

Abwärme-Verwertung; Der neue Nordfriedhof in Strassburg

Autor(en): **Hottinger, M.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **79/80 (1922)**

Heft 4

PDF erstellt am: **11.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-38122>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Abwärme-Verwertung. — Der neue Nordfriedhof in Strassburg. — Eiserne Hohlschwelle, Bauart Scheibe. — Miscellanea: Schweizerische Schiffsahrts-Kommissionen. Die Eisenbahn von Beira zum Sambesi. Elektrifikation der Schweiz-

rischen Bundesbahnen. Eidgenössische Technische Hochschule. Bündner Kraftwerke. Drahtlose Bildtelegraphie. — Nekrologie: M. Milasinovic. — Konkurrenzen: Internationales Preisausschreiben für einen Flugzeug-Höhenmesser. — Stellenvermittlung.

Band 80.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

Nr. 4.

Abwärme-Verwertung.

Von Privatdozent M. Hottinger, Ingenieur, Zürich.

(Fortsetzung von Seite 32).

Wärmebilanz von Dampfmaschinen-Anlagen.

Um zu zeigen, wie sich die Wärme in einer Dampfmaschinen-Anlage verteilt, und was an Abdampfwärme zur Verfügung steht, diene folgendes Beispiel:

Im Dampfkessel werde Kohle mit einem Heizwert von 7000 kcal verfeuert. Der Kesselverlust betrage 25 %, sodass in den Dampf 5250 kcal übergehen. Es handle sich um Dampf von 13 at abs. und 300° C mit einem Wärmeinhalt von 729 kcal. Hat das Speisewasser 70° C, so sind zur Erzeugung von 1 kg Dampf somit 659 kcal nötig, oder es können aus 1 kg Kohle 8 kg Dampf erzeugt werden. Das ist die Menge, die laut Tabelle 1 auf Seite 38 eine 500 PS_e-Dampfmaschine, bei einem abs. Gegendruck von 1,5 at, pro PS_e braucht. Theoretisch entspricht 1 PS_e einer Wärmemenge von $\frac{75 \times 3600}{427} = 632 \text{ kcal/h}$, d. h. es sind für effektive Arbeitsleistung 632 kcal vom Wärmeinhalt in Abzug

2. bezogen auf die Dampfwärme von 5250 kcal/kg

Verlust in der Anlage 350 kcal = 7 %
in effektive Arbeit umgesetzt . . . 632 „ = 12 %
im Abdampf enthalten 4268 „ = 81 %
(davon Kondensationswärme 3388 kcal = 64 % und im Kondensat enthalten 880 kcal = 17 %).

Es lassen sich also nutzbar machen:

bezogen auf die Kohlenwärme: für Arbeit 9 % und an Kondensationswärme aus dem Abdampf 48 %, total 57 %; bezogen auf die Dampfwärme: für Arbeit 12 %, an Kondensationswärme aus dem Abdampf 64 %, insgesamt 76 %. Bei Weiterverwendung des heissen Kondensates erhöhen sich diese Beträge entsprechend.

Handelt es sich um reine Kondensationsmaschinen ohne Abwärme-Verwertung, so können bis zu etwa 18 % der Kohlenwärme, bzw. 24 % der Dampfwärme in effektive Arbeit umgesetzt werden, wobei jedoch die gesamte übrige Wärme verloren geht, sofern sie sich nicht bei der niedrigen Kondensator-Temperatur noch verwerten lässt.

Bei der Aufstellung der Wärmebilanzen von Kraftmaschinen ist zu beachten, dass ein Teil der Wärme in Reibungsarbeit verwandelt wird, sich diese jedoch wieder in Wärme umsetzt und als solche auf verschiedene Weise abgeführt wird. Bei den Dampfmaschinen geht z. B. die aus der Kolbenreibung entstehende Wärme an den Abdampf über, die durch Lagerreibung erzeugte dagegen in Form von Leitung und Strahlung verloren. Bei Dampfturbinen wird die Lagerwärme zur Hauptsache durch Öl nach einem Ölkühler abgeführt, bei Dieselmotoren erscheint die Kolben-Reibungswärme in den Abgasen und im Kühlwasser usw. Sie ist daher je nach dem betreffenden Fall in der Abdampf- oder Abgaswärme, in der Kühlwasserwärme oder unter dem Betrag für Leitungs- und Strahlungsverluste zu suchen. Abbildung 44 zeigt schematisch die Wärmeverteilung in Dampfmaschinen und Dampfturbinen-Anlagen. Man erkennt daraus, dass es nicht gleichgültig ist, ob der grosse Betrag H nach rechts auf die Seite der Verluste oder infolge Benützung zu Heizzwecken nach links auf die Gewinnseite zu buchen ist.

Wie sich die Verteilung der Wärme bzw. der in Wärme umgerechneten Energie in einer Elektro-Kraft-Anlage gestaltet, zeigt Abbildung 45.

Der Dampfverbrauch pro PS_e.

