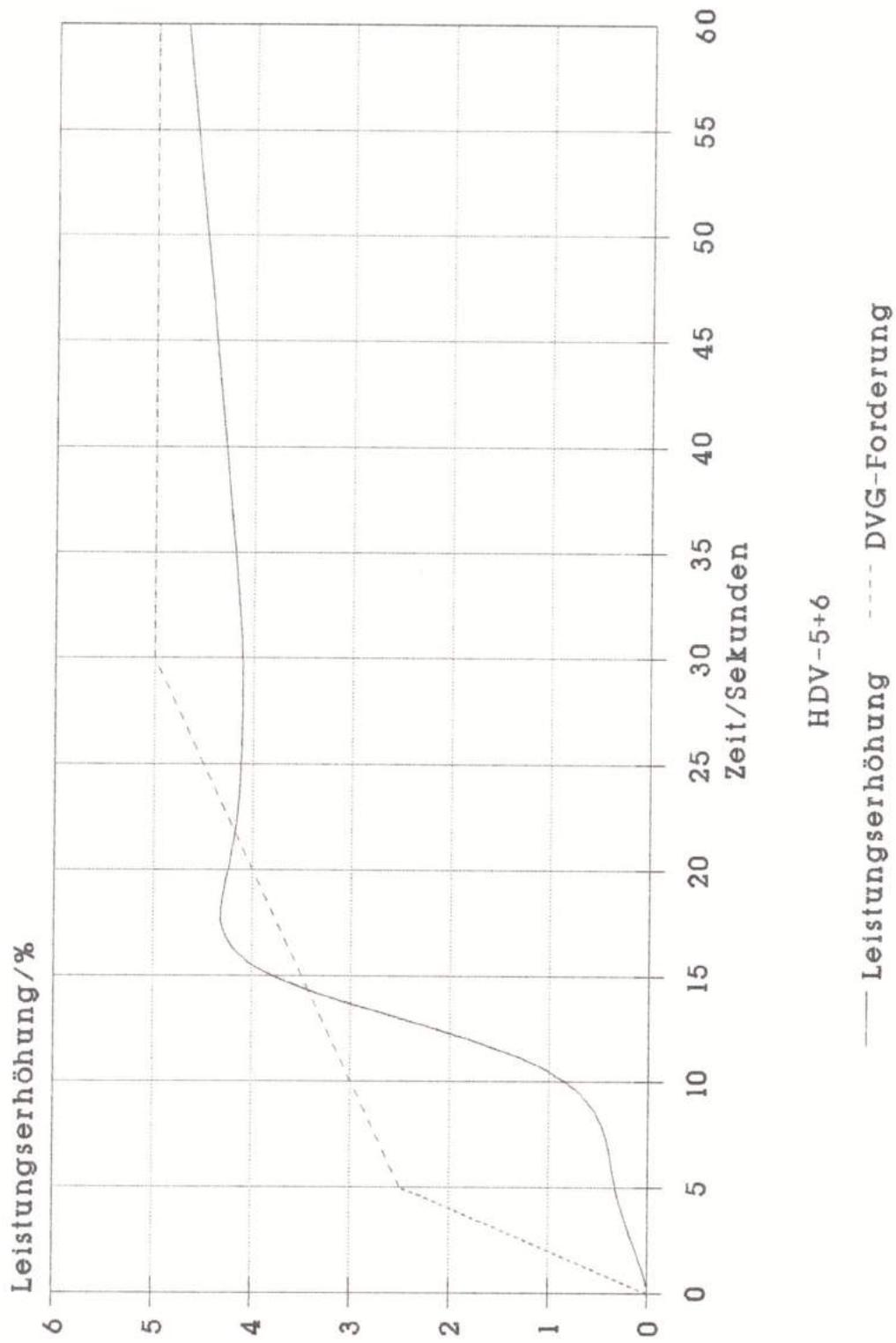
$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO \ 100\%}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{32,211}{784,328} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{4,11 \%}$$

Durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 wird die DVG-Forderung in dieser Laststufe nicht erfüllt.

Leistungssteigerung bezogen auf 100 %  
durch dampfseitiges Abschalten der HDV



70 %

13.0 Bestimmung der neuen Anzapfdrücke und Anzapfdampfenthalpien zur Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (70% Last)

$$p_{A'} = \frac{p_A \cdot \dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

(1) Berechnung des neuen Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine:

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{ND} &= \dot{m}_{ND70\%} + \dot{m}_{A4} \\ \dot{m}'_{ND} &= 375,2 + 22,73 = \underline{397,93 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(2) Berechnung der neuen Anzapfdrücke

$$p_{A'} = \frac{0,050 \cdot 397,93}{311,02} = \underline{0,064 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{0,187 \cdot 397,93}{326,36} = \underline{0,23 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{0,76 \cdot 397,93}{350,19} = \underline{1,1 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{2,5 \cdot 397,93}{375,2} = \underline{3,4 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{5,5 \cdot 397,93}{375,2} = \underline{7,74 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{5,69 \cdot 397,93}{375,2} = \underline{7,98 \text{ bar}}$$

(3) Bestimmung der neuen Anzapfdampfenthalpie

Für die Berechnung der neuen Anzapfdampfenthalpien wird ein konstantes  $\eta_i$  angenommen.

Bestimmung von  $h'_{A4}$

$$h_{A5} = 3337 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O4} = 3150 \text{ kJ/kg (p= 7,98 bar)}$$

$$h_{tMD2} = 3337 - 3150 = \underline{187 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iMD2} = 0,8292 \cdot 187 = \underline{166,8 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A4} = 3337 - 166,8 = \underline{3170,2 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung der Radkammerenthalpie ND-Turbine

$$h'_{\text{RKN}} = 3170,2 \text{ kJ/kg}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A3}}$ 

$$h_{\text{O3}} = 2957 \text{ kJ/kg (p= 3,4 bar)}$$

$$h_{\text{tND1}} = 3170,2 - 2957 = \underline{213,2 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND1}} = 0,819 \cdot 213,2 = \underline{174,61 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A3}} = 3170,2 - 174,61 = \underline{2996 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A2}}$ 

$$h_{\text{O2}} = 2750 \text{ kJ/kg (p= 1,1 bar)}$$

$$h_{\text{tND2}} = 2996 - 2750 = \underline{246 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND2}} = 0,863 \cdot 246 = \underline{212,3 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A2}} = 2996 - 212,3 = \underline{2784 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A1}}$ 

$$h_{\text{O1}} = 2522 \text{ kJ/kg (p= 0,23 bar)}$$

$$h_{\text{tND3}} = 2784 - 2522 = \underline{262 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND3}} = 0,862 \cdot 262 = \underline{225,85 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A1}} = 2784 - 225,85 = \underline{2558,2 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{AN}}$ 

$$h_{\text{OAN}} = 2278 \text{ kJ/kg (p= 0,064 bar)}$$

$$h_{\text{tND4}} = 2558,2 - 2378 = \underline{180,2 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND4}} = 0,629 \cdot 180,2 = \underline{113,35 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{AN}} = 2558,2 - 113,35 = \underline{2444,85 \text{ kJ/kg}}$$

### 13.1 Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer bei 70 % Last $\cong$ 550,360 MW

#### (1) Leistung der HD-Turbine

Die Leistung der HD-Turbine bleibt mit  $P_{HD} = 163,385$  MW konstant.

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

Die Leistung der MD-Teilturbine bleibt mit  $P_{MD1} = 65,457$  MW ebenfalls konstant.

$$P_{MD2} = (m_{MD} - m_{A5}) \cdot (h_{A5} - h'_{A4})$$

$$P_{MD2} = (423,12 - 18,19) \cdot (3337 - 3170,2) = \underline{67,542 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2} = 65,457 + 67,542 = \underline{132,999 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND} = m_{ND} \cdot (h'_{RKN} - h'_{AN})$$

$$P_{ND} = 397,93 \cdot (3170,2 - 2444,85) = \underline{288,639 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 288,639 + 132,999 + 163,385 = \underline{585,023 \text{ MW}}$$

#### (5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO1} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO1} = 585,023 \cdot 0,988 = \underline{578,003 \text{ MW}}$$

#### (6) Leistungserhöhung $\Delta P_{BRUTTO}$

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO1} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 578,003 - 550,360 = \underline{27,643 \text{ MW}}$$

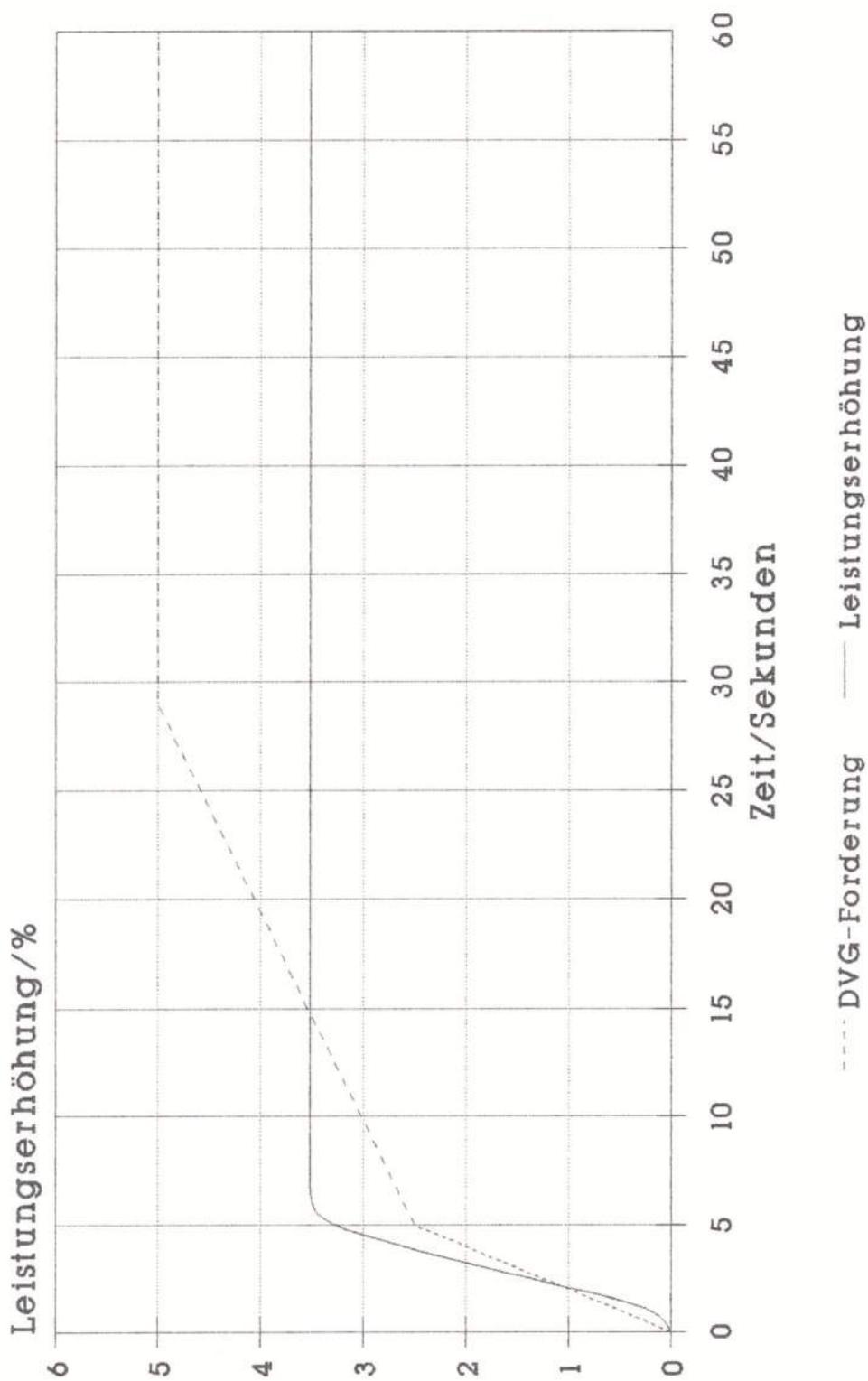
#### (7) Leistungserhöhung $\Delta P$ in %

$$\Delta P\% = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO100\%}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P\% = \frac{27,643}{784,328} \cdot 100\% = \underline{3,52 \%}$$

Die DVG-Forderung wird in dieser Teillaststufe nicht erfüllt. Es werden zwar 2,5% Mehrleistung nach 5 Sekunden erzielt, jedoch sind 5% Mehrleistung nach 30 Sekunden nicht zu erreichen. Zusätzliche Maßnahmen sind erforderlich um die Forderung zu erfüllen. In der Schlußbetrachtung wird auf eine dieser Maßnahmen eingegangen.

Leistungserhöhung durch Kondensatstop  
 und dampfseitiges Abschalten der NDV  
 SWB - NDV-3 - NDV-2 - NDV-1



70 %

13.2 Berechnung der für den Kondensatstopp zur Verfügung stehenden Zeit bei 70% Last und konstantem Speisewasserbedarf  $m_{SP} = 460,42 \text{ kg/s}$

Für diese Berechnung wird das gleiche Niveau des Speisewasserbehälters zugrunde gelegt wie bei 53 % Last.

(1) Die gesamte zur Verfügung stehende Speisewassermenge beträgt somit

$$V_{SPW} = \underline{260,9 \text{ m}^3}$$

Da durch die Hochdruckvorwärmer immer Nebenkondensat in den Kondensatstaubebehälter fließt, ergibt sich der Speisewasserbedarfsmassenstrom wie folgt:

(2) Berechnung Speisewasserbedarfsmassenstrom

$$\begin{aligned} m_{SPWB} &= m_{SPW} - m_{NKS} \\ m_{SPWB} &= 460,42 - 52,14 = \underline{408,28 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(3) Berechnung Speisewassermasse

Um die Speisewassermasse zu ermitteln ist das spezifische Volumen des Speisewassers zu bestimmen.

$$v' = f(p = 7,2 \text{ bar}; t = 166,10^\circ \text{C}) = \underline{0,0011096 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$m_{SPW} = \frac{V_{SPW}}{v'}$$

$$m_{SPW} = \frac{260,9 \text{ m}^3 \text{ kg}}{0,0011096 \text{ m}^3} = \underline{235130 \text{ kg}}$$

(4) Berechnung der zur Verfügung stehenden Zeit für den Kondensatstopbetrieb im stationären Betrieb

$$t_{70\%} = \frac{m_{SPW}}{m_{SPWB}}$$

$$t_{70\%} = \frac{235130}{408,28} = 576 \text{ s} \approx \underline{9 \text{ Minuten } 36 \text{ Sekunden}}$$

Die kombinierte Abschaltung ist bei 70 % Last nach ca. 9 Minuten aufzuheben, um die Verfügbarkeit des Blockes nicht zu gefährden.

