Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 101/102 (1933)
Heft: 6

Artikel: Untersuchungen an Velokessel-Anlagen
Autor: Quiby, H.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-83035

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 06.02.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

INHALT: Untersuchungen an Veloxkessel-Anlagen. — Graphische Berechnung von Wasserspiegel-Linien. — Eidgenössisches Amt für Wasserwirtschaft. — Holzhaus im Friesenberg in Zürich. — Mitteilungen: Eidgenössische Technische Hochschule. Dieselmotoren mit Zündvorkammer. Die Elektrifikation der österreichischen Bundesbahnen. Röntgennachweis innerer Drahtseilkorrosion. Bundesvorschriften über elektrische Anlagen. Verbindungsbahn Anhalter Bahnhof - Stettiner Bahnhof in Berlin. Der Schweizerische Verein von Gas- und Wasserfachmännern. Schienenomnibus, System Bugatti. — Wettbewerbe: Relief, Plastiken und Mosaike für das neue Verwaltungsgebäude am Walcheplatz in Zürich. Erweiterungsplan der Stadt Bern und ihrer Vororte. — Literatur.

Band 102 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 6

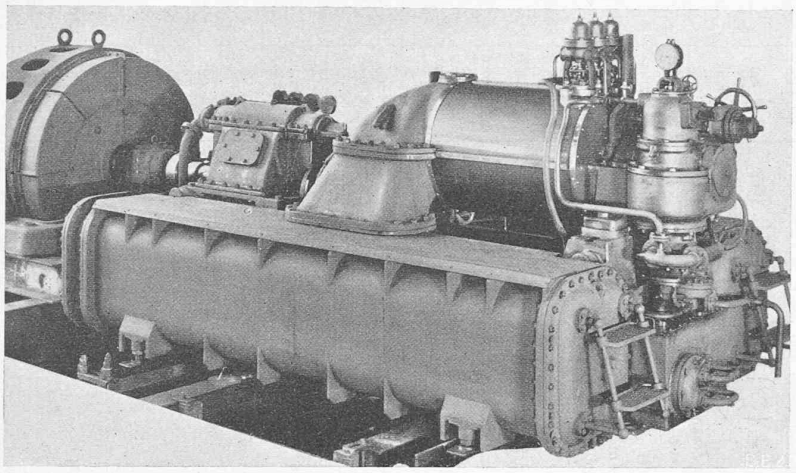

Abb. 2. Dampfturbinen-Blocktyp „Brown-Boveri-Turbloc DB 22".

Untersuchungen an Veloxkessel-Anlagen.

Von Prof. H. QUIBY, E. T. H., Zürich.

Die technischen Fortschritte der letzten Jahre im Dampfkesselbau haben eine solche Fülle von verschiedenartigen Kesseltypen gezeitigt, dass man wohl mit Recht die Entwicklung als noch nicht abgeschlossen betrachten kann. Bei den meisten Bauarten ist die Tendenz, die Gesamtwirtschaftlichkeit durch Steigerung des Kesseldruckes zu erhöhen, leicht erkennbar. Im Gegensatz hierzu versucht der von der Firma Brown Boveri & Cie. in Baden entwickelte Veloxkessel, obschon er für jeden Dampfdruck gebaut werden dürfte, sich seine wirtschaftliche Berechtigung auch bei mässigen Drücken vor allem durch andere Eigenschaften zu sichern. Im besondern sind hierbei die Herabsetzung der Gesamtanlagekosten und des Raumbedarfes, die Erhöhung des Kesselwirkungsgrades und die rasche Regulierbarkeit zu erwähnen.

Die von der Firma BBC gebotene Gelegenheit, an zwei Veloxkessel-Anlagen Versuche durchzuführen, war deshalb von besonderem Interesse, weil der erzeugte Dampf direkt an eine Turbogruppe abgegeben und somit eine vollständige Dampfkraftanlage untersucht werden konnte.

Die erste Versuchsreihe wurde an einem für Versuchszwecke umgebauten Veloxkessel (Abb. 1) durchgeführt, mit dem ein Turbinen-Block-Typ (BBC Turbloc DB 22, Abb. 2) in direkter Verbindung stand. Bekanntlich sind in einem Turbloc sämtliche Hilfsapparate (Kondensator, Kühlwasserpumpe, Dampfstrahlejektoren und Oelkühler) mit der Turbine zu einem Aggregat vereinigt. Es war also möglich, in der Werkstätte eine Dampfkraftanlage, die alle Hilfsapparate und -Maschinen enthielt, zu untersuchen. Es dürfte dies das erste Mal sein, dass eine vollständige, für ortsfeste Aufstellung bestimmte Dampfkraftanlage in der Werkstätte montiert und ausprobiert wurde. Es ist nicht ausgeschlossen, dass in Zukunft solche Aggregate zur Aufstellung kommen und der Gesamtwirkungsgrad garantiert wird, wie dies schon heute bei Dieselmotoren üblich ist. Hieraus mag die Bedeutung der im Folgenden beschriebenen Versuche hervorgehen.