Ueber den Dampfverbrauch verschiedener Maschinen-Arten unter verschiedenen Verhältnissen orientieren die Abb. 46 bis 48 und 50 (S. 38), sowie die Tabellen I und II. Der Verbrauch wächst mit zunehmendem Gegendruck, Zwischendampfentzug und abnehmendem Wärmeinhalt des Frischdampfes. Aus Abbildung 49, die sich auf eine 1000 PS-Kolbendampfmaschine und eine 1000 PS-Dampfturbine bezieht, geht auch hervor, dass sich Gegendruck-Kolbenmaschinen und Turbinen verschieden verhalten, indem die Abdampfturbinen vom Gegendruck stärker beeinflusst werden; dies ist ohne weiteres begreiflich, da sie im Niederdruckgebiet bedeutend wirtschaftlicher arbeiten als im Hochdruckteil. Es ist das der Grund, warum in Abbildung 49

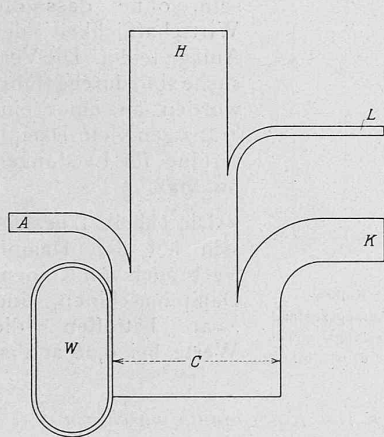


Abb. 44. Verteilung der Wärme in Dampfmaschinen- und Dampfturbinen-Anlagen mit Abdampf-Verwertung.

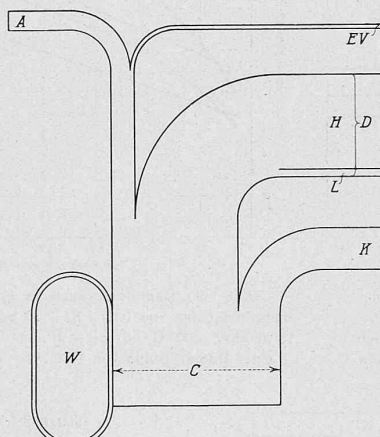


Abb. 45. Verteilung der Wärme bzw. der in Wärme umgerechneten Energie in einer Dampf-Elektro-Anlage.

C aus den Kohlen gewonnene Wärme, A in effektive Arbeit umgesetzt, K Kesselverluste, W Wärme-Umlauf im Kondensat, D in der Dampfturbine verbraucht, L Leitungs- und Strahlungsverluste der Rohrleitungen und der Maschine, H im Kondensator abgeführte bzw. zu Heizzwecken verwendbare Wärme, EV Äquivalent der Energieverluste im Generator, in der Fernleitung und im Transformator.

	A	K	L	H	EV	C
Einzylindrige Heissdampfmaschine (zu Abbildung 44)	9	25	5	61	—	100 %
Kleinere Verbund-Dampfmaschine (zu Abbildung 44)	12	25	5	58	—	100 %
Grosses Dampfmaschinen-Aggregat (zu Abbildung 44)	18	25	5	52	—	100 %
„ „ „ (zu Abbildung 45)	15	25	5	52	3	100 %

zu bringen. Nimmt man für Leitungs- und Strahlungsverluste der Rohrleitungen und der Maschine 5 % der aufgewendeten Wärme = 350 kcal an, so stellt sich die Wärmebilanz folgendermassen:

1. bezogen auf die in 1 kg Kohle aufgewendete Wärmemenge von 7000 kcal

Verlust im Kessel 1750 kcal = 25 %
„ in der Anlage 350 „ = 5 %
in effektive Arbeit umgesetzt . . . 632 „ = 9 %
im Abdampf enthalten 4268 „ = 61 %

(davon werden rd. 3388 kcal = 48 % bei der Kondensation des Dampfes frei und 880 kcal = 13 % verbleiben im Kondensat).

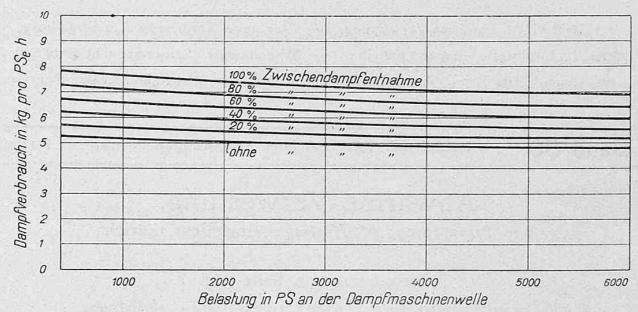
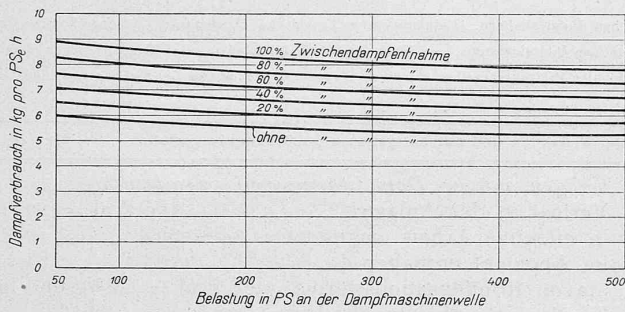


Abb. 46 und 47. Dampfverbrauch in kg/PS_eh von Verbund-Kolbendampfmaschinen von 50 bis 500 PS_e, bzw. 500 bis 6000 PS_e mit Zwischendampf-Entnahme von 0 bis 100 % bei einem Dampf-Anfangszustand von 13 at abs. und 300 °C und einem Dampfdruck im Receiver von 2,5 at abs., unter der Annahme, dass der Zwischendampf-Entzug annähernd während der ganzen Betriebszeit stattfindet.