14.0 Meßwerttabelle 100 % Last  $\cong$  784,328 MW

Versuchstag: 01.03.89

Frischdampf Temperatur hinter Kessel	°C	525,7
Frischdampf massenstrom hinter Kessel	kg/s	652
Frischdampfdruck hinter Kessel	bar	186,4
Radkammerdruck HD-Turbine	bar	171,4
Druck Kalte Zwischenüberhitzung	bar	41,7
Druck Heiße Zwischenüberhitzung	bar	37,0
Temperatur Heiße Zwischenüberhitzung	°C	526,3
Druck Anzapfung A6	bar	41,7
Temperatur Anzapfung A6	°C	311,1
Druck Anzapfung A5	bar	20,7
Temperatur Anzapfung A5	°C	445
Druck Anzapfung A4	bar	10,5
Temperatur Anzapfung A4	°C	355,5
Druck Anzapfung A3	bar	4,46
Temperatur Anzapfung A3	°C	259
Druck Anzapfung A2	bar	1,44
Temperatur Anzapfung A2	°C	151
Druck Anzapfung A1	bar	0,23
Kondensatordruck	bar	0,06
Druck Speisewasser vor Kessel	bar	254,7
HD-Einspritzwasser	kg/s	22,5
Druck Speisewasser hinter HDV6	bar	254,7
Temperatur Speisewasser hinter HDV6	°C	248,4
Temperatur Speisewasser hinter HDV5	°C	212,4
Speisewassermassenstrom hinter Speisepumpen	kg/s	653,5
Druck Speisewasser vor HDV5	bar	260,7
Druck Speisewasserbehälter	bar	10,0
Temperatur hinter NDV3	°C	142
Temperatur Hauptkondensat vor Hauptkondensatpumpen	°C	34,5
Temperatur Hauptkondensat hinter NDV2	°C	105
Temperatur Hauptkondensat hinter KK2	°C	65
Temperatur Nebenkondensat von KK2	°C	75
Temperatur Hauptkondensat hinter KK1	°C	43,5
Zwischenüberhitzer-Einspritzwasser	kg/s	0,00

Bei allen angegebenen Drücken handelt es sich um absolute Drücke.

14.1 Leistungsberechnung der Turbinenanlage bei einem Frischdampfmassenstrom von  
 $\dot{m}_{FD} = 652 \text{ kg/s} \hat{=} \text{Vollast (100 \%)}$

14.2 Berechnung der Dampfmassenstromverluste

(1) Kreislaufverluste

$$\dot{m}_V = 2 \cdot (\dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{FD})$$

$$\dot{m}_V = 2 \cdot (653,5 - 652) = \underline{3,0 \text{ kg/s}}$$

(2) Kesselverluste

$$\dot{m}_{VK} = 0,4 \cdot \dot{m}_V$$

$$\dot{m}_{VK} = 0,4 \cdot 3,0 = \underline{1,2 \text{ kg/s}}$$

(3) Leitungsverluste

$$\dot{m}_{VL} = 0,2 \cdot \dot{m}_V$$

$$\dot{m}_{VL} = 0,2 \cdot 3,0 = \underline{0,6 \text{ kg/s}}$$

(4) Turbinenverluste

$$\dot{m}_{VT} = 0,4 \cdot \dot{m}_V$$

$$\dot{m}_{VT} = 0,4 \cdot 3,0 = \underline{1,2 \text{ kg/s}}$$

(5) Stopfbüchsenverlust

$$\dot{m}_{STB} = 0,0641 \cdot p_{AHD}$$

$$\dot{m}_{STB} = 0,0641 \cdot 41,7 \text{ bar} = \underline{2,7 \text{ kg/s}}$$

14.3 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A6}$  und des Dampfmassenstromes  
Eintritt Mitteldruckturbine  $\dot{m}_{MD}$

(1) Dampfmassenstrom Austritt HD-Teilturbine

$$\dot{m}_{HD} = \dot{m}_{FD} - \dot{m}_{STB}$$

$$\dot{m}_{HD} = 652 - 2,7 = \underline{649,3 \text{ kg/s}}$$

Um an den Dampfmassenstrom Eintritt Mitteldruckturbine zu kommen, ist eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 6 notwendig. Aus der Wärmebilanz errechnet sich der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A6}$ .

### 14.3.1 Wärmebilanz HDV 6

Der Druckverlust in der Anzapfung 6, vom Austritt der HD-Turbine bis zum Eintritt des HDV 6, wird mit  $\Delta p \approx 1,7$  bar angenommen.

Die Druckverluste zwischen Speisepumpen und Kesseleintritt betragen laut Messung  $\Delta p = 6$  bar. Der Druckverlust über HDV 6 wird mit  $\Delta p = 2,3$  bar angenommen.

Der Druckverlust über HDV 5 beträgt  $\Delta p = 3,7$  bar.

#### HDV 6 Eintritt

$$t_{EVA6} = f(p = 40 \text{ bar}; h = 2987,8 \text{ kJ/kg}) = \underline{309,4 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$p_{EVA6} = p_{AHD} - \Delta p = 41,7 - 1,7 = \underline{40 \text{ bar}}$$

#### Speisewasser Austritt HDV 6

$$t_{EK} = 248,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{EK} = 254,7 \text{ bar}$$

$$h_{EK} = f(p = 254,7 \text{ bar}; t = 248,4 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{1080,3 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat HDV 6

$$t_{NK6} = t_s(p = 40 \text{ bar}) = 250,33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{NK6} = h'(p = 40 \text{ bar}) = 1087,4 \text{ kJ/kg}$$

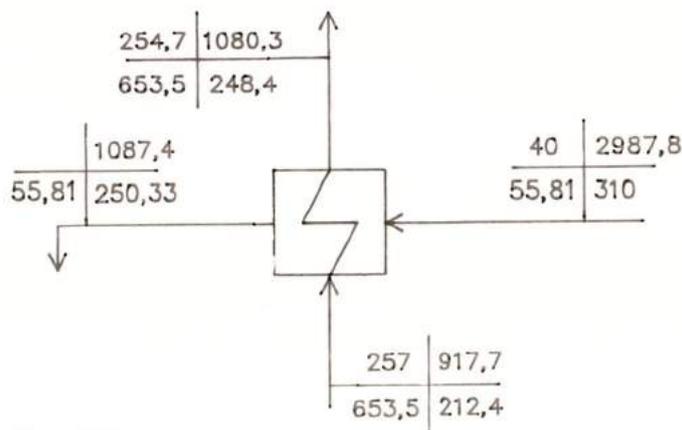
#### Speisewasser Austritt HDV 5

$$t_{AV5} = 212,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{AV5} = 257 \text{ bar}$$

$$h_{AV5} = f(p = 257 \text{ bar}; t = 212,4 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{917,7 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz HDV 6



#### (1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom $\dot{m}_{A6}$

$$\dot{m}_{A6} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{EK} - h_{AV5})}{h_{EVA6} - h_{NK6}}$$

$$\dot{m}_{A6} = \frac{653,5 \cdot (1080,3 - 917,7)}{2987,8 - 1087,4}$$

$$\dot{m}_{A6} = \underline{55,81 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung Dampfmassenstrom Eintritt MD-Turbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{MD} &= \dot{m}_{HD} - \dot{m}_{A6} - 0,5 \cdot \dot{m}_{VL} - \dot{m}_{VT} \\ \dot{m}_{MD} &= 649,3 - 55,81 - 0,3 - 1,2 \\ \dot{m}_{MD} &= \underline{591,99 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Es wurde keine Einspritzwassermenge im Zwischenüberhitzerteil des Kessels gemessen. Nach der Zwischenüberhitzung, d.h. Heiße ZÜ, wurde ein Druck von 37 bar absolut gemessen. Über den Stellventilen der MD-Turbine wird ein Druckverlust von  $\Delta p = 2,0$  bar angenommen.

14.4 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$ 

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A5}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Hochdruckvorwärmer HDV 5.

HDV 5 Eintritt

$$\begin{aligned}\text{Druckverlust bis HDV 5: } \Delta p &\approx 0,7 \text{ bar} \\ h_{EVA5} &= 3345,7 \text{ kJ/kg} \\ p_{EVA5} &= 20,0 \text{ bar} \\ t_{EVA5} &= f(p = 20,0 \text{ bar}; h_{EVA5} = 3345,7 \text{ kJ/kg}) = \underline{444 \text{ }^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

Austritt Speisewasserbehälter

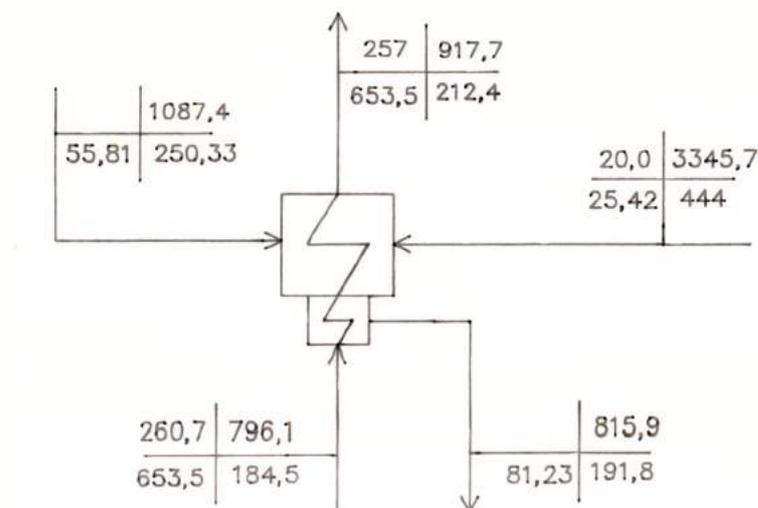
$$\begin{aligned}\text{Druck im Speisewasserbehälter: } &10,0 \text{ bar} \\ t_{AS} &= t_S(p = 10,0 \text{ bar}) = 179,88 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{AS} &= h'(p = 10,0 \text{ bar}) = \underline{762,61 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Austritt Speisewasserpumpe

$$\begin{aligned}\text{Druck hinter Speisewasserpumpe: } p &= 260,7 \text{ bar} \\ \text{Temperaturerhöhung des Speisewassers durch die Arbeit der Speisepumpe } \Delta t &= 4,6 \text{ K} \\ t_{EV5} &= 184,5 \text{ }^\circ\text{C} \\ h_{EV5} &= f(p = 260,7 \text{ bar}; t = 184,5 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{796,1 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Nebenkondensat HDV 5

$$\begin{aligned}\text{Grädigkeit des Kondensatkühlers des HDV 5 aus Abnahmeprotokoll: } \psi &= 7,3 \text{ K} \\ t_{NK5} &= t_{EV5} + \psi = 184,5 + 7,3 = \underline{191,8 \text{ }^\circ\text{C}} \\ h_{NK5} &= h'(t = 191,8 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{815,9 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

Wärmebilanz HDV 5

(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A5}$ 

$$\dot{m}_{A5} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AV5} - h_{EV5}) - \dot{m}_{A6} \cdot (h_{NK6} - h_{NK5})}{h_{EVA5} - h_{NK5}}$$

$$\dot{m}_{A5} = \frac{653,5 \cdot (917,7 - 796,1) - 55,81 \cdot (1087,4 - 815,9)}{3345,7 - 815,9}$$

$$\dot{m}_{A5} = \underline{25,42 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat Hochdruckvorwärmer

$$\dot{m}_{NK5} = \dot{m}_{A5} + \dot{m}_{A6}$$

$$\dot{m}_{NK5} = 25,42 + 55,81 = \underline{81,23 \text{ kg/s}}$$

14.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$  ist eine Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,5 \text{ bar}$

$h_{ESA4} = 3169,3 \text{ kJ/kg}$

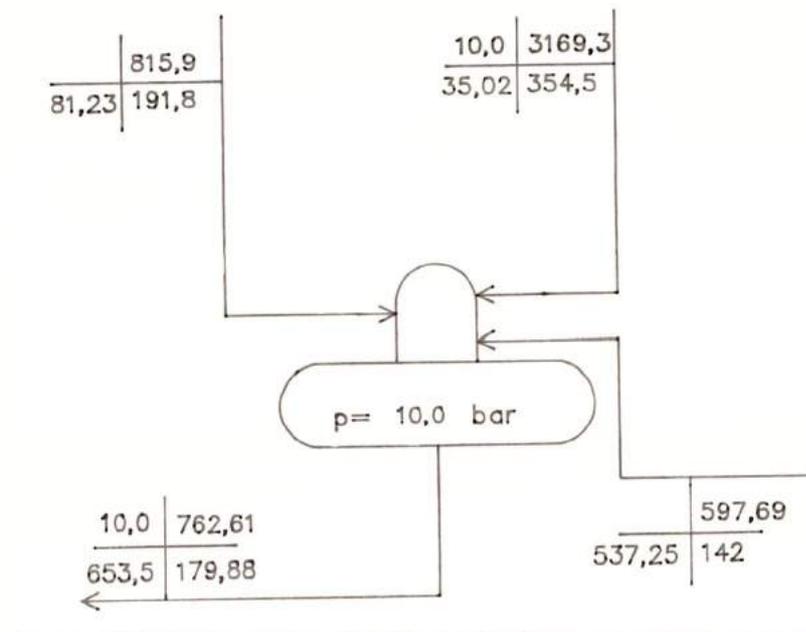
$p_{ESA4} = 10,0 \text{ bar}$

$t_{ESA4} = f(p = 10,0 \text{ bar}; h = 3169,3 \text{ kJ/kg}) = \underline{354 \text{ }^\circ\text{C}}$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$t_{AV3} = 142 \text{ }^\circ\text{C}$

$h_{AV3} = h'(t = 142 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{597,69 \text{ kJ/kg}}$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter

(1) Berechnung des Massenstromes Austritt NDV 3

$$\dot{m}_{AV3} = \dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_X = \dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{NK5}$$

$$\dot{m}_X = 653,5 - 81,23 = \underline{572,27 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot h_{AS} - \dot{m}_{NK5} \cdot h_{NK5} - \dot{m}_X \cdot h_{AV3}}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{653,5 \cdot 762,61 - 81,23 \cdot 815,9 - 572,23 \cdot 597,69}{3169,3 - 597,69}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{35,02 \text{ kg/s}}$$

(3) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_K = \dot{m}_X - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 572,27 - 35,02 = \underline{537,25 \text{ kg/s}}$$

14.6 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_S (p = 4,2 \text{ bar}) = 145,39 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{NK3} = h' (p = 4,2 \text{ bar}) = \underline{612,27 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 2

$$t_{AV2} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV2} = h' (t = 105 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{440,17 \text{ kJ/kg}}$$

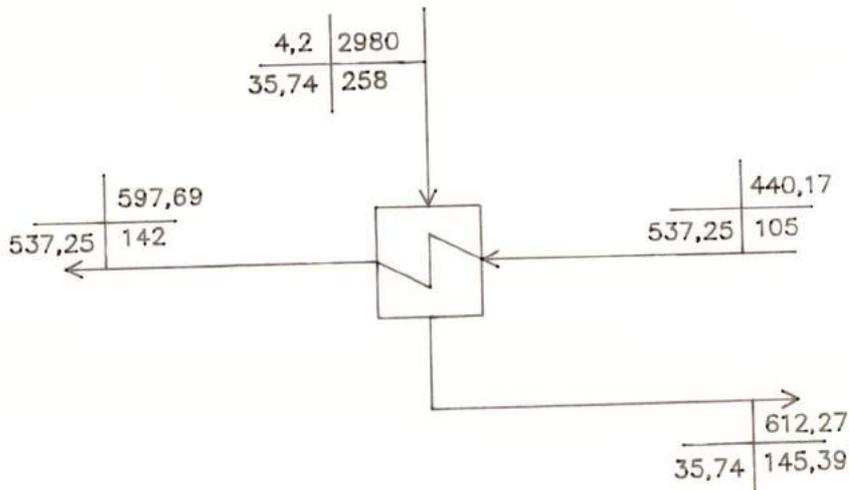
Anzapfdampf Eintritt NDV 3

Druckverlust bis NDV 3:  $\Delta p = 0,26 \text{ bar}$

$$h_{A3E} = 2980 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{A3E} = 4,2 \text{ bar}$$

$$t_{A3E} = f (p = 4,2 \text{ bar}; h = 2980 \text{ kJ/kg}) = \underline{258 \text{ }^\circ\text{C}}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{537,25 \cdot (597,69 - 440,17)}{2980 - 612,27}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{35,74 \text{ kg/s}}$$

14.7 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

Wichtige Bemerkung: Bei der 100 % Laststufe wurde eine Anzapfdampf-temperatur der Anzapfung A2 von 135 °C gemessen. Mit dieser Anzapfdampf-temperatur würde wieder ein unrealistischer innerer Turbinen-wirkungsgrad herauskommen. Für diese Berechnung wurde ein innerer Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,8762$  angesetzt (KWU Abnahmeprotokoll).

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 65^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h'(t = 65^\circ\text{C}) = \underline{269,4 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$t_{NK2} = t_S(p = 1,4 \text{ bar}) = 109,32^\circ\text{C}$$

$$h_{NK2} = h'(p = 1,4 \text{ bar}) = \underline{458,42 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung der Anzapfdampfenthalpie Eintritt NDV 2  $h_{A2E}$ Druckverlust bis NDV 2:  $\Delta p = 0,04 \text{ bar}$ 

$$h_{A3} = 2980 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O2} = 2745 \text{ kJ/kg (p= 1,44 bar)}$$

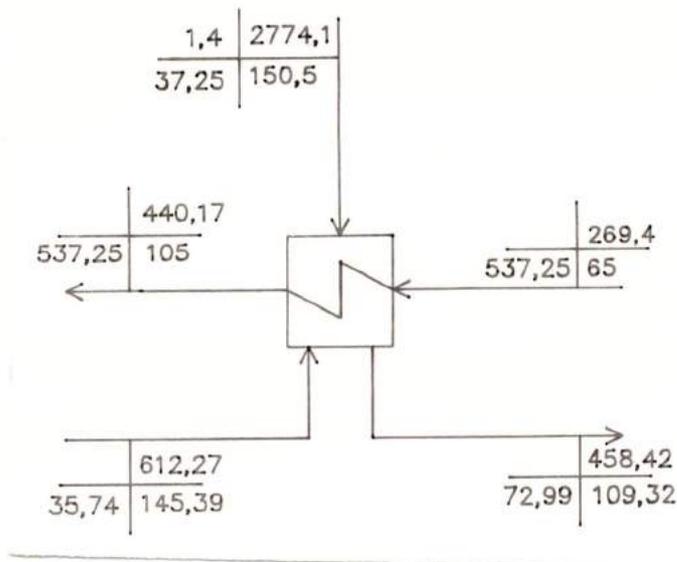
$$h_{iND2} = 2980 - 2745 = 235 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{IND2} = 235 \cdot 0,8762 = 205,91 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{A2E} = 2980 - 205,91 = \underline{2774,1 \text{ kJ/kg}}$$

$$p_{A2E} = 1,4 \text{ bar}$$

$$t_{A2E} = f(p = 1,4 \text{ bar; } h = 2774,1 \text{ kJ/kg}) = \underline{150,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Wärmebilanz NDV 2(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A2}$ 

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{537,25 \cdot (440,17 - 269,4) - 35,74 \cdot (612,27 - 458,42)}{2774,1 - 458,42}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{37,25 \text{ kg/s}}$$

14.8 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

Nebenkondensat Austritt KK 2

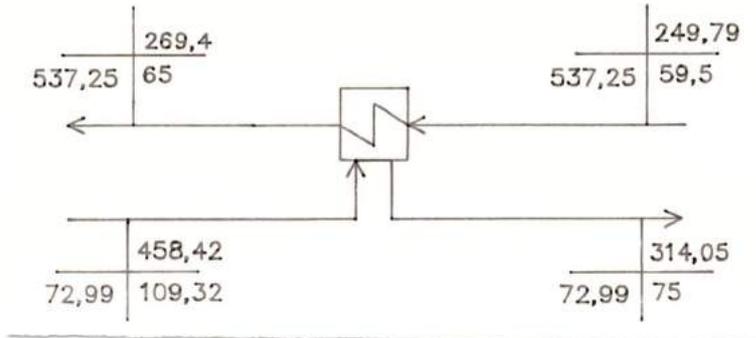
$$t_{NKK2} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{NKK2} = 1,4 \text{ bar}$$

$$h_{NKK2} = f(p = 1,4 \text{ bar; } t = 75 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{314,05 \text{ kJ/kg}}$$

(1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{NK2}} &= \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}} \\ \dot{m}_{\text{NK2}} &= 35,74 + 37,25 = \underline{72,99 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

Wärmebilanz KK2(2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK2

$$\begin{aligned}h_{\text{EKK2}} &= \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}} \\ h_{\text{EKK2}} &= \frac{537,25 \cdot 269,4 - 72,99 \cdot (458,42 - 314,05)}{537,25}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}h_{\text{EKK2}} &= h_{\text{AV1}} = \underline{249,79 \text{ kJ/kg}} \\ t_{\text{AV1}} &= t_{\text{S}} (h = 249,79 \text{ kJ/kg}) = \underline{59,5 \text{ }^\circ\text{C}}\end{aligned}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

14.9 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A1}}$ 

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A1}}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruck vorwärmers NDV 1.

Bemerkung: Die Berechnung wurde mit einem inneren Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,8489$  durchgeführt (Abnahmeprotokoll KWU).  
Der Druckverlust bis Eintritt NDV1 wurde vernachlässigt.

Bestimmung Anzapfdampfenthalpie Eintritt NDV 1  $h_{\text{A1E}}$ 

$$\begin{aligned}h_{\text{A2}} &= 2774,1 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{O1}} &= 2471 \text{ kJ/kg} (p = 0,23 \text{ bar}) \\ h_{\text{tND3}} &= 2774,1 - 2471 = 303,1 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{iND3}} &= 303,1 \cdot 0,8489 = 257,3 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{A1E}} &= 2774,1 - 257,3 = \underline{2516,8 \text{ kJ/kg}} \\ p_{\text{A1E}} &= 0,23 \text{ bar}\end{aligned}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 1

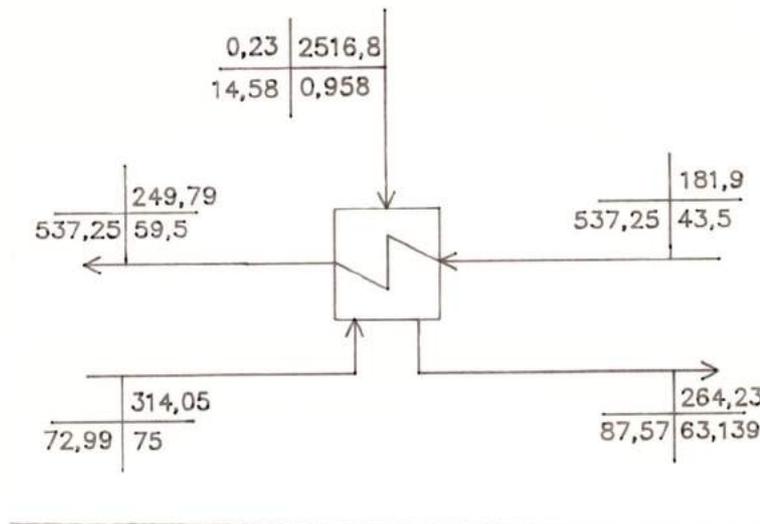
$$t_{NK1} = t_S (p = 0,23 \text{ bar}) = 63,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{NK1} = h' (p = 0,23 \text{ bar}) = 264,23 \text{ kJ/kg}$$

Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 43,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 43,4 \text{ } ^\circ\text{C}) = 181,9 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 1(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{537,25 \cdot (249,79 - 181,9) - 72,99 \cdot (314,05 - 264,23)}{2516,8 - 264,23}$$

$$\dot{m}_{A1} = \dot{m}_{NKK1} = 14,58 \text{ kg/s}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{NKK1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 14,58 + 72,99 = 87,57 \text{ kg/s}$$

(3) Massenstrom Hauptkondensat nach Kondensator

$$\dot{m}_{KH} = \dot{m}_K - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{KH} = 537,25 - 87,57 = 449,68 \text{ kg/s}$$

(4) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{ABD.ND}} &= \dot{m}_{\text{KH}} - \dot{m}_{\text{V}} - \dot{m}_{\text{STB}} - \dot{m}_{12 \text{ bar}} \\ \dot{m}_{\text{ABD.ND}} &= 449,68 - 3,0 - 2,7 - 7 = \underline{436,98 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(5) Berechnung des Zusatzwassers

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{Zw}} &= \dot{m}_{\text{V}} + \dot{m}_{\text{STB}} + \dot{m}_{12 \text{ bar}} \\ \dot{m}_{\text{Zw}} &= 3,0 + 2,7 + 7 = \underline{12,7 \text{ kg/s}}\end{aligned}$$

(6) Ermittlung der Abdampfenthalpie  $h_{\text{AN}}$ 

Bemerkung: Die Berechnung wurde mit einem inneren Turbinenwirkungsgrad von  $\eta_i = 0,6826$  durchgeführt.

$$\begin{aligned}h_{\text{A1}} &= 2516,8 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{ON}} &= 2335 \text{ kJ/kg (p= 0,06 bar)} \\ h_{\text{tND3}} &= 2516,8 - 2335 = 181,8 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{iND3}} &= 181,8 \cdot 0,6826 = 124,1 \text{ kJ/kg} \\ h_{\text{A1E}} &= 2516,8 - 124,1 = \underline{2392,7 \text{ kJ/kg}}\end{aligned}$$

(7) Ermittlung der Endfeuchte von Anzapfung  $A_1$ 

$$\begin{aligned}h_{\text{A1}} &= 2516,8 \text{ kJ/kg} \\ h' &= f(p= 0,23 \text{ bar}) = 264,23 \text{ kJ/kg} \\ r &= f(p= 0,23 \text{ bar}) = 2350,9 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$x_{\text{A1}} = \frac{h_{\text{A1}} - h'}{r}$$

$$x_{\text{A1}} = \frac{2516,8 - 264,23}{2350,9} = \underline{0,958}$$

(8) Ermittlung der Endfeuchte ND-Abdampf

$$\begin{aligned}h_{\text{AN}} &= 2392,7 \text{ kJ/kg} \\ h' &= f(p= 0,06 \text{ bar}) = 151,0 \text{ kJ/kg} \\ r &= f(p= 0,06 \text{ bar}) = 2416 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

$$x_{\text{AN}} = \frac{h_{\text{AN}} - h'}{r}$$

$$x_{\text{AN}} = \frac{2392,7 - 151,0}{2416} = \underline{0,928}$$

### 14.10 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen bei 100% Last

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot (h_{RKH} - h_{AHD})$$

$$P_{HD} = 649,3 \cdot (3338,5 - 2987,8) = \underline{227,710 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD1} = \dot{m}_{MD} \cdot (h_{RKM} - h_{A5})$$

$$P_{MD1} = 591,99 \cdot (3507,6 - 3345,7) = \underline{95,843 \text{ MW}}$$

$$P_{MD2} = (\dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5}) \cdot (h_{A5} - h_{A4})$$

$$P_{MD2} = (591,99 - 25,42) \cdot (3345,7 - 3169,3) = \underline{99,943 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2}$$

$$P_{MD} = 95,843 + 99,943 = \underline{195,786 \text{ MW}}$$

#### (3) Massenstrom Eintritt ND-Teilturbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 591,99 - 25,42 - 35,02 - 7,0 = \underline{524,55 \text{ kg/s}}$$

#### (4) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot (h_{RKN} - h_{A3})$$

$$P_{ND1} = 524,55 \cdot (3169,3 - 2980) = \underline{99,297 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3}) \cdot (h_{A3} - h_{A2})$$

$$P_{ND2} = (524,55 - 35,24) \cdot (2980 - 2774,1) = \underline{100,646 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2}) \cdot (h_{A2} - h_{A1})$$

$$P_{ND3} = (524,55 - 35,24 - 37,25) \cdot (2774,1 - 2516,8) = \underline{116,186 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1}) \cdot (h_{A1} - h_{AN})$$

$$P_{ND4} = (524,55 - 35,24 - 37,25 - 14,58) \cdot (2516,8 - 2392,7) = \underline{54,229 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 99,297 + 100,646 + 116,186 + 54,229 = \underline{370,358 \text{ MW}}$$

#### (5) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 370,358 + 195,786 + 227,710 = \underline{793,854 \text{ MW}}$$

#### (6) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO} = 793,854 \cdot 0,988 = \underline{784,328 \text{ MW}}$$

#### 14.11 Bestimmung der inneren Wirkungsgrade bei 100 % Last

$$\eta_i = \frac{h_i}{h_t}$$

##### HD-Turbine

$$\eta_i = \frac{3338,5 - 2987,8}{3338,5 - 2952} = \underline{0,9074}$$

##### MD-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3507,6 - 3345,7}{3507,5 - 3330} = \underline{0,9116}$$

$$\eta_{i2} = \frac{3345,7 - 3169,3}{3345,7 - 3135} = \underline{0,8372}$$

##### ND-Turbine

$$\eta_{i1} = \frac{3169,3 - 2980}{3169,3 - 2950} = \underline{0,8632}$$

$$\eta_{i2} = \frac{2980 - 2774,1}{2980 - 2745} = \underline{0,8762}$$

$$\eta_{i3} = \frac{2774,1 - 2516,8}{2774,1 - 2471} = \underline{0,8489}$$

$$\eta_{i4} = \frac{2516,8 - 2392,7}{2516,8 - 2335} = \underline{0,6826}$$

Auch in dieser Laststufe sind leichte Abweichungen zum Abnahmeversuch der Kraftwerk Union festzustellen.