Da der Turbloc für einen Dampfdruck von 20 at berechnet war, wurde auch der Kessel, der für einen maximalen Druck von 30 at gebaut ist, mit dem entsprechenden Druck betrieben. Bei Vollast des Turbloc wurden rd. 11000 kg/h Dampf benötigt. Für den Vollastversuch des Veloxkessels (rd. 18 t/h) musste daher ein Teil des Dampfes an das Netz abgegeben werden. Die Kesselvollastversuche bezweckten somit lediglich die Feststellung des Kesselwirkungsgrades. Für die Versuche, deren Auswertung den totalen Wirkungsgrad ergab, wurde die Dampfleitung zum Kesselhaus blind abgeflanscht. Aus Montagegründen befand sich zwischen Kessel und Turbine eine rd. 30 m lange unisolierte Leitung, sodass sich ein Temperaturabfall von rd. 65 °C einstellte. Bei der Auswertung wurde dies berücksichtigt, indem ein Wärmeverlust in der Leitung von 10 cal/kg zugrunde gelegt wurde. Dieser Wämeverlust würde also bei einer isolierten Leitung von der effektiv notwendigen Länge zwischen Kessel und Turbine auftreten. Die Berichtigung fand in der Weise statt, dass die durch die Vergrösserung des adiabatischen Gefälles, sowie die verminderte Wasserbremsung im Nassdampfgebiet erzielbare Mehrleistung ermittelt wurde. Da das Speisewasser aus dem bestehenden Behälter des Kesselhauses geliefert wurde, zeigt sich eine weitere Berichtigung des Kesselwirkungsgrades notwendig, weil die Speisewassertemperatur höher war, als die Temperatur des anfallenden Kondensates.

Eine weitere Versuchsreihe wurde an einer für eine Zuckerfabrik in Spanien bestimmten Veloxkesselanlage von 32 t/h Dampf allein, also ohne Turbogruppe, durchgeführt (Abb. 3). Bei dieser Anlage konnte ausser der

Abb. 1. Veloxkessel-Versuchsanlage in der Fabrik von Brown, Boveri & Cie. in Baden.

TABELLE I.

Auswertung der Versuche	Bez.	Dim.	Turbloc 1/2 Last Velox 1/3 Last	Turbloc 2/2 Last Velox 2/3 Last	Velox 3/3 Last
Messpunkt			1.	2.	3.
Brennstoff			Masut	Gasöl	Gasöl
Heizwert	Hu	kcal/kg	9760	10130	10130
Menge	B	kg/h	466	804	1300
Luftmenge	L	kg/h	8339	15076	22400
Abgasmenge	G	kg/h	8805	15880	23700
Luftüberschusszahl $= L/14{,}35\,B$	λ	kg/h	1,246	1,305	1,201
Dampf					
Düsenmessung Speisewasser	D_{sp}	kg/h	6507	10450	16990
Düsenmessung Frischdampf	D_F	kg/h	6110	10180	
Kondensatmenge	D_K	kg/h	6141	10425	
Annahme: Dampfmenge	D	kg/h	6140	10425	16990
Dampfdruck Austritt Velox	p_V	at absolut	21,5	22,2	19,2
Dampftemperatur Austritt Velox	t_V	° C.	363,7	425,3	454,6
Wärmeinhalt Austritt Velox (Knoblauch 1932)	i_V	kcal/kg	757,2	789,5	805,8
Speisewassereintrittstemperatur	t_{sp}	° C.	72,7	74,3	70,0
Wärmezufuhr im Velox	Δi_V	kcal/kg	684,5	715,2	735,8
Zusatzleistung					
Motor	N_Z	kW	16,2	43,0	168,1
Thermischer Velox-Wirkungsgrad					
$\frac{D\,\Delta i_V}{B\,Hu + 860\,N_Z} \cdot 100$	η_{thV}	%	92,1	91,3	93,75
Wirtschaftlicher Velox-Wirkungsgrad					
$\frac{D\,\Delta i_V - \frac{860 \cdot N_Z}{\eta_a}}{B\,Hu} \cdot 100$	η_{wV}	%	89,5	88,7	90,3

(η_a = Anlagewirkungsgrad der Gruppe Velox-Turbloc, bezogen auf Klemmenleistung, siehe S. 63.)

	Bez.	Dim.	Turbloc 1/2 Last Velox 1/3 Last	Turbloc 2/2 Last Velox 2/3 Last
Kondensat				
Temperatur Austritt Turbloc	t_K	° C.	28,3	25,7
Speisewassertemperatur Velox	t_{sp}	° C.	72,7	74,3
Temperaturerhöhung vor Velox	Δt_V	° C.	44,4	48,6
Wärmezufuhr vor Velox $= D\,t_V$	Q_V	kcal/h	272000	506500
Abgas				
Menge	G	kg/h	8805	15880
Temperatur	t_G	° C.	101	124
Temperaturerniedrigung der Abgase bei kälterem Speisewasser für $t_{sp} = t_k$ [1]	Δt_G	°	33,3	36,4
Spezifische Wärme des Abgases	c_{pG}	kcal/kg°	0,249	0,250
Verminderung des Abgasverlustes für $t_{sp} = t_k$; $G\,c_{pG}\,\Delta t_G$	Q_A	kcal/h	73000	144500
Korrektur				
der zugeführten Wärme für $t_{sp} = t_k = Q_V - Q_A$	Q_Z	kcal/h	199000	362000
Zusätzlich notwendige Brennstoffmenge für $t_{sp} = t_k$; $Q_Z/\eta_{wV}\,Hu$	B_Z	kg/h	22,4	39,8
Turbloc				
Dampfdruck Eintritt Turbloc	p_T	at absolut	20,3	20,3

[1]) Die Berechnung erfolgte auf Grund von besonderen Versuchen über die Wärmedurchgangszahl, deren Erörterung hier zu weit führen würde.