die Kurven *a* und *b* flacher verlaufen als die mit zunehmendem Gegendruck stärker ansteigenden Kurven *c* und *d*. Man erkennt aus der Darstellung ferner, dass die 1000 PS Dampfturbine bei höchstem Vakuum etwas weniger Dampf

Handelt es sich um Gegendruck-Dampfmaschinen oder -Dampfturbinen, so ist es gleichgültig, wie gross der Dampfverbrauch pro PS_e ist, sofern der Abdampf in genügender Menge verwertbar ist. Es können dann, wie das bei ein-

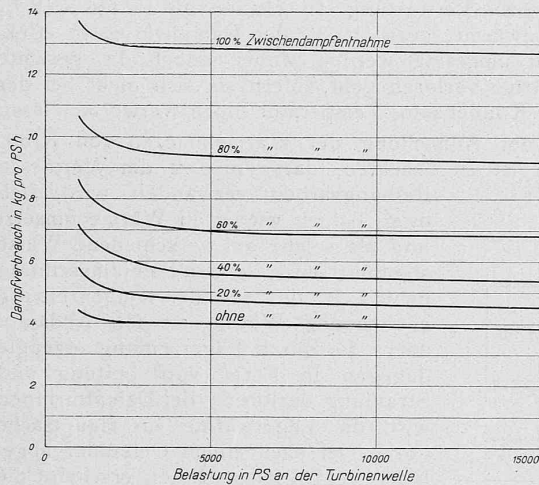


Abb. 48. Dampfverbrauch in kg/PS_eh von Dampfturbinen von 1000 bis 15000 PS mit Zwischendampf-Entnahme von 0 bis 100 % bei 13 at abs. und 300 °C vor und 0,05 at abs. nach der Maschine und einem Zwischendampf-Entzug bei 2,5 at abs.

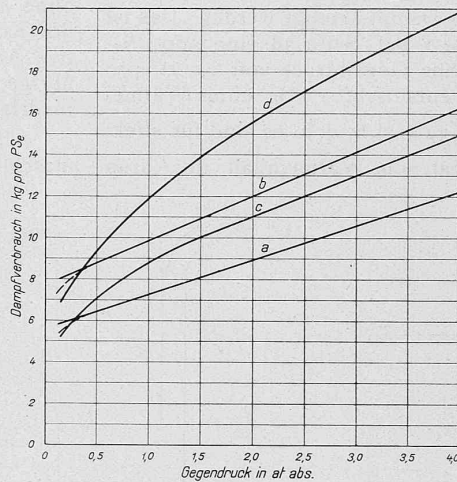


Abb. 49. Dampfverbrauch in kg/PS_e einer Kolbendampfmaschine von 1000 PS_e: a) bei Dampf-Anfangszustand 13 at abs., 300 °C, b) bei 9 at abs., trocken gesättigt, sowie einer Dampfturbine von 1000 PS: c) wie a); d) wie b).

kränzigen Klein-Dampfturbinen und Dampf-anfangsdrücken von etwa 2 bis 3 at abs. der Fall, und in Abbildung 50 wiedergegeben ist, 100, 150 und noch mehr kg Dampf pro PS_e erforderlich sein, ohne dass die Wirtschaftlichkeit der Anlage leidet. Die Versuche sind durchgeführt worden an einer einkränzigen Klein-Dampfturbine für Leistungen bis max. 5 PS.

Die Tabelle I bezieht sich auf den Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen, und zwar betreffen die Werte bei 0,06 at abs.

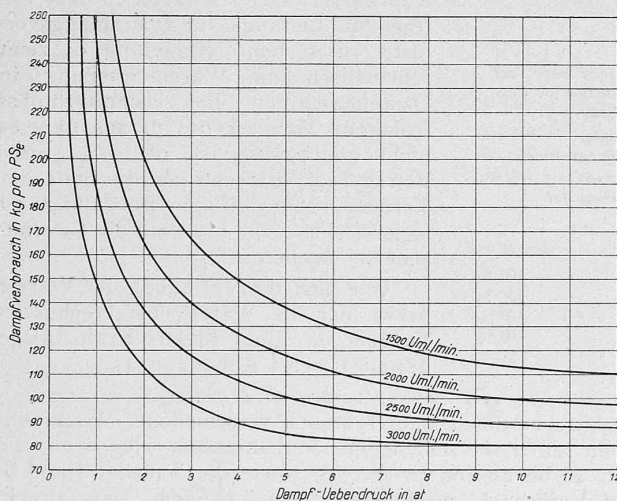


Abb. 50. Dampfverbrauch in kg/PS_e von einkränzigen Klein-Dampfturbinen bei verschiedenen Dampf-Anfangsdrücken und Drehzahlen und einem Gegendruck von 1,2 at abs. hinter der Turbine.

braucht, als die Kolbenmaschinen, bei zunehmendem Gegendruck dagegen mehr. Die bei den Kurven *a* und *b* auf der linken Seite ausgezogenen Teile betreffen Wechselstrom-Dampfmaschinen, während sich die punktierten Teilstücke auf die, wie schon erwähnt, thermisch günstiger arbeitenden Gleichstrom-Dampfmaschinen beziehen.

I. Dampfverbrauch von Kolbendampfmaschinen in kg/PS_eh bei verschiedenen Maschinengrößen, Anfangs- und Gegendrücken des Dampfes.