15.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 100% Last in den ersten 5 Sekunden

Durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 erhöht sich der Dampfmassenstrom in der KZÜ. Dies bewirkt ein Ansteigen des Abdampfdruckes der HD-Turbine.

(1) Berechnung des Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$p'_{\text{AHD}} = p_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$p'_{\text{AHD}} = 41,7 \cdot \frac{648,7}{592,89}$$

$$p'_{\text{AHD}} = \underline{45,63 \text{ bar}}$$

Daraus ergibt sich  $h'_{\text{AHD}}$  wie folgt :

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - (h_{\text{RKH}} - h_0) \cdot \eta_{\text{i-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3338,5 - (3338,5 - 2974) \cdot 0,9074$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3007,75 \text{ kJ/kg}}$$

(2) Bemerkung zu der HZÜ

Es wird vorausgesetzt, daß der Dampfmassenstrom Austritt HZÜ aufgrund der Verzugszeit der Zwischenüberhitzung in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt. Dadurch bleibt der Eintrittszustand der MD-Turbine ebenfalls konstant.

(3) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$p'_{\text{A5}} = p_{\text{A5}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD1}}}{\dot{m}_{\text{MD1}}}$$

$$p'_{\text{A5}} = 20,7 \cdot \frac{591,99}{566,57}$$

$$p'_{\text{A5}} = \underline{21,63 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{A5}}$

$$h'_{\text{A5}} = h_{\text{RKM}} - (h_{\text{RKM}} - h'_0) \cdot \eta_{\text{iMD1}}$$

$$h'_{\text{A5}} = 3507,6 - (3507,6 - 3343) \cdot 0,9116$$

$$h'_{\text{A5}} = \underline{3357,6 \text{ kJ/kg}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD1}}{\dot{m}_{AMD1}}$$

$$p'_{A4} = 10,5 \cdot \frac{591,99}{566,57}$$

$$p'_{A4} = \underline{10,97 \text{ bar}}$$

Neue Austrittsenthalpie  $h'_{A4}$ 

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{iMD2}$$

$$h'_{A4} = 3357,6 - (3357,6 - 3150) \cdot 0,8372$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3183,8 \text{ kJ/kg}}$$

15.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der  $A_4$  auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälter ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,57 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 10,4 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3183,8 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

$$t_s = f(p = 10,4 \text{ bar}) = \underline{181,6 \text{ }^\circ\text{C}}$$

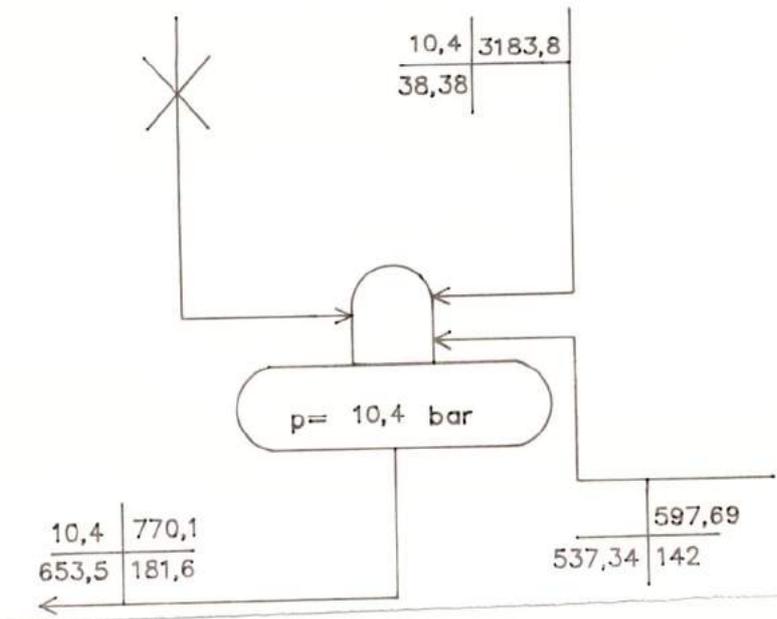
$$h' = f(p = 10,4 \text{ bar}) = \underline{770,1 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 142 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h'(t = 142 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{597,69 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter



Bedingung: Vorausgesetzt wird, daß der Hauptkondensatstrom in den ersten 5 Sekunden konstant bleibt.

$$\dot{m}_K = 537,34 \text{ kg/s}$$

(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AS}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{537,34 \cdot (770,1 - 597,69)}{3183,8 - 770,1}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{38,38 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{ND} = \dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A4} - \dot{m}_{HI}$$

$$\dot{m}_{ND} = 591,99 - 38,38 - 7$$

$$\dot{m}_{ND} = \underline{546,61 \text{ kg/s}}$$

(3) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$p'_{ND} = p_{ND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{ND} = 10,3 \cdot \frac{546,61}{524,55}$$

$$p'_{ND} = \underline{10,73 \text{ bar}}$$

## 15.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A3}$

### 15.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der $A_3$

$$p'_{A3} = p_{A3} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

$$p'_{A3} = 4,46 \cdot \frac{546,61}{524,55}$$

$$p'_{A3} = \underline{4,65 \text{ bar}}$$

#### Neue Abdampfenthalpie $h'_{A3}$

$$h'_{A3} = h'_{RKN} - (h'_{RKN} - h'_0) \cdot \eta_{iND1}$$

$$h'_{A3} = 3183,8 - (3183,8 - 2966) \cdot 0,8632$$

$$h'_{A3} = \underline{2995,8 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A3}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,35 \text{ bar}$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{NK3} = t_s (p= 4,3 \text{ bar}) = \underline{146,25 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK3} = h' (p= 4,3 \text{ bar}) = \underline{615,97 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Austritt NDV 2

$$t_{AV2} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$$

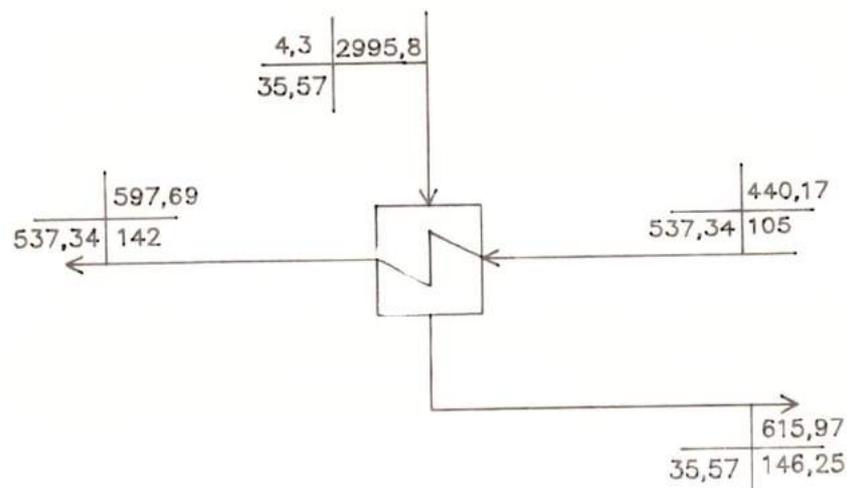
$$h_{AV2} = h' (t= 105 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{440,17 \text{ kJ/kg}}$$

#### Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 4,3 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2995,8 \text{ kJ/kg}$$

#### Wärmebilanz NDV 3



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{537,34 \cdot (597,69 - 440,17)}{2995,8 - 615,97}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{35,57 \text{ kg/s}}$$

15.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 1,44 \cdot \frac{511,04}{488,81}$$

$$p'_{A2} = \underline{1,51 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{A2}$

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{IND2}$$

$$h'_{A2} = 2995,8 - (2995,8 - 2750) \cdot 0,8762$$

$$h'_{A2} = \underline{2780,4 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 65 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h'(t = 65 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{269,4 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

$$\text{Druckverlust der } A_3 \quad \Delta p = 0,06 \text{ bar}$$

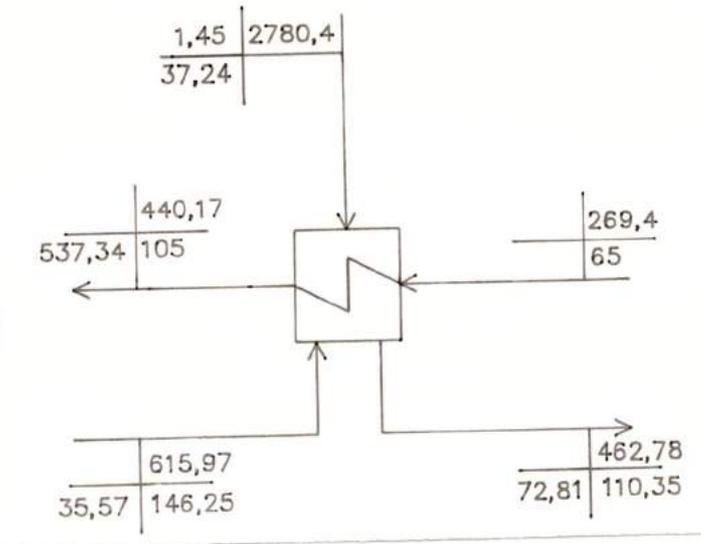
$$t_{NK2} = t_s(p = 1,45 \text{ bar}) = \underline{110,35 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK2} = h'(p = 1,45 \text{ bar}) = \underline{462,78 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 1,45 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2780,4 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{537,34 \cdot (440,17 - 269,4) - 35,57 \cdot (615,97 - 462,78)}{2780,4 - 462,78}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{37,24 \text{ kg/s}}$$

15.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{NKK2} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{NKK2} = 1,45 \text{ bar}$$

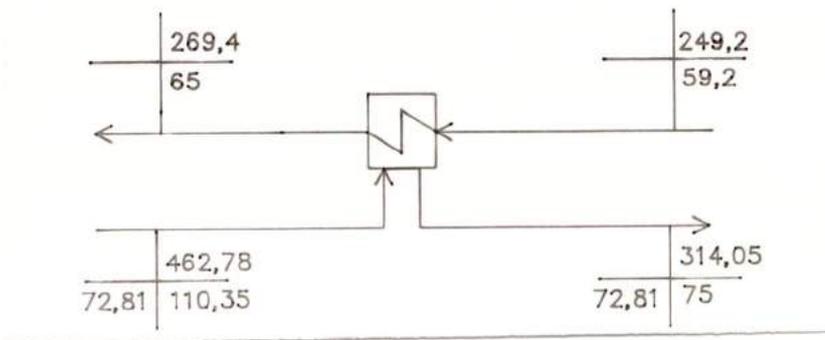
$$h_{NKK2} = f(p = 1,45 \text{ bar; } t = 75 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{314,05 \text{ kJ/kg}}$$

(1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$m_{NK2} = m_{NK3} + m_{A2}$$

$$m_{NK2} = 35,57 + 37,24$$

$$m_{NK2} = \underline{72,81 \text{ kg/s}}$$

Wärmebilanz KK2(2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{537,34 \cdot 269,4 - 72,81 \cdot (462,78 - 314,05)}{537,34}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{249,2 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}} (h = 249,2 \text{ kJ/kg}) = \underline{59,5 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

15.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A1}}$ 

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A1}}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruck vorwärmers NDV 1.