	Bez.	Dim.	Turbloc 1/2 Last Velox 1/3 Last	Turbloc 2/2 Last Velox 2/3 Last
Dampftemperatur Eintritt Turbloc	t_T	° C.	299,4	363,6
Wärmeinhalt Eintritt Turbloc (Knoblauch 1932)	i_T	kcal/kg	722,0	756,8
Wärmeinhalt Austritt Velox	i_V	kcal/kg	757,2	789,5
Wärmeverlust in der unisolierten Dampfleitung Velox-Turbloc	Δi_L	kcal/kg	35,2	32,7
Zu erwartender Wärmeverlust in einer isolierten Leitung	$\Delta i_{L\,korr.}$	kcal/kg	10	10
Korrigierter Wärmeinhalt Eintritt Turbloc	i_T	kcal/kg	747,2	779,5
Kondensattemperatur Austritt Turbloc	t_K	° C.	28,3	25,7
Abdampfdruck	p_K	at absolut	0,028	0,039
Adiabatisches Gefälle	H_0	kcal/kg	245,7	254,0
Adiabatisches Gefälle für $i_{T\,korr.}$	$H_{0\,korr.}$	kcal/kg	258,0	266,3
Klemmenleistung				
des Generators	N_{Kl}	kW	1021	2020
Klemmenleistungskorrektur auf $H_{0\,korr.}$	$N_{Kl\,H_0\,korr.}$	kW	1072	2118
Thermodynamischer Turbinenwirkungsgrad, geschätzt	$\eta_{Turb.}$	%	75	75
Dampfgehalt im Abdampf	x_S	kg/kg	0,882	0,927
Adiabatisches Gefälle im Nassdampfgebiet	H_S	kcal/kg	147	88
Wasserbremsung d. Turbine in % d. Leistung $= \frac{H_S}{H_0}\,\frac{(1 - x_S)}{2} \cdot 100$	$\Delta_\eta W$	%	3,53	1,265
Wasserbremsung in kW $\sim N_{Kl}\,\Delta_\eta W/100$	N_W	kW	36	25,5
Dampfgehalt im Abdampf für $i_{T\,korr.}$	$x_{S\,korr.}$	kg/kg	0,909	0,948
Adiabatisches Gefälle im Nassdampfgebiet für $i_{T\,korr.}$	$H_{S\,korr.}$	kcal/kg	109	59
Wasserbremsung in % für $i_{T\,korr.} = \left(\frac{H_S}{H_0}\right)_{korr.} \frac{(1 - x_{S\,korr.})}{2} \cdot 100$	$\Delta_\eta W_{korr.}$	%	1,71	0,576
Wasserbremsung in kW für $i_{T\,korr.} \sim N_{Kl\,H_0\,korr.}\,\Delta_\eta W_{korr}/100$	$N_{W\,korr.}$	kW	18	12,2
Klemmenleistung, korrigiert auf $H_{0\,korr.}$ und $N_{W\,korr.} = N_{Kl\,H_0\,korr.} + N_W - N_{W\,korr.}$	$N_{Kl\,korr.}$	kW	1090	2131
Dampfverbrauch				
des Turbloc, bezogen auf Klemmenleistung $= D/N_{Kl\,korr.}$	$DV_{Kl\,korr.}$	kg/kWh	5,63	4,893
Wärmeverbrauch pro kg Dampf $= i_{T\,korr.} - t_K$	$\Delta i_{T\,korr.}$	kcal/kg	718,9	753,8
Wärmeverbrauch des Turbloc, bezogen auf Klemmenleistung $= DV_{Kl\,korr.}\,\Delta i_{T\,korr.}$	$WV_{Kl\,korr.}$	kcal/kWh	4050	3688
Thermischer Turblocwirkungsgrad				
bezogen auf Klemmenleistung $= 860/WV_{Kl\,korr.}\,100$	$\eta_{th\,T\,korr.}$	%	21,2	23,3
Hilfsantriebe				
Leonardgruppe	N_Z	kW	27,1	57,0
Umwälzpumpenmotor	N_U	kW	14,1	14,7
Steuerölpumpenmotor	$N_{St.}$	kW	3,0	3,0
Heizölpumpenmotor	N_{Hz}	kW	3,0	3,0
Speisepumpenmotor	N_{sp}	kW	15,0	20,0
Verluste	N_R	kW	2,8	6,3
Gesamte Hilfsmaschinenleistung	N_H	kW	65,0	104,0
Klemmenleistung korrigiert	$N_{Kl\,korr.}$	kW	1090	2131
Anlage-Wirkungsgrad der Gruppe Velox-Turbloc,				
bezogen auf Klemmenleistung $= \frac{(N_{Kl\,korr.} - N_H)\,860}{(B + B_Z)\,Hu}\,100$	$\eta_{a\,korr.}$	%	18,5	20,4
Weitere Angaben				
Kühlwasser-Eintrittstemperatur	t_{We}	° C.	12,9	13,1
Kühlwasser-Austrittstemperatur	T_{Wa}	° C.	18,3	22,6
Kühlwassermenge	W	l/sec	169	167,5
Förderhöhe der Kühlwasserpumpe	H_W	m WS	14,2	14,0
Generator-Spannung	E	Volt	2962	4000
Generator-Stromstärke	J	Amp.	198	290
Generator-Drehzahl	n	Uml/min	1500	1500