Maschinenleistungen in PS _e		50	100	500	1000	1500	2000
Dampfzustand vor der Maschine	Gegendruck nach der Maschine in at abs.	Dampfverbrauch in kg/PS _e h					
20 at abs. 300 °C	0,06	5,50	5,30	5,00	4,85	4,70	4,55
	0,5	6,75	6,55	6,30	6,15	6,00	5,85
	1,0	7,40	7,25	7,00	6,85	6,70	6,55
	1,5	8,00	7,80	7,55	7,40	7,35	7,20
	2,0	8,60	8,40	8,15	8,00	7,85	7,70
	4,0	10,90	10,70	10,45	10,30	10,15	10,00
13 at abs. 300 °C	0,06	5,50	5,30	5,00	4,85	4,70	4,55
	0,5	7,00	6,85	6,65	6,50	6,35	6,20
	1,0	7,80	7,65	7,45	7,30	7,15	7,00
	1,5	8,40	8,25	8,05	7,90	7,75	7,60
	2,0	9,20	9,05	8,85	8,70	8,55	8,40
	4,0	12,80	12,65	12,45	12,30	12,15	12,00
9 at abs. trocken-gesättigt	0,06	7,85	7,55	7,20	7,00	6,85	6,70
	0,5	9,50	9,20	8,90	8,70	8,55	8,40
	1,0	10,60	10,30	10,00	9,80	9,65	9,50
	1,5	11,80	11,50	11,20	11,00	10,85	10,70
	2,0	13,10	12,80	12,50	12,30	12,15	12,00
	3,0	17,00	16,70	16,40	16,20	16,05	15,90

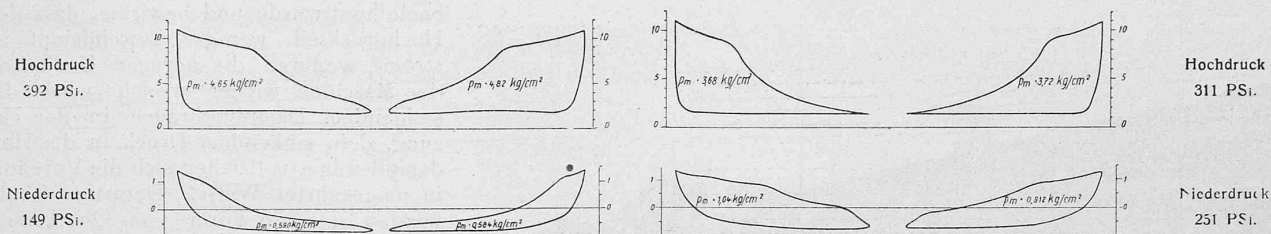


Abb. 52 und 53. Indikator-Diagramme der Tandem-Verbunddampfmaschine Abb. 51
 mit Entzug von 2465 kg/h Zwischendampf ohne Entzug von Zwischendampf
 bei 2,5 at abs. Receiver-Druck. — $n = 105,7$ Uml/min aus dem Receiver. — $n = 152,5$ Uml/min.
 Frischdampf 12 at abs., 313°C . — Vakuum 88% . Frischdampf 12,2 at abs., 300°C . — Vakuum 87% .

Einzyylinder-Gleichstrom-Dampfmaschinen mit Einspritz-Kondensation, alle übrigen Angaben dagegen Abdampfmaschinen, die nach dem Wechselstromprinzip gebaut sind. Ebenso beziehen sich die Abbildungen 46 und 47 auf Wechselstrom-Tandemaschinen, deren Dampfverbrauch immer etwas höher ist, als derjenige reiner Gleichstrom-Maschinen von gleicher Kraftleistung. Aus diesem Grunde decken sich die Kurven ohne Zwischendampfentnahme der Abbildungen 46 und 47 nicht mit den Werten der Tabelle I bei 0,06 at abs. Gegendruck. Es kommt hinzu, dass diese Abbildungen für Maschinen Gültigkeit haben, die während der ganzen Betriebszeit mit ziemlich grosser Zwischendampfentnahme arbeiten, weshalb das Verhältnis zwischen dem Hoch- und dem Niederdruckzylinder kleiner als für reine Kondensations-Maschinen ohne Zwischendampf-Verwertung gewählt ist, was auf den Dampfverbrauch, sofern die Maschine ohne Zwischendampf-Entnahme arbeitet, ebenfalls ungünstig wirkt.

Was durch Zwischendampf-Verwertung in wirtschaftlicher Beziehung erreicht werden kann, zeigt das folgende, sich auf die Abbildungen 33 und 34 in letzter Nummer beziehende Beispiel:

Es sei eine dauernde Kraftleistung von 300 PSe erforderlich und ein gleichbleibender Heizwärmebedarf von