Anzapfdampf Eintritt NDV 1

$$p'_{\text{A1}} = p_{\text{A1}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND3}}}{\dot{m}_{\text{ND3}}}$$

$$p'_{\text{A1}} = 0,23 \cdot \frac{473,80}{451,56}$$

$$p'_{\text{A1}} = p_{\text{A1E}} = \underline{0,241 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{A1E}}$ 

$$h'_{\text{A1E}} = h'_{\text{A2}} - (h'_{\text{A2}} - h'_{\text{0}}) \cdot \eta_{\text{IND3}}$$

$$h'_{\text{A1E}} = 2780,4 - (2780,4 - 2475) \cdot 0,8489$$

$$h'_{\text{A1E}} = \underline{2521,1 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 1

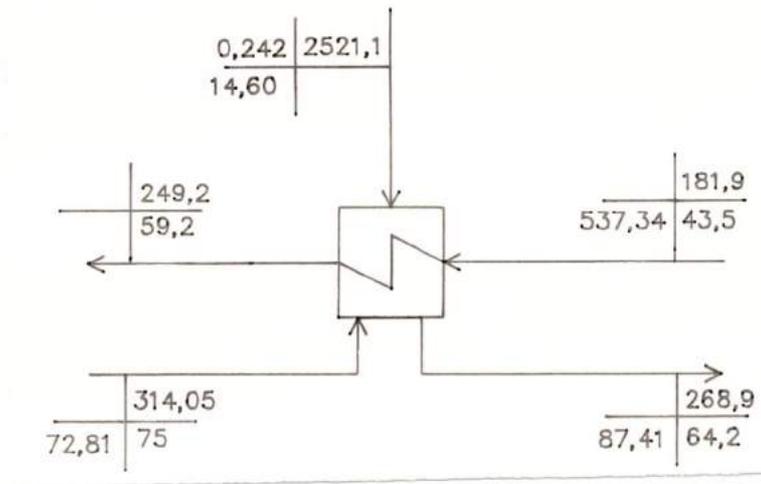
$$t_{NK1} = t_S (p = 0,241 \text{ bar}) = \underline{64,2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h_{NK1} = h' (p = 0,241 \text{ bar}) = \underline{268,9 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 43,5$$

$$h_{EV1} = h' (t = 43,5 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{181,9 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz NDV 1(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{537,34 \cdot (249,2 - 181,9) - 72,81 \cdot (314,05 - 268,9)}{2521,1 - 268,9}$$

$$\dot{m}_{A1} = \underline{14,60 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND-Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{A1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 14,60 + 72,81$$

$$\dot{m}_{NKND} = \underline{87,41 \text{ kg/s}}$$

(3) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 546,61 - 87,41$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \underline{459,20 \text{ kg/s}}$$

(4) Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$P'_{\text{AND}} = P_{\text{AND}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND4}}}{\dot{m}_{\text{ND4}}}$$

$$P'_{\text{AND}} = 0,06 \cdot \frac{459,20}{436,98}$$

$$P'_{\text{AND}} = \underline{0,0631 \text{ bar}}$$

$$h'_{\text{AND}} = h'_{\text{A1}} - (h'_{\text{A1}} - h'_{\text{O}}) \cdot \eta_{\text{iND4}}$$

$$h'_{\text{AND}} = 2521,1 - (2521,1 - 2340) \cdot 0,6826$$

$$h'_{\text{AND}} = \underline{2397,5 \text{ kJ/kg}}$$

## 15.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei 100% Last nach 5 Sekunden

### 15.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot (h_{RKH} - h_{AHD})$$

$$P_{HD} = 649,3 \cdot (3338,3 - 3007,75)$$

$$P_{HD} = \underline{214,756 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot (h_{RKM} - h_{A4})$$

$$P_{MD} = 591,99 \cdot (3507,6 - 3183,8)$$

$$P_{MD} = \underline{191,686 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot (h_{RKN} - h_{A3})$$

$$P_{ND1} = 546,61 \cdot (3183,8 - 2995,8)$$

$$P_{ND1} = \underline{102,763 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3}) \cdot (h_{A3} - h_{A2})$$

$$P_{ND2} = (546,61 - 35,57) \cdot (2995,8 - 2780,4)$$

$$P_{ND2} = \underline{110,078 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2}) \cdot (h_{A2} - h_{A1})$$

$$P_{ND3} = (546,61 - 35,57 - 37,24) \cdot (2780,4 - 2521,1)$$

$$P_{ND3} = \underline{122,856 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = (\dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1}) \cdot (h_{A1} - h_{AN})$$

$$P_{ND4} = (546,61 - 35,57 - 37,24 - 14,60) \cdot (2521,1 - 2397,5)$$

$$P_{ND4} = \underline{56,757 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 102,763 + 110,078 + 122,856 + 56,757$$

$$P_{ND} = \underline{392,454 \text{ MW}}$$

#### (4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 392,454 + 191,686 + 214,756$$

$$P_T = \underline{798,896 \text{ MW}}$$

(5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{\text{BRUTTO2}} = P_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{G}}$$

$$P_{\text{BRUTTO2}} = 798,896 \cdot 0,988$$

$$P_{\text{BRUTTO2}} = \underline{789,309 \text{ MW}}$$

(6) Berechnung der Bruttoleistungserhöhung

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = P_{\text{BRUTTO2}} - P_{\text{BRUTTO}}$$

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = 789,309 - 784,328$$

$$\Delta P_{\text{BRUTTO}} = \underline{4,981 \text{ MW}}$$

(7) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bezogen auf Vollast

$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{\text{BRUTTO2}}}{P_{\text{BRUTTO}}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{789,309}{784,328} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{0,64 \%}$$

In den ersten 5 Sekunden ist die DVG- Forderung nicht zu erfüllen.

## 15.7 Berechnung der Verzugszeit durch die gesamte Zwischenüberhitzung bei Vollast

### 15.7.1 Verzugszeit Kalte ZÜ

(1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens der Dampfmassenströme in der Kalten ZÜ

$$v_{\text{KZÜ1}} = f(p = 41,7 \text{ bar}; t = 311,1 \text{ °C}) = \underline{0,05783 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{KZÜ2}} = f(p = 45,58 \text{ bar}; t = 322 \text{ °C}) = \underline{0,05379 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \frac{v_{\text{KZÜ1}} + v_{\text{KZÜ2}}}{2}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \frac{0,05783 + 0,05379}{2}$$

$$v_{\text{mKZÜ}} = \underline{0,05581 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

(2) Mittlerer Dampfmassenstrom in der Kalten ZÜ

$$\dot{m}_{\text{KZÜ}} = \dot{m}_{\text{HD}} - 0,5 \cdot \dot{m}_{\text{VT}}$$

$$\dot{m}_{\text{KZÜ1}} = 594,09 - 0,5 \cdot 1,2 = \underline{593,49 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{KZÜ2}} = 649,30 - 0,5 \cdot 1,2 = \underline{648,7 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{KZÜ1}} + \dot{m}_{\text{KZÜ2}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \frac{648,7 + 593,49}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mKZÜ}} = \underline{621,1 \text{ kg/s}}$$

(3) Verzugszeit für die Kalte ZÜ

$$t_{\text{KZÜ}} = \frac{k_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{mKZÜ}} \cdot v_{\text{mKZÜ}}}$$

$$t_{\text{KZÜ}} = \frac{126,646}{621,1 \cdot 0,05581}$$

$$t_{\text{KZÜ}} = \underline{3,65 \text{ s}}$$

### 15.8 Verzugszeit Heiße ZÜ

(1) Bestimmung des mittleren spezifischen Dampfvolumens des Dampfmassenstromes in der Heißen ZÜ

$$v_{\text{HZÜ1}} = f(p = 37,0 \text{ bar; } t = 526,25 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{0,09712 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{HZÜ2}} = f(p = 40,45 \text{ bar; } t = 527,8 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{0,08871 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{v_{\text{HZÜ1}} + v_{\text{HZÜ2}}}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \frac{0,09712 + 0,08871}{2}$$

$$v_{\text{mHZÜ}} = \underline{0,092915 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

(2) Mittlerer Dampfmassenstrom Heiße ZÜ

$$\dot{m}_{\text{HZÜ}} = \dot{m}_{\text{KZÜ}} - 0,5 \cdot \dot{m}_{\text{VL}}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ1}} = 593,49 - 0,5 \cdot 1,2 = \underline{592,89 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{HZÜ2}} = 648,7 - 0,5 \cdot 1,2 = \underline{648,1 \text{ kg/s}}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{\dot{m}_{\text{mHZÜ1}} + \dot{m}_{\text{mHZÜ2}}}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \frac{592,89 + 648,1}{2}$$

$$\dot{m}_{\text{mHZÜ}} = \underline{620,5 \text{ kg/s}}$$

(3) Verzugszeit für die Heiße ZÜ

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{k_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{mHZÜ}} \cdot v_{\text{mHZÜ}}}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \frac{207,950}{620,1 \cdot 0,092915}$$

$$t_{\text{HZÜ}} = \underline{3,61 \text{ s}}$$

### 15.9 Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels

Die Verzugszeit durch den Zwischenüberhitzerteil des Kessels ergibt sich aus beiliegenden Diagramm bei 100% Last: ( Seite 38 )

$$t_{\text{ZÜ}} = \underline{4,38 \text{ s}}$$

15.10 Gesamtverzögerung durch die Zwischenüberhitzung

$$t_{\text{GZÜ}} = t_{\text{KZÜ}} + t_{\text{HZÜ}} + t_{\text{ZÜ}}$$

$$t_{\text{GZÜ}} = 3,65 + 3,61 + 4,38$$

$$t_{\text{GZÜ}} = \underline{11,64 \text{ s}}$$

Der zusätzlich zur Verfügung stehende Dampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A6}}$  kommt erst nach ca. 12 Sekunden zum Tragen.

16.0 Berechnung der Leistungserhöhung durch das dampfseitige Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei Vollast nach 30 Sekunden.

Durch das Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 erhöht sich der Dampfmassenstrom in der KZÜ. Dies bewirkt ein Ansteigen des Abdampfdruckes der HD-Turbine.

(1) Berechnung des Abdampfdruckes der HD-Turbine

$$P'_{\text{AHD}} = P_{\text{AHD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{KZÜ}}}{\dot{m}_{\text{KZÜ}}}$$

$$P'_{\text{AHD}} = 41,7 \cdot \frac{648,7}{592,89}$$

$$P'_{\text{AHD}} = \underline{45,63 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{\text{AHD}}$

$$h'_{\text{AHD}} = h_{\text{RKH}} - (h_{\text{RKH}} - h_0) \cdot \eta_{\text{l-HD}}$$

$$h'_{\text{AHD}} = 3338,5 - (3338,5 - 2974) \cdot 0,9074$$

$$h'_{\text{AHD}} = \underline{3007,75 \text{ kJ/kg}}$$

(2) Berechnung des erhöhten Austrittsdruckes der HZÜ

$$P'_{\text{HZÜ}} = P_{\text{HZÜ}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{HZÜ}}}{\dot{m}_{\text{HZÜ}}}$$

$$P'_{\text{HZÜ}} = 37,0 \cdot \frac{648,1}{592,29}$$

$$P'_{\text{HZÜ}} = \underline{40,49 \text{ bar}}$$

Es wird vorausgesetzt, dass die Enthalpie des Dampfmassenstromes Austritt HZÜ konstant bleibt. Dadurch ergibt sich die Austrittstemperatur wie folgt:

$$t'_{\text{HZÜ}} = f ( P'_{\text{HZÜ}} = 40,49 \text{ bar} ; h_{\text{HZÜ}} = 3507,6 \text{ kJ/kg} ) = \underline{527,8 \text{ }^\circ\text{C}}$$

(3) Ermittlung des neuen Eintrittszustandes der MD-Teilturbine

$$P'_{\text{MD}} = P_{\text{MD}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{MD}}}{\dot{m}_{\text{MD}}}$$

$$P'_{\text{MD}} = 35 \cdot \frac{647,8}{591,99}$$

$$P'_{\text{MD}} = \underline{38,30 \text{ bar}}$$

(4) Ermittlung des neuen Austrittszustandes an der Anzapfung A<sub>5</sub>

$$p'_{A5} = p_{A5} \cdot \frac{\dot{m}'_{MD}}{\dot{m}_{MD}}$$

$$p'_{A5} = 20,7 \cdot \frac{647,8}{566,57}$$

$$p'_{A5} = \underline{23,67 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie h'<sub>A5</sub>

$$h'_{A5} = h_{RKM} - (h_{RKM} - h'_0) \cdot \eta_{iMD1}$$

$$h'_{A5} = 3507,6 - (3507,6 - 3340) \cdot 0,9116$$

$$h'_{A5} = \underline{3354,8 \text{ kJ/kg}}$$

(5) Ermittlung des neuen Austrittszustandes der MD-Turbine

$$p'_{A4} = p_{A4} \cdot \frac{\dot{m}'_{AMD}}{\dot{m}_{AMD}}$$

$$p'_{A4} = 10,5 \cdot \frac{647,8}{566,57}$$

$$p'_{A4} = \underline{12,01 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie MD-Turbine

$$h'_{A4} = h'_{A5} - (h'_{A5} - h'_0) \cdot \eta_{iMD2}$$

$$h'_{A4} = 3354,8 - (3354,8 - 3153) \cdot 0,8372$$

$$h'_{A4} = h'_{AMD} = \underline{3185,85 \text{ kJ/kg}}$$

16.1 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$ 

Für die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}'_{A4}$  ist eine neue Wärmebilanz des Speisewasserbehälters notwendig, da sich durch die Druckerhöhung der Anzapfung A<sub>4</sub> auch der Austrittszustand des Speisewassers aus dem Speisewasserbehälter ändert.