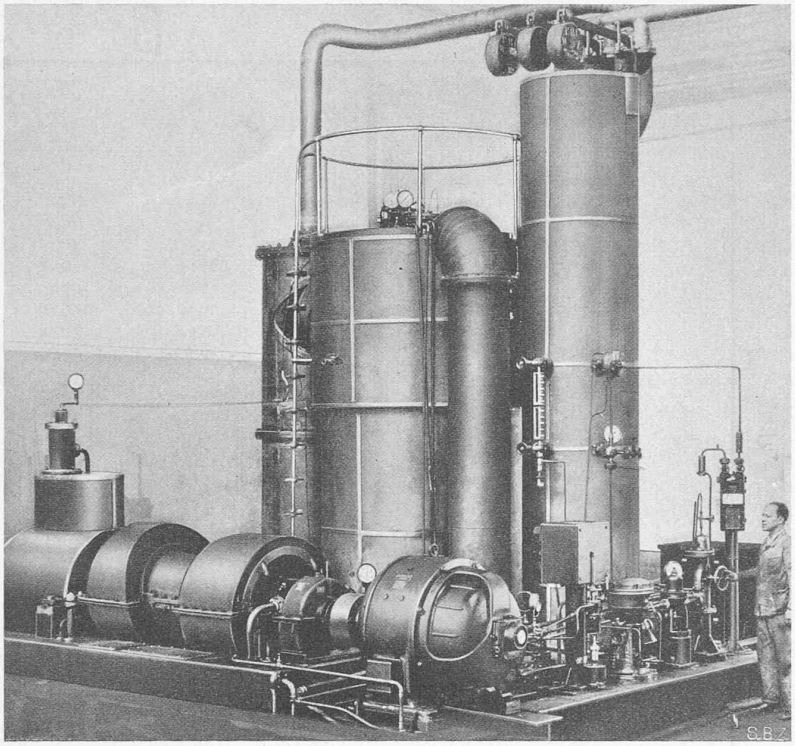

Abb. 3. Veloxkesselanlage für die Zuckerfabrik Bética in Spanien, für eine Dampferzeugung von 32 t/h.

Zusatzleistung auch die durch die Leonardgruppe aufgenommene Leistung bestimmt werden. Zur Auswertung der Versuchsergebnisse der Velox-Turbloc-Anlage wurden die Umformungswirkungsgrade zu Grunde gelegt, die bei der zweiten Versuchsserie ermittelt wurden. Im übrigen gilt für diese Versuche und deren Auswertung sinngemäss das für die erstbeschriebene Anlage gesagte.

In Abb. 4 ist das Schema der Versuchsanordnung dargestellt. Für die Versuche am 32 t-Kessel gilt nur der rechte Teil des Schemas (Messstellen 1 bis 13).

Die Dampfdrücke wurden gemessen mittels geeichter Manometer, die Frischdampftemperaturen mittels geeichter Thermometer. Zur Bestimmung der Fadenkorrektur diente ein Hilfsthermometer, dessen Kugel in der Mitte des herausragenden Fadens sich befand und gegen Strahlung der Rohrleitung durch Asbestunterlage geschützt wurde. Die Messung des Speisewassers, des Frischdampfes und der Abgasmenge erfolgte mit genormten VDI-Düsen (Regeln für die Durchflussmessung mit genormten Düsen und Blenden, VDI-Verlag 1932). Die Brennöl- und Kondensatmenge wurde mit geeichten Waagen festgestellt. Sämtliches Leckwasser, sowie das Kondensat der zweiten Stufe des Dampfstrahlejektors wurde aufgefangen und durch Gewichts- oder Volumenmessung bestimmt, sodass für die Velox-Turbloc-Versuche eine doppelte Kontrolle der Frischdampfmengen-Messung möglich war. Die abgegebene Leistung wurde gemessen mit Strom- und Spannungswandlern, sowie mit Präzisions-Wattmetern. Sämtliche Instrumente wurden nach den Versuchen dem S. E. V. zur Eichung eingesandt. Vor und nach den Versuchen wurden Brennölproben entnommen, die von der E. M. P. A. auf Heizwert und chemische Zusammensetzung untersucht wurden.

Für den Turbloc-Halblast-Versuch wurde amerikanisches Masut verwendet. Der 32 t-Kessel wurde mit rumänischem Masut betrieben, während für alle übrigen Versuche Gasöl zur Verbrennung gelangte.