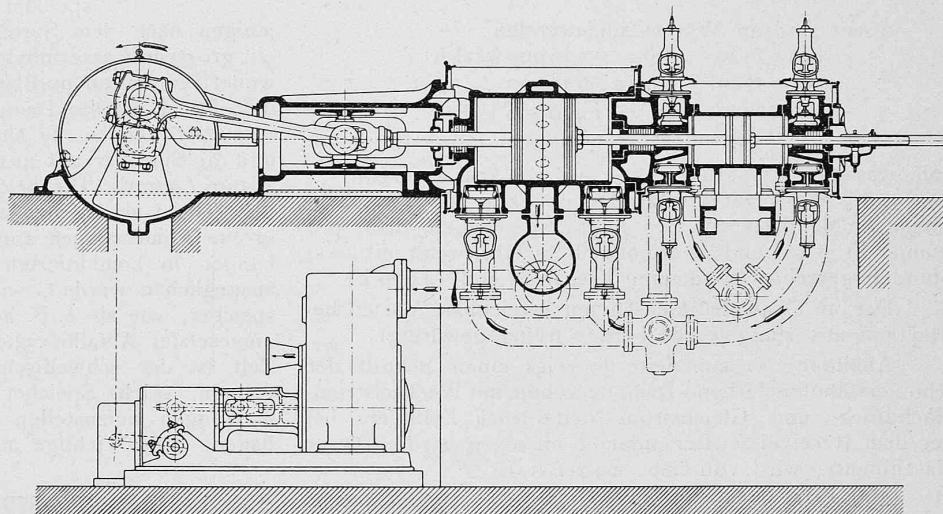


Abb. 51. Tandem-Verbund-Dampfmaschine mit Wechselstrom-Hochdruck- und Gleichstrom-Niederdruck-Zylinder, für Zwischendampf-Entnahme aus dem Receiver.

II. Dampfverbrauch von Dampfturbinen in kg/PS_h bei verschiedenen Maschinengrössen, Anfangs- und Gegendrücken des Dampfes.

Maschinenleistungen in PS an der Turbinen-Welle		500	1000	5000	10000	15000
Dampfzustand vor der Maschine	Gegendruck nach der Maschine in at abs.	Dampfverbrauch in kg/PS _h				
20 at abs. 300° C	0,06	4,4	4,0	3,7	3,6	3,6
	0,5	6,8	6,0	5,6	5,6	
	1,0	8,8	7,6	6,8	6,8	
	1,5	9,9	8,6	7,8		
	2,0	10,8	9,4	8,6		
	4,0	14,0	12,0	11,0		
	6,0	16,8	15,0	13,9		
13 at abs. 300° C	0,06	5,0	4,5	3,9	3,8	3,8
	0,5	8,0	7,0	6,1	6,0	
	1,0	10,0	8,8	7,8	7,7	
	1,5	11,5	9,8	8,7	8,6	
	2,0	13,0	11,0	9,6	9,5	
	4,0	17,0	15,0	14,0		
9 at abs. trocken- gesättigt	0,06	7,0	6,0	5,0	4,9	4,8
	0,5	10,0	9,5	8,2	8,1	
	1,0	13,0	11,8	10,0	9,9	
	1,5	16,0	13,5	11,8	11,7	
	2,0	18,0	15,5	13,8	13,7	
	3,0	44,0	21,0	19,2		

590 000 kcal/h. Steht Kesseldampf von 13 at abs. und 300°C zur Verfügung und herrscht im Kondensator ein Vakuum von 90% , so kann pro PSe mit einem Dampfverbrauch von rund 5,5 kg/h gerechnet werden. Zur Deckung des Kraftbedarfes ist somit eine Dampfmenge von $300 \times 5,5 = 1650$ kg/h nötig. Im Kondensator herrsche eine Temperatur von 40°C . Kühlt sich das Wasser bis zum Eintritt in den Economiser auf 35°C ab, so ergibt sich, dass zur Wiederverwandlung dieses Wassers in Dampf von 13 at und 300°C pro kg $729 - 35 = 694$ kcal nötig sind. Die Kraftanlage erfordert also ohne die Kesselverluste, die im folgenden ebenfalls unberücksichtigt bleiben,

$$1650 \times 694 = 1\,145\,000 \text{ kcal/h.}$$

In der Heizung werden pro kg reduzierten Dampfes bei einem Druck von 1,2 at abs. 537 kcal nutzbar gemacht.

An Heizdampf sind somit $\frac{590\,000}{537} = 1100$ kg/h erforderlich. Das Kondensat der Heizung laufe mit 60°C in den Kessel zurück. Zu dessen Wiederverdampfung sind nötig:

$$1100 (729 - 60) = 736\,000 \text{ kcal/h}$$

Bei Vollbetrieb erfordert die Anlage somit:

$$1\,145\,000 + 736\,000 = 1\,881\,000 \text{ kcal/h}$$

Im Falle nach Abbildung 34 sind der Maschine unter den vorliegenden Verhältnissen etwa 7,0 kg Dampf pro PS_h (gegen 5,5 im Fall 1) zuzuführen. Es sind also 2100 kg/h erforderlich. Dem Receiver werden 1100 kg/h für die Heizung entnommen, sodass noch 1000 kg/h durch den Niederdruckzylinder gehen.

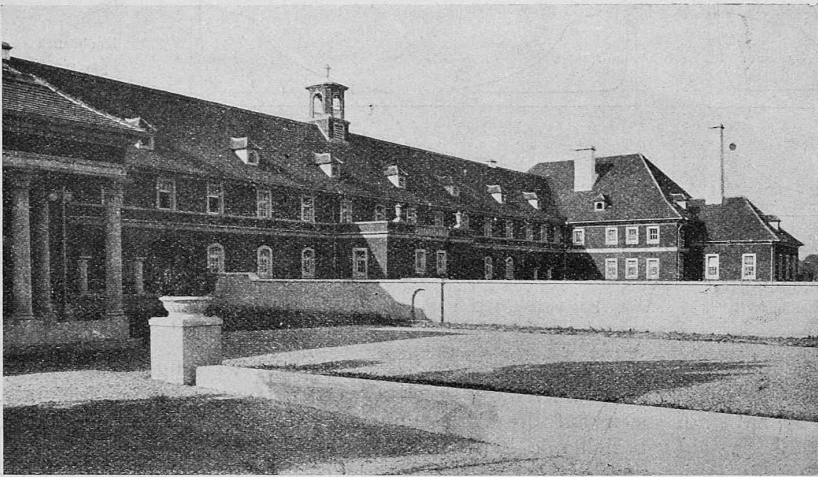


Abb. 4. Rückansicht des Leichenhalle-Traktes, rechts im Hintergrunde das Krematorium.