Speisewasserbehälter Eintritt

Druckverlust bis SPW:  $\Delta p \approx 0,61 \text{ bar}$

$$p_{ESA4} = 11,4 \text{ bar}$$

$$h_{ESA4} = h'_{A4} = 3185,85 \text{ kJ/kg}$$

Speisewasser Austritt Speisewasserbehälter

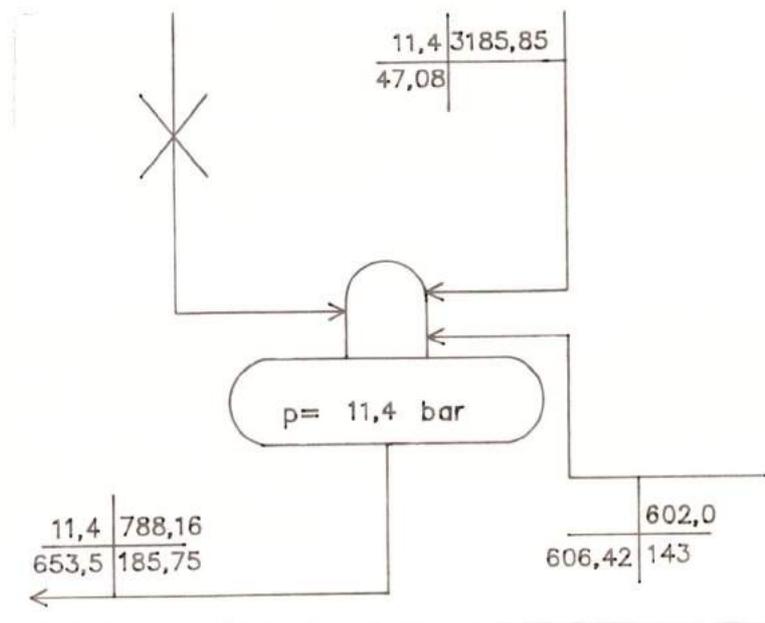
$$t_s = f ( p = 11,4 \text{ bar} ) = \underline{185,75 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

$$h' = f ( p = 11,4 \text{ bar} ) = \underline{788,16 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 3

$$t_{AV3} = 143 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AV3} = h' ( t = 143 \text{ } ^\circ\text{C} ) = \underline{602,0 \text{ kJ/kg}}$$

Wärmebilanz Speisewasserbehälter(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A4}$ 

$$\dot{m}_{A4} = \frac{\dot{m}_{Sp} \cdot (h_{AS} - h_{AV3})}{h_{ESA4} - h_{AV3}}$$

$$\dot{m}_{A4} = \frac{653,5 \cdot (788,18 - 602,0)}{3185,85 - 602,0}$$

$$\dot{m}_{A4} = \underline{47,08 \text{ kg/s}}$$

(2) Berechnung des Massenstromes Hauptkondensat

$$\dot{m}_K = \dot{m}_{AV3} = \dot{m}_{Sp} - \dot{m}_{A4}$$

$$\dot{m}_K = 653,5 - 47,08$$

$$\dot{m}_K = \underline{606,42 \text{ kg/s}}$$

(3) Berechnung des Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine

$$\dot{m}_{\text{ND}} = \dot{m}_{\text{MD}} - \dot{m}_{\text{A4}} - \dot{m}_{\text{Hi}}$$

$$\dot{m}_{\text{ND}} = 647,8 - 47,08 - 7$$

$$\dot{m}_{\text{ND}} = \underline{593,72 \text{ kg/s}}$$

(4) Dampfzustand Eintritt ND-Turbine

$$p'_{\text{ND}} = p_{\text{ND}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND}}}{\dot{m}_{\text{ND}}}$$

$$p'_{\text{ND}} = 10,3 \cdot \frac{593,72}{524,55}$$

$$p'_{\text{ND}} = \underline{11,65 \text{ bar}}$$

16.2 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{\text{A3}}$ 16.2.1 Bestimmung des neuen Anzapfdampfzustandes der Anzapfung  $A_3$ 

$$p'_{\text{A3}} = p_{\text{A3}} \cdot \frac{\dot{m}'_{\text{ND}}}{\dot{m}_{\text{ND}}}$$

$$p'_{\text{A3}} = 4,46 \cdot \frac{593,72}{524,55}$$

$$p'_{\text{A3}} = \underline{5,04 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfdampfenthalpie  $h'_{\text{A3}}$ 

$$h'_{\text{A3}} = h'_{\text{RKN}} - (h'_{\text{RKN}} - h'_0) \cdot \eta_{\text{iND1}}$$

$$h'_{\text{A3}} = 3185,85 - (3185,85 - 2966) \cdot 0,8632$$

$$h'_{\text{A3}} = \underline{2996,08 \text{ kJ/kg}}$$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{\text{A3}}$  wird über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 3 bestimmt.

Angenommener Druckverlust in der  $A_3$  :  $\Delta p = 0,34 \text{ bar}$

Nebenkondensat Austritt NDV 3

$$t_{\text{NK3}} = t_{\text{S}} (p = 4,70 \text{ bar}) = \underline{149,53 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$h_{\text{NK3}} = h' (p = 4,70 \text{ bar}) = \underline{630,11 \text{ kJ/kg}}$$

Hauptkondensat Austritt NDV 2

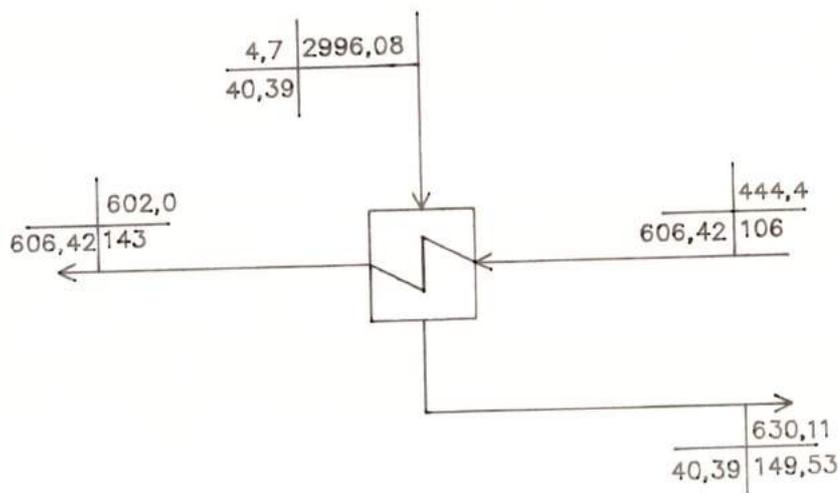
$$t_{\text{AV2}} = 106 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_{\text{AV2}} = h' (t = 106 \text{ }^\circ\text{C}) = \underline{444,4 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 3

$$p_{A3E} = 4,7 \text{ bar}$$

$$h_{A3E} = 2996,08 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 3(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A3}$ 

$$\dot{m}_{A3} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV3} - h_{AV2})}{h_{A3E} - h_{NK3}}$$

$$\dot{m}_{A3} = \frac{606,42 \cdot (602,0 - 444,4)}{2996,08 - 630,11}$$

$$\dot{m}_{A3} = \dot{m}_{NK3} = \underline{40,39 \text{ kg/s}}$$

16.3 Berechnung des neuen Dampfzustandes des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$ 

$$p'_{A2} = p_{A2} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND2}}{\dot{m}_{ND2}}$$

$$p'_{A2} = 1,44 \cdot \frac{553,33}{488,81}$$

$$p'_{A2} = \underline{1,64 \text{ bar}}$$

Neue Anzapfdampfenthalpie  $h'_{A2}$ 

$$h'_{A2} = h'_{A3} - (h'_{A3} - h'_0) \cdot \eta_{IND2}$$

$$h'_{A2} = 2996,08 - (2996,08 - 2754) \cdot 0,8762$$

$$h'_{A2} = \underline{2783,97 \text{ kJ/kg}}$$

Die Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A2}$  erfolgt über eine Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmer NDV 2.

Hauptkondensat Austritt Nebenkondensatkühler KK2

$$t_{AKK2} = 65 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_{AKK2} = h' (t = 65 \text{ } ^\circ\text{C}) = \underline{269,4 \text{ kJ/kg}}$$

Nebenkondensat Austritt NDV 2

Druckverlust der  $A_3$   $\Delta p = 0,09 \text{ bar}$

$$t_{NK2} = t_s (p = 1,55 \text{ bar}) = \underline{112,36 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

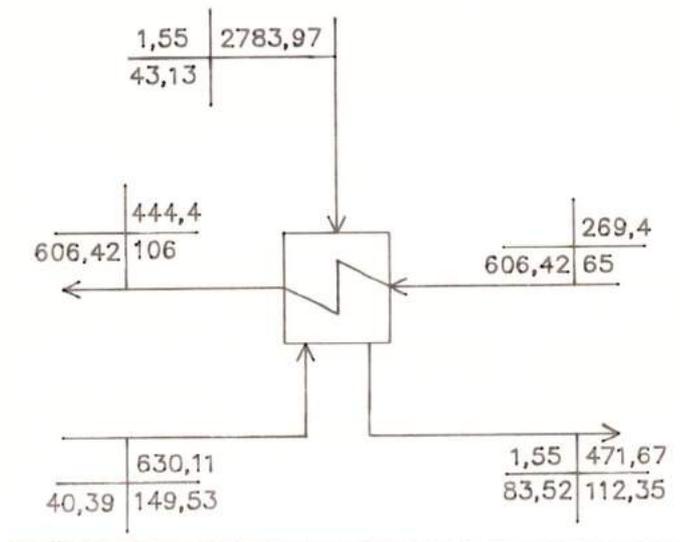
$$h_{NK2} = h' (p = 1,55 \text{ bar}) = \underline{471,67 \text{ kJ/kg}}$$

Anzapfdampf Eintritt NDV 2

$$p_{A2E} = 1,55 \text{ bar}$$

$$h_{A2E} = 2783,97 \text{ kJ/kg}$$

Wärmebilanz NDV 2



(1) Berechnung Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A2}$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV2} - h_{AKK2}) - \dot{m}_{NK3} \cdot (h_{NK3} - h_{NK2})}{h_{A2E} - h_{NK2}}$$

$$\dot{m}_{A2} = \frac{606,42 \cdot (444,4 - 269,4) - 40,39 \cdot (630,11 - 471,67)}{2783,97 - 471,67}$$

$$\dot{m}_{A2} = \underline{43,13 \text{ kg/s}}$$

### 16.4 Berechnung der Enthalpie Austritt NDV 1

Um die Enthalpie Austritt Niederdruckvorwärmer NDV 1 zu erhalten, ist eine Wärmebilanz des Kondensatkühlers KK 2 notwendig.

#### Nebenkondensat Austritt KK 2

$$t_{\text{NKK2}} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$p_{\text{NKK2}} = 1,55 \text{ bar}$$

$$h_{\text{NKK2}} = f(p= 1,55 \text{ bar; } t= 75 \text{ }^{\circ}\text{C}) = \underline{314,05 \text{ kJ/kg}}$$

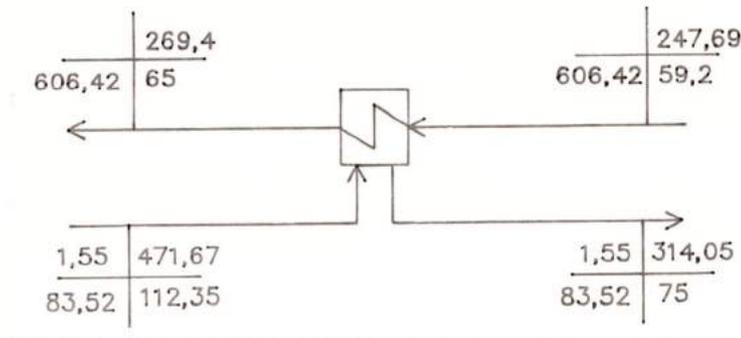
#### (1) Berechnung Nebenkondensat Austritt KK 2

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \dot{m}_{\text{NK3}} + \dot{m}_{\text{A2}}$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = 40,39 + 43,12$$

$$\dot{m}_{\text{NK2}} = \underline{83,52 \text{ kg/s}}$$

#### Wärmebilanz KK2



#### (2) Berechnung Enthalpie Eintritt KK 2

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{\dot{m}_{\text{K}} \cdot h_{\text{AKK2}} - \dot{m}_{\text{NK2}} \cdot (h_{\text{NK2}} - h_{\text{NKK2}})}{\dot{m}_{\text{K}}}$$

$$h_{\text{EKK2}} = \frac{606,42 \cdot 269,4 - 83,52 \cdot (471,67 - 314,05)}{606,42}$$

$$h_{\text{EKK2}} = h_{\text{AV1}} = \underline{247,7 \text{ kJ/kg}}$$

$$t_{\text{AV1}} = t_{\text{S}}(h= 247,7 \text{ kJ/kg}) = \underline{59,5 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

Die Enthalpie Eintritt KK 2 entspricht der Enthalpie Austritt NDV 1.

### 16.5 Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes $\dot{m}_{A1}$

Der Anzapfdampfmassenstrom  $\dot{m}_{A1}$  ergibt sich aus einer Wärmebilanz des Niederdruckvorwärmers NDV 1.

#### Anzapfdampf Eintritt NDV 1

$$p'_{A1} = p_{A1} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND3}}{\dot{m}_{ND3}}$$

$$p'_{A1} = 0,23 \cdot \frac{510,2}{451,56}$$

$$p'_{A1} = p_{A1E} = \underline{0,26 \text{ bar}}$$

#### Neue Anzapfdampfenthalpie $h'_{A1E}$

$$h'_{A1E} = h'_{A2} - (h'_{A2} - h'_0) \cdot \eta_{iND3}$$

$$h'_{A1E} = 2783,97 - (2793,97 - 2477) \cdot 0,8489$$

$$h'_{A1E} = \underline{2523,38 \text{ kJ/kg}}$$

#### Nebenkondensat Austritt NDV 1

$$t_{NK1} = t_s (p = 0,26 \text{ bar}) = \underline{65,87^\circ \text{C}}$$

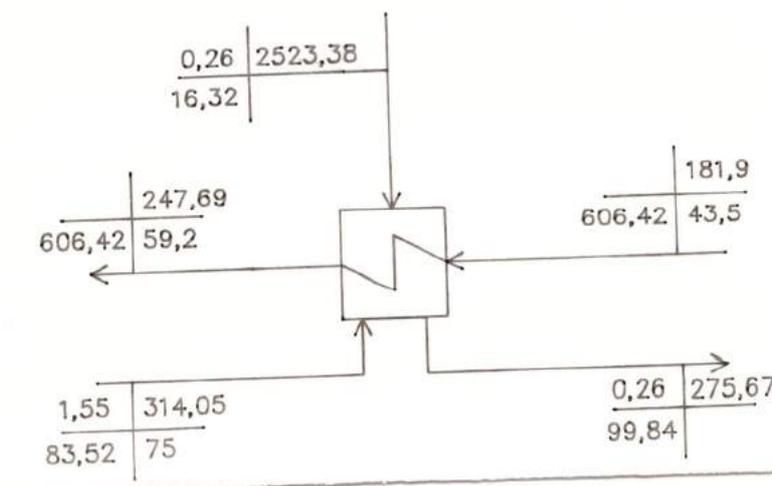
$$h_{NK1} = h' (p = 0,26 \text{ bar}) = \underline{275,67 \text{ kJ/kg}}$$