Die neuartige Wirkungsweise des Veloxkessels macht eine kurze Erläuterung des Kesselwirkungsgrades notwendig. Wie bereits in der Beschreibung des Veloxkessels (S. B. Z., Bd. 101, S. 151*, 1. April 1933), erwähnt wurde, kann beim Verpuffungsverfahren (Verbrennung bei konstantem Volumen) theoretisch ein Wirkungsgrad von über 100 % erreicht werden, wobei es sich um den Idealfall der Wärmepumpe handelt. Die Abgastemperatur ist kleiner als die Lufttemperatur und es ist möglich, einen bestimmten Betrag der Umgebungswärme nutzbar zu machen. Der Antrieb des Gebläses erfolgt in diesem Falle allein durch die Gasturbine. Bei der Gleichdruckverbrennung steht naturgemäss ein kleineres Druckgefälle in der Gasturbine zur Verfügung, als im Gebläse benötigt wird. Soll trotzdem die notwendige Leistung aufgebracht werden, so müssen die Abgase eine entsprechend hohe Temperatur haben; ist dies nicht der Fall, so muss ständig dem Gebläse Leistung durch den Zusatzmotor zugeführt werden. Diese Leistung muss bei der Ermittlung des Kesselwirkungsgrades als zugeführte Wärmemenge in Rechnung gesetzt werden. Der thermische Wirkungsgrad des Kessels ergibt sich also zu:

$$\eta_{th} = \frac{G_D\,(i_1 - i_{sp})}{G_B\,H_u + L\,860}$$

Es bedeutet hierin:

G_D = gesamte erzeugte Dampfmenge in kg/h,

G_B = Gewicht des Brennstoffes in kg/h,

i_1 = Wärmeinhalt des Dampfes am Austritt aus dem Kessel (Ueberhitzer) in kcal/kg,

i_{sp} = Wärmeinhalt des Speisewassers am Eintritt in den Kessel (Vorwärmer) in kcal/kg,

Hu = unterer Heizwert des Brennstoffes kcal/kg,

L = Leistung des Zusatzmotors.

In Wirklichkeit wird vom Kessel nur ein Teil des Betrages L aufgenommen, da die Verluste des Motors

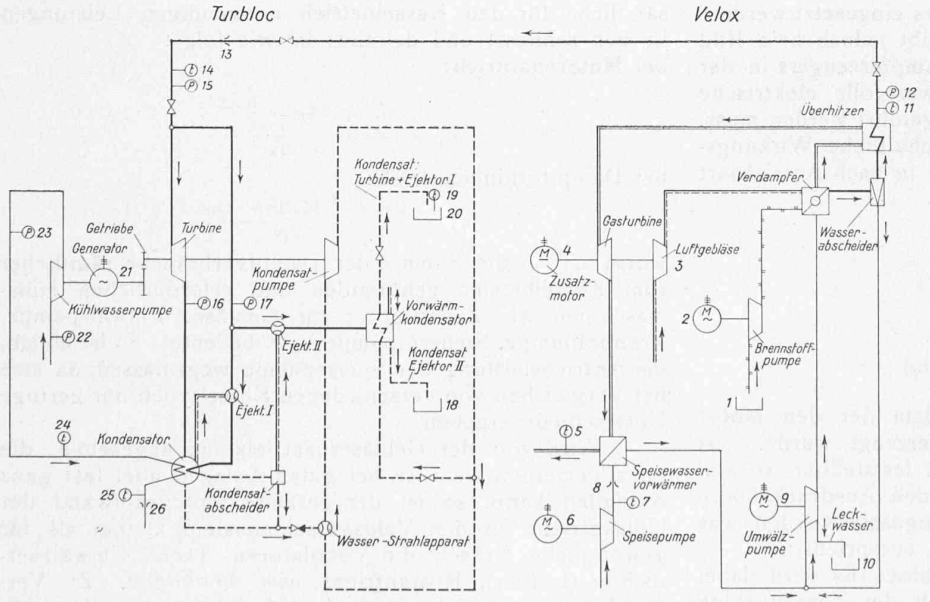

Abb. 4. Schema einer Velox-Turbloc-Anlage. Anordnung der Messstellen.

Legende: 1 Brennstoffmenge, 2 Brennstoffpumpenleistung, 3 Luftmenge, 4 Zusatzmotorleistung, 5 Abgastemperatur, 6 Leistung des Speisepumpenmotors, 7 Speisewassereintrittstemperatur, 8 Speisewassermenge, 9 Umwälzpumpen-Motorleistung, 10 Leckwassermenge, 11 Dampftemperatur Austritt Velox, 12 Dampftdruck Austritt Velox, 13 Dampfmenge in Frischdampfleitung, 14 Dampftemperatur Eintritt Turbloc, 15 Dampfdruck Eintritt Turbloc, 16 Abdampfdruck, 17 Dampfdruck Eintritt Ejektor, 18 Kondensatmenge Ejektor II, 19 Kondensattemperatur, 20 Kondensatmenge Turbine und Ejektor I, 21 Generatorleistung, 22 Kühlwasserzulaufdruck, 23 Kühlwasserenddruck, 24 Kühlwassereintritts-Temperatur, 25 Kühlwasseraustrittstemperatur, 26 Kühlwassermenge.

TABELLE II.

Messungen am Veloxkessel. Anlage: Bética.