Somit sind an Wärme aufzuwenden:

1100 (729 — 60) =	736 000 kcal/h	
1000 (729 — 35) =	694 000 „	
insgesamt	1 430 000 kcal/h	
gegenüber	1 881 000 „	im ersten

Fall, was eine Ersparnis von 451 000 kcal/h ergibt.

Bei 70 % Kesselwirkungsgrad, 7000 kcal Heizwert und einem Kohlenpreis von 80 Fr./t entsprechen dem pro Stunde Fr. 7,40, und es ergibt sich im Jahr, wenn mit 2000 Stunden gerechnet wird, eine Ersparnis von 14 800 Fr.

Der mit Gegendruckmaschinen erreichbare Vorteil bei Abdampfverwertung wurde bereits früher gewürdigt.

Abbildung 51 auf Seite 39 zeigt einen Schnitt der schon erwähnten Verbund-Dampfmaschine mit Wechselstrom-Hochdruck- und Gleichstrom-Niederdruck-Zylinder, bei der dem Receiver Zwischendampf entzogen wird. Dieser Maschinentyp wird von Gebr. Sulzer A.-G. bis 1500 PSe ausgeführt. Von da an aufwärts wird der Niederdruck-Zylinder aus konstruktiven Gründen ebenfalls als Wechselstromzylinder ausgebildet. An der Maschine abgenommene Diagramme, einmal ohne, das andere mal bei 2465 kg/h Zwischendampf-Entzug, veranschaulichen die Abbildungen 52 und 53. Dabei herrschte im Receiver ein absoluter Druck von 2,6 at. Die Maschine leistete im ersten Fall bei 150 Uml/min 541 PSi, im zweiten Fall bei 152 Uml/h 562 PSi.

Die Regelung der Maschinen bei verschiedenem Ab- und Zwischendampfbedarf.

Bei veränderlichem Zwischendampf-Entzug sowie bei der Kombination einer Kondensations- und einer Gegendruck-Maschine sind der Druck in der Heizdampf-Leitung und die Umlaufzahl der Maschine durch besondere Regler, die in den Abbildungen 34, 35, 36, 38 usw. mit Y und Z bezeichnet sind, konstant zu halten. Y wird beeinflusst vom Druck in der Heizdampfleitung und wirkt auf die Steuerwelle des Niederdruckteiles des Maschinenaggregates. Steigt aus irgend einem Grunde der Druck in der Heizleitung, so lässt der Regler mehr Dampf nach dem Niederdruckteil der Maschine abströmen, wodurch der Druck wieder auf seine normale Höhe sinkt, aber auch die Maschine schneller laufen würde, wenn nicht augenblicklich der Geschwindigkeitsregler Z

beeinflusst würde und bewirkte, dass dem Hochdruckteil weniger Frischdampf zuströmt, wodurch die normale Umlaufzahl der Maschine wieder erreicht wird. Bei steigendem Dampfverbrauch in der Heizung, d. h. sinkendem Druck in der Heizdampfleitung, vollziehen sich die Vorgänge in umgekehrter Weise. Derartige Regler werden u. a. in Form von Quecksilber- oder Oeldruck-Reglern gebaut. Bei andern Ausführungen wirkt der Dampfdruck direkt auf einen Kolben und wird die Gegenkraft durch Federn ausgeübt.

Bei Anlagen mit stark wechselndem Kraft- oder Heizwärme-Bedarf kann ein Wärmespeicher ausgleichend wirken und die Wirtschaftlichkeit der Anlage günstig beeinflussen. Handelt es sich nur um die Aufnahme von Dampfstößen und den Ausgleich von Druckschwankungen innerhalb geringer Grenzen, so werden Dampfspeicher eingeschaltet. Bekannt sind die-

jenigen nach dem System Rateau, das sind Walzenkessel mit grossem Wasserinhalt, die Dampfüberschuss aufnehmen, wobei Temperatur und Druck etwas steigen, und bei sinkendem Druck wieder Dampf abgeben, ferner die Speicher von *Harlé-Balcke*, die ähnlich den Gasometern gebaut sind und die Speicher mit unveränderlichem Rauminhalt, Bauart *Estner-Ladewig*. Die beiden letztgenannten Arten speichern den Dampf als solchen auf, weshalb sie ausserordentlich grosse Abmessungen annehmen. Sollen grössere Schwankungen in kombinierten Dampfkraft- und Wärmeeinrichtungen ausgeglichen werden, so eignen sich am besten Wärmespeicher, wie sie z. B. auch zur Aufnahme von in Wärme umgesetzter Abfallenergie verwendet werden. In neuerer Zeit ist der schwedische Ingenieur *Ruths* dazu übergegangen, solche Speicher in ausserordentlich grossen Abmessungen aufzustellen und die Anlagen derart auszubauen, dass wichtige neue Effekte erreicht werden, die