#### Hauptkondensat Eintritt NDV 1

$$t_{EV1} = 43,5^\circ \text{C}$$

$$h_{EV1} = h' (t = 43,5^\circ \text{C}) = \underline{181,9 \text{ kJ/kg}}$$

#### Wärmebilanz NDV 1



(1) Berechnung des Anzapfdampfmassenstromes  $\dot{m}_{A1}$ 

$$\dot{m}_{A1} = \frac{\dot{m}_K \cdot (h_{AV1} - h_{EV1}) - \dot{m}_{NK2} \cdot (h_{NKK2} - h_{NK1})}{h_{A1E} - h_{NK1}}$$

$$\dot{m}_{A1} = \frac{606,42 \cdot (247,69 - 181,9) - 83,52 \cdot (314,05 - 275,67)}{2523,38 - 275,67}$$

$$\dot{m}_{A1} = \underline{16,32 \text{ kg/s}}$$

(2) Summe Nebenkondensat ND Vorwärmer

$$\dot{m}_{NKND} = \dot{m}_{A1} + \dot{m}_{NK2}$$

$$\dot{m}_{NKND} = 16,32 + 83,52$$

$$\dot{m}_{NKND} = \underline{99,84 \text{ kg/s}}$$

(3) Abdampfmassenstrom ND-Turbine

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{NKND}$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = 593,72 - 99,84$$

$$\dot{m}_{ABD.ND} = \underline{493,88 \text{ kg/s}}$$

(4) Berechnung des neuen Abdampfzustandes der ND-Turbine

$$p'_{AND} = p_{AND} \cdot \frac{\dot{m}'_{ND4}}{\dot{m}_{ND4}}$$

$$p'_{AND} = 0,06 \cdot \frac{493,88}{436,98}$$

$$p'_{AND} = \underline{0,0678 \text{ bar}}$$

Neue Abdampfenthalpie  $h'_{AND}$ 

$$h'_{AND} = h'_{A1} - (h'_{A1} - h'_0) \cdot \eta_{iND4}$$

$$h'_{AND} = 2523,38 - (2523,38 - 2340) \cdot 0,6826$$

$$h'_{AND} = \underline{2398,2 \text{ kJ/kg}}$$

## 16.6 Berechnung der Leistungserhöhung durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei Vollast nach 30 Sekunden

### 16.6.1 Leistungen der einzelnen Turbinenstufen

#### (1) Leistung der HD-Teilturbine

$$P_{HD} = \dot{m}_{HD} \cdot ( h_{RKH} - h_{AHD} )$$

$$P_{HD} = 649,3 \cdot ( 3338,3 - 3007,75 )$$

$$P_{HD} = \underline{214,756 \text{ MW}}$$

#### (2) Leistung der MD-Teilturbine

$$P_{MD} = \dot{m}_{MD} \cdot ( h_{RKM} - h_{A4} )$$

$$P_{MD} = 647,8 \cdot ( 3507,6 - 3185,85 )$$

$$P_{MD} = \underline{208,430 \text{ MW}}$$

#### (3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND1} = \dot{m}_{ND} \cdot ( h_{RKN} - h_{A3} )$$

$$P_{ND1} = 593,72 \cdot ( 3185,85 - 2996,08 )$$

$$P_{ND1} = \underline{112,670 \text{ MW}}$$

$$P_{ND2} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} ) \cdot ( h_{A3} - h_{A2} )$$

$$P_{ND2} = ( 593,72 - 40,39 ) \cdot ( 2996,08 - 2783,97 )$$

$$P_{ND2} = \underline{117,367 \text{ MW}}$$

$$P_{ND3} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} ) \cdot ( h_{A2} - h_{A1} )$$

$$P_{ND3} = ( 593,72 - 40,39 - 43,13 ) \cdot ( 2783,97 - 2523,38 )$$

$$P_{ND3} = \underline{132,953 \text{ MW}}$$

$$P_{ND4} = ( \dot{m}_{ND} - \dot{m}_{A3} - \dot{m}_{A2} - \dot{m}_{A1} ) \cdot ( h_{A1} - h_{AN} )$$

$$P_{ND4} = ( 593,72 - 40,39 - 43,13 - 16,32 ) \cdot ( 2523,38 - 2398,2 )$$

$$P_{ND4} = \underline{61,824 \text{ MW}}$$

$$P_{ND} = P_{ND1} + P_{ND2} + P_{ND3} + P_{ND4}$$

$$P_{ND} = 112,670 + 117,367 + 132,953 + 61,824$$

$$P_{ND} = \underline{424,814 \text{ MW}}$$

(4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 524,814 + 208,430 + 214,756$$

$$P_T = \underline{848,0 \text{ MW}}$$

(5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO2} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO2} = 848,0 \cdot 0,988$$

$$P_{BRUTTO2} = \underline{837,824 \text{ MW}}$$

(6) Berechnung der Bruttoleistungserhöhung

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO2} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 837,824 - 784,328$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = \underline{53,496 \text{ MW}}$$

(7) Ermittlung der prozentualen Leistungserhöhung bei Vollast

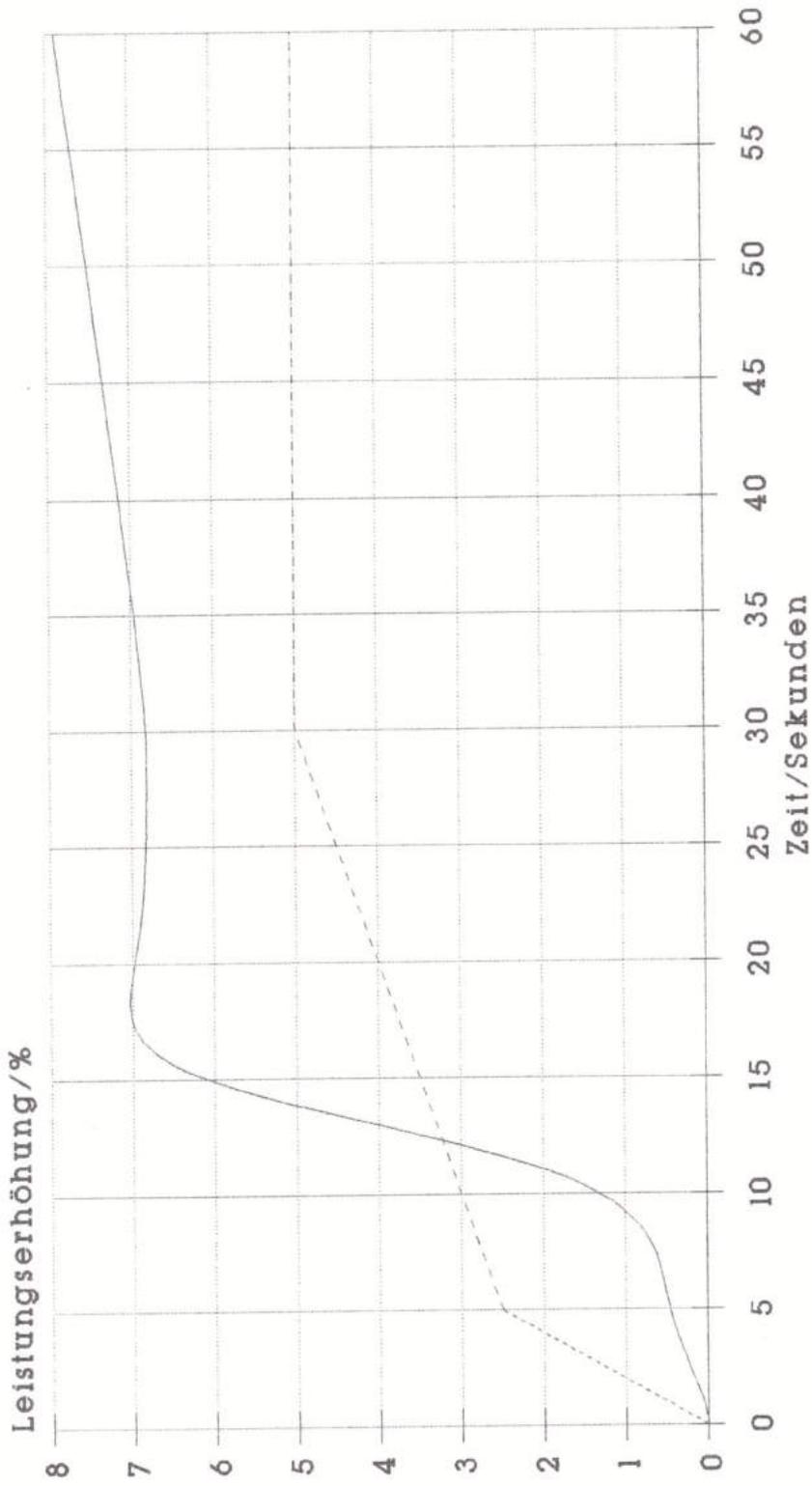
$$\Delta P_{\%} = \frac{P_{BRUTTO2}}{P_{BRUTTO}} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \frac{837,824}{784,328} \cdot 100 \% - 100$$

$$\Delta P_{\%} = \underline{6,82 \%}$$

Die DVG-Forderung für 30 Sekunden kann somit durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6 bei Vollast erfüllt werden.

Leistungssteigerung bezogen auf 100 %  
durch dampfsseitiges Abschalten der HDV



HDV 5+6

— Leistungserhöhung    - - - - DVG-Forderung

100 %

17.0 Bestimmung der neuen Anzapfdrücke und Anzapfdampfenthalpien zur Ermittlung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Niederdruckvorwärmer-Abschaltung (100% Last)

$$p_{A'} = \frac{p_A \cdot \dot{m}'_{ND}}{\dot{m}_{ND}}$$

(1) Berechnung des neuen Dampfmassenstromes Eintritt ND-Turbine:

$$\begin{aligned} \dot{m}'_{ND} &= \dot{m}_{ND100\%} + \dot{m}_{A4} \\ \dot{m}'_{ND} &= 524,55 + 35,02 = \underline{559,57 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(2) Berechnung der neuen Anzapfdrücke

$$p_{A'} = \frac{0,06 \cdot 559,57}{436,98} = \underline{0,077 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{0,23 \cdot 559,57}{451,56} = \underline{0,285 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{1,44 \cdot 559,57}{488,81} = \underline{1,65 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{4,46 \cdot 559,57}{524,55} = \underline{4,76 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{10,3 \cdot 559,57}{524,55} = \underline{10,98 \text{ bar}}$$

$$p_{A'} = \frac{10,5 \cdot 559,57}{524,55} = \underline{11,2 \text{ bar}}$$

(3) Bestimmung der neuen Anzapfdampfenthalpie

Für die Berechnung der neuen Anzapfdampfenthalpien wird ein konstantes  $\eta_i$  angenommen.

Bestimmung von  $h'_{A4}$

$$h_{A5} = 3345,7 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{O4} = 3160 \text{ kJ/kg (p= 11,2 bar)}$$

$$h_{uMD2} = 3345,7 - 3160 = \underline{185,7 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{iMD2} = 0,8372 \cdot 185,7 = \underline{155,47 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{A4} = 3345,7 - 155,47 = \underline{3190,23 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung der Radkammerenthalpie ND-Turbine

$$h'_{\text{RKN}} = \underline{3190,23 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A3}}$ 

$$h_{\text{O3}} = 2975 \text{ kJ/kg (p= 4,76 bar)}$$

$$h_{\text{tND1}} = 3190,23 - 2975 = \underline{215,23 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND1}} = 0,8632 \cdot 215,23 = \underline{185,78 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A3}} = 3190,23 - 185,78 = \underline{3004,45 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A2}}$ 

$$h_{\text{O2}} = 2770 \text{ kJ/kg (p= 1,65 bar)}$$

$$h_{\text{tND2}} = 3004,45 - 2770 = \underline{234,45 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND2}} = 0,8272 \cdot 234,45 = \underline{205,43 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A2}} = 3004,45 - 205,43 = \underline{2799,01 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{A1}}$ 

$$h_{\text{O1}} = 2505 \text{ kJ/kg (p= 0,285 bar)}$$

$$h_{\text{tND3}} = 2799,01 - 2505 = \underline{294 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND3}} = 0,8489 \cdot 294 = \underline{249 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{A1}} = 2799,01 - 249 = \underline{2550,01 \text{ kJ/kg}}$$

Bestimmung von  $h'_{\text{AN}}$ 

$$h_{\text{OAN}} = 2360 \text{ kJ/kg (p= 0,77 bar)}$$

$$h_{\text{tND4}} = 2550,01 - 2360 = \underline{190 \text{ kJ/kg}}$$

$$h_{\text{iND4}} = 0,6826 \cdot 190 = \underline{129 \text{ kJ/kg}}$$

$$h'_{\text{AN}} = 2550 - 129 = \underline{2420 \text{ kJ/kg}}$$

17.1 Berechnung der Leistungserhöhung bei der kombinierten Abschaltung der Niederdruckvorwärmer bei Vollast  $\cong 784,328$  MW

(1) Leistung der HD-Turbine

Die Leistung der HD-Turbine bleibt mit  $P_{HD} = 227,710$  MW konstant.