Versuch vom Messpunkt Last	Bezeichnung	Grösse	30. Mai 1933 4 1/1	30. Mai 1933 5 1/2	30. Mai 1933 6 1/5	29. Mai 1933 7 1/2
Barometerstand	p_0	at abs.	0,988	0,988	0,988	0,99
Drehzahl des Gebläses	n_G	T/min	6500	4200	2100	3500
Ansaugetemperatur des Gebläses	t_a	° C.	31,5	29,5	27,0	29,5
Enddruck des Gebläses	p_e	at abs.	2,40	1,465	1,081	1,30
Luftgewicht	G_L	kg/h	38535	20240	8687	14631
Brennstoffgewicht	G_B	kg h	2285	1010	403,0	989
Abgasgewicht	G_g	kg/h	40820	21250	9090	15620
Luftüberschuss	λ		1,21	1,43	1,54	1,06
Druck vor Gasturbine	p_{vT}	at abs.	2,16	1,37	1,062	1,24
Druck nach Gasturbine	p_{nT}	at abs.	1,155	1,037	0,999	1,02
Temperatur vor Gasturbine	t_{vT}	° C.	489,4	394,2	306,9	455
Temperatur nach Gasturbine	t_{nT}	° C.	389,5	332,4	267,4	392
Drehzahl des Zusatzmotors	n_M	Uml/min	1330	840	410	700
Zusatzleistung	L	kW	127,41	41,9	11,28	12,85
Leistung der Leonardgruppe	L_{LG}	kW	149,85	56,2	22,0	25,7
Leistung der Umwälzpumpe	L_{UP}	kW	} 24,1	23,8	23,7	24,0
Leistung der Steuerölpumpe	L_{St}	kW				
Leistung der Brennstoffpumpe	L_{Hz}	kW		5		
Leistung der Speisepumpe	L_{Sp}	kW	45,9	33,9	26,9	33,9
Frischdampfmenge aus Speisewasser-Messung	G_{Spw}	kg/h	31405	13492	5695	14270
Frischdampfmenge aus Dampfmessung	G_D	kg/h	31600	13970	5460	13600
Dampfdruck	p_D	at abs.	16,9	17,0	18,13	16,11
Dampftemperatur	t_D	° C.	331,2	314,1	276,7	331,5
Wärmeinhalt pro kg Dampf	i_D	kcal/kg	739,8	731,0	710	740,5
Speisewasser-Eintritt	t_{sp} 1	° C.	57	55,7	65,3	57
Speisewasser-Austritt	t_{sp} 2	° C.	150,7	154,0	147,8	148,2
Wärmeinhalt des Dampfes	D 10 − 6	kcal/h	21,55	9,44	3,52	9,3
Brennstoff				Masut		
Unterer Heizwert des Brennstoffes	H_u	kcal/kg		10040		
Wärmeinhalt des Brennstoffes	B 10 − 6	kcal/h	22,95	10,14	4,045	9,95
Kesselwirkungsgrad (thermisch)	η_{th}	%	93,3	92,9	86,8	93,3
Kesselwirkungsgrad (wirtschaftlich)	η_w	%	91,25	90,8	84,85	92,5
Anlage-Wirkungsgrad { ohne Speisepumpe	η_a	%	90,85	89,75	81,6	91,3
Anlage-Wirkungsgrad { mit Speisepumpe	η_a	%	90,0	88,35	79,4	89,8
Abgastemperatur	t_K	° C.	113,3	98,1	85,45	103,8
Abgasverlust	$J_V \cdot 10^{-6}$	kcal/h	0,833	0,362	0,132	0,288
Abgasverlust $\frac{J_V}{B}$ 100		%	3,6	3,5	3,3	2,89
Strahlung und Unverbranntes [1])	$J_{Str} \cdot 10^{-6}$	kcal/h	0,677	0,374	0,403	0,373
Strahlung und Unverbranntes $\frac{J_{St}}{J_B}$ 100		%	2,95	3,68	9,98	3,75

[1]) Es ist zu berücksichtigen, dass Kessel und Rohrleitungen nur teilweise verschalt und noch nicht isoliert waren.

und die äussern Verluste des Gebläses für die Wärmezufuhr verloren gehen. Der Einfachheit halber soll trotzdem die volle kW-Leistung des Zusatzmotors eingesetzt werden.

Der thermische Wirkungsgrad gibt jedoch kein Bild über den wirtschaftlichen Wert des Dampferzeugers in der gesamten Anlage, falls dem Kessel wertvolle elektrische Energie zur Erzeugung von Wärme zugeführt werden muss. Bei Vergleichen ist deshalb der wirtschaftliche Wirkungsgrad in Berücksichtigung zu ziehen, der je nach Antriebsart folgende Form annimmt:

Bei elektrischem Antrieb:

$$\eta_w = \frac{G_D\,(i_1 - i_{sp}) - \frac{L\,860}{\eta}}{G_B\,H_u}$$

Bei Dampfturbinenantrieb:

$$\eta_w = \frac{(G_D - G_z)\,(i_1 - i_{sp})}{G_B\,H_u}$$

η = der Anlagewirkungsgrad, mit dem der den Motor antreibende elektrische Strom erzeugt wurde. (Ist dieser Anlagewirkungsgrad nicht feststellbar, so soll als genügende Annäherung für den Ausdruck $860/\eta$ ein Wert von 4000 kcal/kWh eingesetzt werden, was einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}215$ entspricht);

G_z = Dampfverbrauch/h der Zusatzturbine. (Es wird dabei angenommen, dass zum Antrieb der Zusatzturbine der vom Veloxkessel gelieferte Dampf verwendet wird.)