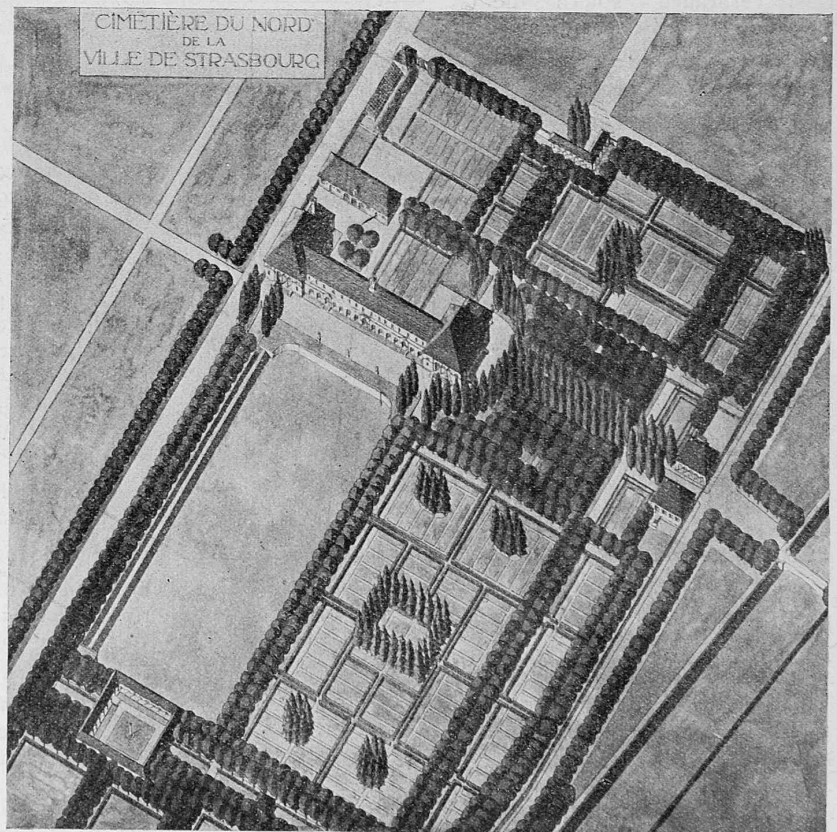


Abb. 1. Fliegerbild des neuen Nord-Friedhofes in Strassburg.



Abb. 3. Hauptansicht des Krematoriums (links) samt Leichenhalle (Mitte) und Abdankungshalle für Erdbestattungen (rechts). Gesamtlänge 95,20 m.

auf die Wirtschaftlichkeit der Anlagen von bedeutendem Einflusse sein können. (Vergl. Seite 213 letzten Bandes, vom 22. April 1922.)

Wird kein Speicher eingeschaltet, so muss, wenn in der Heizung mehr Dampf benötigt wird, als in Form von Zwischendampf entzogen werden kann, bzw. als Abdampf zur Verfügung steht, der Heizung vorübergehend reduzierter Frischdampf zugesetzt werden (Abb. 34, 35, 36, 37 usw.). In dem Fall kann man ein Frischdampfzusatz-Ventil mit dem Druckregler in Verbindung bringen.

An Orten, wo es sich um Erzeugung von elektrischem Strom und gleichzeitig um Lieferung von Heizdampf handelt, lässt man Heizdampfmaschinen oft auch an Stelle der in Abb. 35 dargestellten Kondensationsmaschine mit Diesel- oder Gasmotoren zusammen arbeiten, jedoch nicht derart, dass die Maschinen auf eine gemeinsame Welle arbeiten, sondern auf das gemeinsame Stromnetz, so dass sie unabhängig voneinander sind.

Bei einer solchen Anlage in den Oelbergwerken von Pechelbronn im Elsass sind beispielsweise fünf Grossgasmaschinen mit einer

Einzylinder-Heizdampfmaschine verbunden. Sämtliche Maschinen treiben Drehstromgeneratoren an. In der Heizdampfmaschine wird Dampf von 20 auf 7 at abs. reduziert und in diesem Zustande zur Oelraffinerie verwendet. Der Abdampf-Druck wird mittels eines Quecksilberreglers konstant gehalten, indem dieser die Füllung dem Dampfbedarf entsprechend ändert. Der Ausgleich der Arbeitsleistung erfolgt durch die Gasmaschinen. Bei dieser Anlage richtet sich also die Kraftabgabe der Heizdampfmaschine nach dem Abdampfbedarf.

Der umgekehrte Fall, dass sich die Abdampfmenge nach dem Kraftbedarf richtet, liegt z. B. bei der Anlage

der Firma Böhlinger in Waldhof-Mannheim vor. Dasselbst beträgt der Dampfdruck vor der 800 PSe-Heizdampfmaschine 21 at abs., und der Abdampf von 7 at abs. wird zur Verarbeitung pharmazeutischer Produkte gebraucht. Da hier der Heizdampfbedarf stets grösser als die Abdampfmenge ist, bedarf es keiner besondern Regulierung; der Fehlbetrag wird durch direkten Frischdampfzusatz gedeckt.