(2) Leistung der MD-Teilturbine

Die Leistung der MD-Teilturbine bleibt mit  $P_{MD1} = 95,843$  MW ebenfalls konstant.

$$P_{MD2} = (\dot{m}_{MD} - \dot{m}_{A5}) \cdot (h_{A5} - h'_{A4})$$

$$P_{MD2} = (591,99 - 25,42) \cdot (3345,7 - 3190,23) = \underline{88,085 \text{ MW}}$$

$$P_{MD} = P_{MD1} + P_{MD2} = 95,843 + 88,085 = \underline{183,928 \text{ MW}}$$

(3) Leistung der ND-Teilturbine

$$P_{ND} = \dot{m}_{ND} \cdot (h'_{RKN} - h'_{AN})$$

$$P_{ND} = 559,57 \cdot (3190,23 - 2420) = \underline{430,998 \text{ MW}}$$

(4) Gesamtleistung der Turbine

$$P_T = P_{ND} + P_{MD} + P_{HD}$$

$$P_T = 430,998 + 183,928 + 227,710 = \underline{842,636 \text{ MW}}$$

(5) Bruttoleistung der Anlage

$$P_{BRUTTO1} = P_T \cdot \eta_G$$

$$P_{BRUTTO1} = 842,636 \cdot 0,988 = \underline{832,524 \text{ MW}}$$

(6) Leistungserhöhung  $\Delta P_{BRUTTO}$

$$\Delta P_{BRUTTO} = P_{BRUTTO1} - P_{BRUTTO}$$

$$\Delta P_{BRUTTO} = 832,524 - 784,328 = \underline{48,196 \text{ MW}}$$

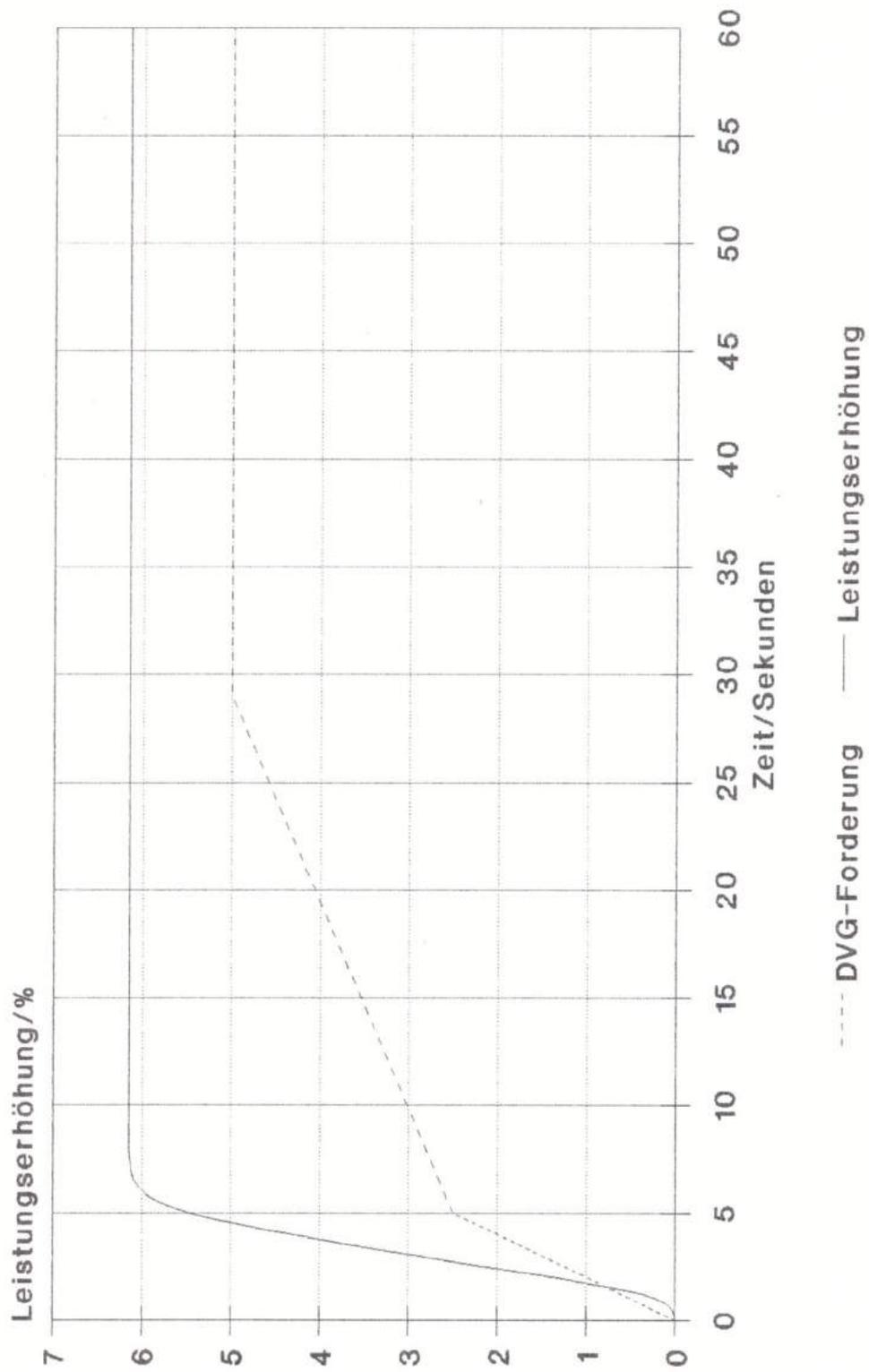
(7) Leistungserhöhung  $\Delta P$  in %

$$\Delta P\% = \frac{\Delta P_{BRUTTO}}{P_{BRUTTO100\%}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta P\% = \frac{48,196}{784,328} \cdot 100\% = \underline{6,15 \%}$$

In dieser Laststufe wird die DVG-Forderung sowohl nach 5 Sekunden als auch nach 30 Sekunden erfüllt.

Leistungserhöhung durch Kondensatstop  
und dampfseitiges Abschalten der NDV  
SWB - NDV-3 - NDV-2 - NDV-1



100 %

17.2 Berechnung der für den Kondensatstopp zur Verfügung stehenden Zeit bei 100% Last und konstantem Speisewasserbedarf  $\dot{m}_{SP} = 653,5 \text{ kg/s}$

Für die Berechnung wird das gleiche Niveau des Speisewasserbehälters zugrunde gelegt wie bei 53 % Last

(1) Die gesamte zur Verfügung stehende Speisewassermenge beträgt somit :

$$V_{SPW} = \underline{260,9 \text{ m}^3}$$

Da durch die Hochdruckvorwärmer immer Nebenkondensat in den Kondensatstaubebehälter fließt, ergibt sich der Speisewasserbedarfsmassenstrom wie folgt:

(2) Berechnung Speisewasserbedarfsmassenstrom

$$\begin{aligned} \dot{m}_{SPWB} &= \dot{m}_{SPW} - \dot{m}_{NK5} \\ \dot{m}_{SPWB} &= 653,5 - 84,96 = \underline{568,54 \text{ kg/s}} \end{aligned}$$

(3) Berechnung Speisewassermasse

Um die Speisewassermasse zu ermitteln ist das spezifische Volumen des Speisewassers zu bestimmen.

$$v' = f(p = 10,0 \text{ bar}; t = 179,88^\circ \text{C}) = \underline{0,0011274 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$m_{SPW} = \frac{V_{SPW}}{v'}$$

$$m_{SPW} = \frac{260,9 \text{ m}^3 \text{ kg}}{0,0011274 \text{ m}^3} = \underline{231417,4 \text{ kg}}$$

(4) Berechnung der zur Verfügung stehenden Zeit für den Kondensatstopbetrieb im stationären Betrieb

$$t_{100\%} = \frac{m_{SPW}}{\dot{m}_{SPWB}}$$

$$t_{100\%} = \frac{231417,4}{568,54} = 407 \text{ s} \hat{=} \underline{6 \text{ Minuten } 47 \text{ s}}$$

Die kombinierte Abschaltung ist bei Vollast nach ca. 6 Minuten aufzuheben, um den sicheren Betrieb des Blockes nicht zu gefährden.

## 18.0 Schlußbetrachtung

### (1) Dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer 5 und 6

Aus unseren Berechnungen geht hervor, daß durch dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer die DVG-Forderung ( 2,5 % innerhalb von 5 Sekunden und 5 % innerhalb von 30 Sekunden bezogen auf Nennlast ) in den von uns untersuchten Teillastbereichen 53 % und 70 % in keinem Fall erfüllt werden kann.

Bei Nennlast  $\cong 784,328$  MW wird die DVG-Forderung nach ungefähr 13 Sekunden überschritten. (Diagramm Seite 150). Die Mehrleistung beträgt nach 30 Sekunden ca. 6,82 % und übertrifft somit die DVG-Forderung erheblich.

Es ist zu erwarten, daß sich die Leistung noch um ca. 1 % erhöht. Nach einer gewissen Zeit wird sich die Temperatur des Hauptkondensatstroms den Grädigkeiten der Niederdruckvorwärmer wieder anpassen. Dadurch erhöht sich die Eintrittsenthalpie des Hauptkondensatstromes in den Speisewasserbehälter. Dieser benötigt dann einen geringeren Anzapfdampfmassenstrom aus der Anzapfung  $A_4$ .

Daß die DVG-Forderung (2,5 % in 5 Sekunden) nicht erfüllt werden kann, liegt an zwei Gründen:

1. Durch das Schließen der Anzapfung  $A_6$  erhöht sich die Abdampfenthalpie der HD-Turbine, so daß dieser Turbinenteil nach 5 Sekunden fast 13 MW weniger Leistung abgibt.
2. Durch die Totzeiten der Zwischenüberhitzung vergehen ca. 12 Sekunden, bevor die Anzapfung  $A_6$  zur Leistungssteigerung beiträgt.  
Weiter hat ein dampfseitiges Abschalten der Hochdruckvorwärmer ein Absinken der Speisewassertemperatur vor Kessel um ca. 63 °C zur Folge.

### (2) Dampf- und wasserseitiges Abschalten der Niederdruckvorwärmer (Kombinierte Abschaltung)

Die DVG-Forderung wird bei der kombinierten Abschaltung lediglich bei Vollast erfüllt. In dieser Laststufe ist nach 5 Sekunden ein Leistungsanstieg von ca. 5,5% bezogen auf Nennleistung zu erwarten. Nach 7 Sekunden erhöht sich der Leistungsanstieg auf ca. 6% und wird über 30 Sekunden beibehalten. Die kombinierte Abschaltung kann in dieser Laststufe ungefähr 6 Minuten aufrechterhalten werden. Nach dieser Zeit wird die Verfügbarkeit des Blockes durch Speisewassermangel gefährdet. Für den praktischen Betrieb ist es jedoch ratsam einen Sicherheitszuschlag von ca. 2 Minuten einzuplanen, d.h. das diese kombinierte Maßnahme ungefähr nach 4 Minuten aufgehoben werden sollte.

Innerhalb von 4 Minuten ist es möglich zusätzliche Reserven durch Spitzenlastkraftwerke, wie z.B. Gasturbinen, zu aktivieren, um einen ungestörten Netzbetrieb zu gewährleisten.

Im Teillastbereich 70% ist nach 5 Sekunden ein Leistungserhöhung um 3% zu erwarten. Eine Mehrleistung von 5% nach 30 Sekunden ist durch diese Maßnahme nicht zu erreichen. Zusätzliche Maßnahmen sind erforderlich. Bei 50% Last ist die DVG-Forderung durch diese Maßnahme alleine weder nach 5 noch nach 30 Sekunden zu erfüllen. Auch in dieser Teillaststufe sind zusätzliche Maßnahmen erforderlich.

Die Wiederholbarkeit der kombinierten Abschaltung wird dadurch eingeschränkt, daß der Kondensatstaubebehälter und Speisewasserbehälter nach Aufhebung dieser Maßnahme erst wieder aufgefüllt werden müßten.

Im Normalbetrieb ist dafür Sorge zu tragen das die Deionatbehälter auf einem so niedrigen Niveau gefahren werden, daß die gesamte bei der kombinierten Abschaltung anfallende Kondensatmenge aufgenommen werden kann.

Aus den Diagrammen (Seite 57, 107, 155) ist zu ersehen, daß beim Abschalten aller Anzapfungen der Niederdruckvorwärmer die Zeit, die benötigt wird um den Hauptkondensatstrom zu den Deionatbehältern umzuleiten, für die Leistungserhöhung keine Rolle spielt. Die Umsteuerzeit würde für die Leistungserhöhung eine Rolle spielen, wenn eine Anzapfung nicht geschlossen werden würden. Sie ist aber wichtig, um zu verhindern, daß zuviel kaltes Kondensat in den Speisewasserbehälter gelangt.

### (3) Zusätzliche Maßnahme

Um die DVG-Forderung in den Teillastbereichen bei den von uns untersuchten Maßnahmen erfüllen zu können, ist eine Androsselung der Turbinenstellventile notwendig. Dies gilt auch für das dampfseitige Abschalten der Hochdruckvorwärmer bei Vollast. Der Androsselungsgrad der Turbinenstellventile in den verschiedenen Laststufen könnte über praktische Versuche ermittelt werden.

Die kombinierte Abschaltung der Niederdruckvorwärmer und das dampfseitige Abschalten der Hochdruckvorwärmer dürfte aus betrieblichen Gründen nicht zu realisieren sein.

### (4) Schlußwort

Wir möchten darauf hinweisen, daß bei den ermittelten Leistungserhöhungen einige Faktoren angenommen bzw. vernachlässigt wurden. Eine genauere Ermittlung der Leistungserhöhungen und des dynamischen Verhaltens der Anlage wäre nur über die Erstellung eines Regelmodelles möglich.

Unser Dank gilt allen Mitarbeitern des Kraftwerkes Wilhelmshaven, die uns durch Unterlagen und Ratschläge während unserer Diplomarbeit unterstützt haben.

Literaturverzeichnis

1. G. Falgenhauer und H. Kürten, Zweckmäßigkeit von Maßnahmen zur schnellen Leistungssteigerung in Dampfkraftwerken, VGB Kraftwerkstechnik Heft 4, 1985
2. W. Dierken und H. Kürten, Konzept für die Blockregelung in fossil befeuerten Wärmekraftwerken, Erlangen
3. Deutsche Verbundgesellschaft E.V., Das versorgungsgerechte Verhalten der thermischen Kraftwerke, Heidelberg, 1982
4. Kraftwerk Union AG, Informationsmaterial zum vorgegebenen Thema, Mülheim, 1987
5. W. Kauffeld, Dampferzeugerseitige Maßnahmen, VDI-Berichte, Hannover
6. H.-H. Torborg, Entnahmeseitige Maßnahmen bei Dampfturbinen zur Wirkleistungs-Sekundenreserve- Bereitstellung, VDI-Berichte, Hamburg
7. H. Kürten, Einlaßseitige Maßnahmen zur Wirkleistungsreserve-Bereitstellung und -Aktivierung im Sekundenbereich bei Dampfturbinen, VDI-Berichte, Erlangen
8. VGB Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber E.V., Mögliche Laständerungen und Laständerungsgeschwindigkeiten von Dampfkraftwerken im Festdruck- und Gleitdruckbetrieb, Essen, 1974
9. H. Könecke, Vorlesungsunterlagen, Einführung in das Gebiet der Dampftechnik, HS Bremerhaven
10. H. Solbrig, Vorlesungsunterlagen, Thermodynamik
11. F. Dietzel, Dampfturbinen, Karl-Hanser-Verlag, München, 1970
12. Springer-Verlag Berlin, Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf, 1969
13. G. Scholz/F.Meynen, Diplomarbeit Kraftwerk Wilhelmshaven, 1986
14. Betriebsunterlagen Kraftwerk Wilhelmshaven

Hilfsmittel

1. Personal-Computer
2. CAD-System (Autocad 9.0), Hochschule Bremerhaven