Der wirtschaftliche Wirkungsgrad entspricht dem bei gewöhnlichen Kesseln angegebenen, wobei jedoch ausdrücklich darauf hinzuweisen ist, dass er bereits sämtliche Ventilatorarbeiten enthält, während diese im Wirkungsgrad von normalen Kesseln in der Regel nicht enthalten sind.

Als „vollständigen" Kesselanlage-Wirkungsgrad kann man schliesslich denjenigen Wirkungsgrad bezeichnen, der sämtliche für den Kesselbetrieb notwendigen Leistungen in sich schliesst und definiert ist wie folgt:

bei Motorenantrieb:

$$\eta_a = \frac{G_D\,(i_1 - i_{sp}) - \frac{860\,\Sigma L}{\eta}}{G_B\,H_u}$$

bei Dampfturbinenantrieb:

$$\eta_a = \frac{(G_D - \Sigma\,(G_H))\,(i_1 - i_{sp})}{G_B\,H}$$

worin $\Sigma(G_H)$ die Summe der Dampfverbräuche sämtlicher zum Kesselbetrieb gehörenden und erforderlichen Hilfsmaschinen wie Zusatzmotor für Gebläse, Umwälzpumpe, Brennölpumpe, Steuerölpumpe usw. bedeutet. Es ist üblich, die Antriebsleistung der Speisepumpe wegzulassen, da sich bei Vergleichen von verschiedenen Kesseltypen nur geringe Unterschiede ergeben.

Wird von der Gebläsezusatzleistung abgesehen, die im allgemeinen klein ist, bei guten Anlagen aber fast ganz wegfallen kann, so ist der gesamte Arbeitsaufwand der Hilfsantriebe für den Veloxkessel meistens kleiner als für gewöhnliche Kessel, die Ventilatoren, event. Umwälzverdichter (Löffler), Rostantriebe usw. benötigen. Zu Vergleichszwecken wird deshalb immer die Kenntnis des vollständigen Kesselwirkungsgrades notwendig sein.

In den Tabellen I und II sind die Versuchsergebnisse zusammengestellt, aus denen folgendes entnommen werden kann.

Der 32 t-Veloxkessel hat den Nachweis erbracht, dass ein wirtschaftlicher Wirkungsgrad von über 90 % erreichbar

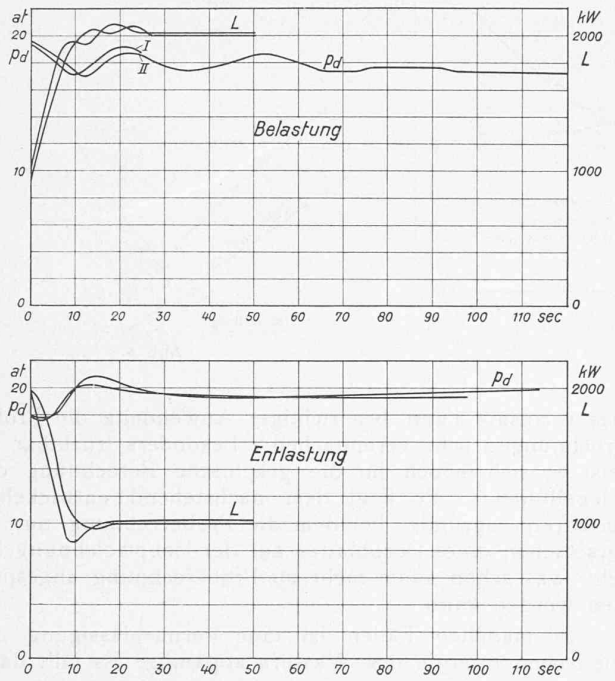

Abb. 5. Diagramme der Regulierversuche.

ist. Beim Versuchskessel wurde dieser Wirkungsgrad nicht erreicht, weil die Gebläse zum Dampferzeuger, der ursprünglich für Gasbetrieb erbaut war, nicht den Wirkungsgrad aufwiesen, der sich mit solchen Gebläsen erreichen lässt. Die Volumenverhältnisse entsprechen infolge anderer Gemischwärmen und Temperaturen nicht den richtigen Betriebsbedingungen und die Gebläse arbeiteten demzufolge nicht mehr im besten Betriebspunkt. Ausserdem wurden die Gebläse durch den Versuch, durch Verdrehen der Schaufeln dem günstigsten Betriebspunkt näher zu kommen, eher verschlechtert als verbessert. Aber auch der 32 t-Kessel dürfte noch weiterhin verbessert werden, sobald mit kleineren Luftüberschüssen gearbeitet wird, sodass sich eine höhere Temperatur vor der Gasturbine einstellt. Dass sich der Brennstoff auch mit kleineren Luftüberschüssen noch vollständig verbrennen lässt, haben bereits Versuche am 10 t-Veloxkessel im Kesselhaus der Firma BBC erwiesen. Bei den vorliegenden Versuchen war ferner der Gegendruck der Gasturbine infolge zu kleiner Rohrweiten und zu grosser Längen der Abgasleitung sehr hoch (bei Vollast 550 mm WS). Mit höheren Gastemperaturen, z. B. 520° C und einem Kaminwiderstand von nur rd. 50 mm WS würde die Leistung der Gasturbine um ungefähr den Betrag zunehmen, der bei den Versuchen vom Hilfsmotor geliefert werden musste. Damit nähert sich aber der wirtschaftliche Wirkungsgrad dem thermischen, der für Vollast und höheren Luftüberschuss bereits 93,3 % betragen hat.

Zur Ermittlung der Heizflächenbelastung sollen folgende wichtigsten Abmessungen der beiden Kessel angeführt werden:

	Versuchs-Kessel	32 t-Kessel
Brennkammer-Strahlungsheizfläche	14 m²	26,8 m²
Brennkammer-Berührungsheizfläche	22,4 m²	42,6 m²
Brennkammer-Volumen	3,0 m²	4,88 m²
Ueberhitzerheizfläche	50 m²	54,5 m²
Vorwärmerheizfläche	148 m²	160 m²

Mit diesen Angaben ergeben sich die Flächenbelastungen beim Versuchskessel zu rund 470 kg/m²/h und beim 32 t-Kessel zu rund 460 kg/m²/h.

Beim 32 t-Kessel, der zum Versand gebracht werden musste, und dessen Versuche deshalb nicht ganz zu Ende geführt werden konnten, wurde die höchste Belastung nicht mehr festgestellt. Die höchste Belastung eines Veloxkessels wird im wesentlichen bestimmt durch die höchstmögliche Drehzahl des Gebläses oder der Gasturbine und durch den kleinstmöglichen Luftüberschuss. Es ist demzufolge anzunehmen, dass die max. Dampfleistung dieses Kessels bei etwa 35 t/h gelegen ist, sodass die max. Heizflächenleistung des eigentlichen Dampferzeugers etwa 505 kg/m²/h, die des gesamten Kessels, also einschliesslich Ueberhitzer und Vorwärmer, etwa 125 kg/m²/h betragen dürfte.

Die erste Versuchsreihe wurde ergänzt durch eine Anzahl von Regulierversuchen. Der Turbloc wurde das eine Mal von Halblast auf Vollast, das andere Mal von Vollast auf Halblast gebracht. Diese Leistungsänderungen wurden in der Zeit von rd. 15 sec durchgeführt. Ein Abblasen von Dampf ins Freie fand nicht statt. Abb. 5 zeigt die rasche Anpassungsmöglichkeit des Kessels an veränderte Betriebsverhältnisse.

Aus der Zusammenstellung der Versuchsresultate kann das Schlussergebnis entnommen werden, das als günstig zu bezeichnen ist. Insbesondere fällt der hohe wirtschaftliche Wirkungsgrad auf, der erst bei kleinen Belastungen abzusinken beginnt. Der thermische Wirkungsgrad erreicht beim 32 t-Kessel maximal 93,3 % und beim Versuchskessel 93,75 %. Als Folge des hohen Kesselwirkungsgrades ist auch der hohe thermische Wirkungsgrad für eine Dampf-Kraftanlage von den gegebenen Verhältnissen zu buchen.

Graphische Berechnung von Wasserspiegel-Linien.

Von Ing. JOSEF FRANK, Komotau (Böhmen).

Allgemeines.

Für die Berechnung von Wasserspiegellinien kann, sofern es sich um stetige Fliessformen handelt, der Satz von Bernoulli verwendet werden, der mit den Bezeichnungen der Abb. 1 geschrieben werden kann:

$$t_o + i L - t_u = h_r + \alpha \frac{v_u^2 - v_o^2}{2g}$$

Die linke Gleichungsseite stellt das absolute Wasserspiegel-Gefälle h dar. Es ist also

$$h = h_r + \alpha \frac{v_u^2 - v_o^2}{2g} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Das zweite Glied rechts ist das Geschwindigkeits-Gefälle und berücksichtigt die Aenderung der kinetischen Energie des Wassers.

$$h_g = \alpha \frac{v_u^2 - v_o^2}{2g}$$

Gl. (1) kann also auch geschrieben werden:

$$h = h_r + h_g$$

Der Wert α dient als St. Venant'scher Beiwert zur Berücksichtigung der ungleichmässigen Geschwindigkeits-Verteilung im Querschnitt. In Uebereinstimmung mit zahlreichen Verfassern [1]) wird er, da nicht genau bekannt und in verhältnismässig weiten Grenzen schwankend, im nachstehenden zunächst gleich 1 gesetzt.

Bestimmung des Reibungsgliedes h_r.

Der Bestimmung des Reibungsgefälles J wird die allgemeine Gleichung zugrundegelegt:

$$v = k R^m J^{1/2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

worin v die Wassergeschwindigkeit, R der Profilradius und k ein von der Bettbeschaffenheit abhängiger Geschwindigkeitsbeiwert ist. Der Gl. (2) entspricht ein grosser Teil der gebräuchlichen älteren und neueren Fliessformeln, dabei ist nach Chézy $m = 0{,}5$, nach Forchheimer $= 0{,}7$, nach Manning-Strickler $= {}^2/_3$ usw.

Aus Gl. (2) ergibt sich das Reibungsgefälle zu

$$J = \frac{v^2}{k^2 R^{2m}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

[1]) Z. B. Böss, Berechnung der Wasserspiegellage beim Wechsel des Fliesszustandes, Berlin 1919.