Bei den Entnahme-Dampfturbinen erfolgt die Regelung in ähnlicher Weise wie bei den Kolbenmaschinen mit Zwischendampfentzug. Entsprechend Abbildung 40 gelangt der gesamte Frischdampf zuerst in den Hochdruckteil der Maschine, woselbst er auf den gewünschten Heizdampfdruck entspannt wird und z. T. als Heizdampf abgeht, während der

Ueberschuss durch den Niederdruckteil nach dem Kondensator strömt. Die Verteilung besorgt ein Druckregler Y, der gewöhnlich die Aufgabe hat, den Druck in der Heizdampfleitung innerhalb praktischer Grenzen gleich zu halten und der hiezu die in den Niederdruckteil abgehende Dampfmenge, meist durch Betätigung eines Ueberströmventiles Ub, regelt. Schwankungen in der Umlaufzahl werden auch hier durch Beeinflussung des Frischdampfventiles ausgeglichen.

(Schluss folgt.)



Abb. 2. Einfahrt in den Nordfriedhof, im Hintergrund die Abdankungshalle.

Der neue Nordfriedhof in Strassburg.

In achtjähriger, durch den Krieg stark verzögerter Arbeit ist vor kurzem der neue Nordfriedhof in Strassburg vollendet worden. Die hier zur Veröffentlichung gelangenden Bilder sowie die Angaben zum erläuternden Text verdanken wir der Gefälligkeit des während vieler Jahre in Strassburg tätig gewesenen Luzerner Architekten Alb. Nadler, dessen Anregung Folge gebend wir das Werk wenigstens in seiner äussern Erscheinung hier zur Kenntnis bringen.

Die Hochbauten des neuen Nordfriedhofes Strassburg.

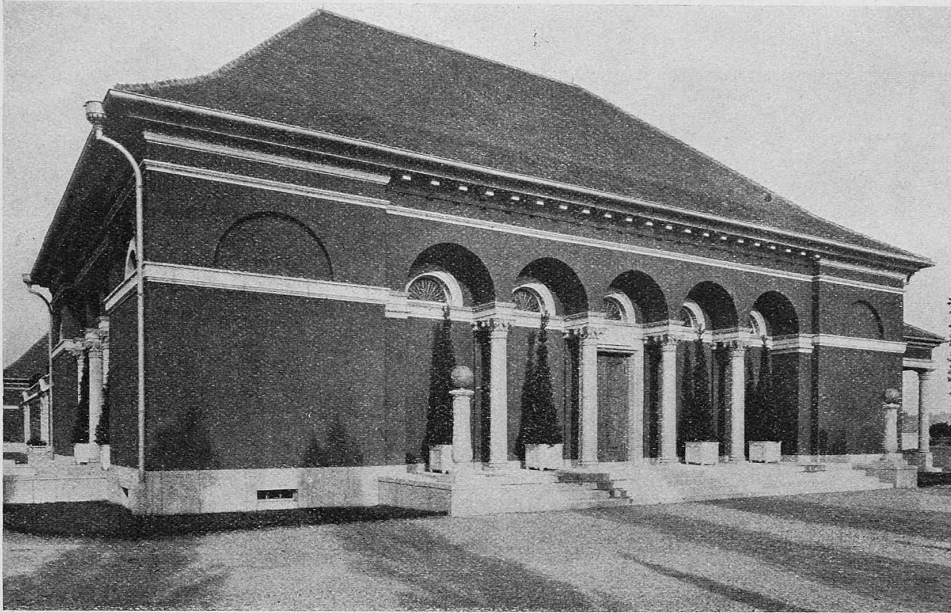


Abb. 5. Haupteingang der Abdankungshalle in der Axe der Einfahrt (vergl. Abb. 1 und 2).

Der Entwurf, auf Grund dessen im Mai 1914 die Ausführung beschlossen worden war, stammte vom damaligen Stadtbaurat Beblo, dem jetzigen Hochbaudirektor Münchens. Unter seiner Leitung gelangten die Anlagen samt den beiden, die Einfahrt flankierenden Torbauten (Abb. 1 und 2) zur Ausführung; am 1. Juli 1916 konnte ein Teil des Friedhofs für Erdbestattung in Betrieb genommen werden. Die Arbeiten ruhten dann; es kam der Waffenstillstand und der Wegzug Beblos. In der Folge wurden sodann durch den Strassburger Stadtarchitekten Dopff die Pläne Beblos zum Teil umgearbeitet, der Hauptbau in Angriff genommen und das Ganze vollendet.

Wie den Bildern zu entnehmen, besteht der Hauptbau aus zwei Flügelbauten, einer Abdankungshalle einerseits und dem Krematorium andererseits, die durch einen langgestreckten niedrigeren Bauteil, die Leichenhalle, miteinander verbunden sind. Die

Abdankungshalle (Abb. 5) enthält einen quadratischen, säulenumstellten Raum von 14,5 m Seitenlänge, mit je einem Eingang von vorn, links und rechts und einem Katafalk in der Mitte der Rückwand. In der Axe des Katafalks setzt sich nach hinten der Bedienungsgang der 60 m langen Leichenhalle fort. Diese enthält in üblicher Anordnung zwischen einem Bedienungs- und einem Besuchergang zwölf Leichenzellen; im kleinen Ausbau in der Mitte der Rückseite (Abbildung 4) befindet sich der Sezierraum. Am andern Ende der Leichenhalle fügt sich

das Krematorium an (Abb. 6), dessen kreisrunder, architektonisch einfach gehaltener Abdankungsraum rd. 10 m Durchmesser aufweist. Auch hier liegt der Katafalk dem Haupteingang gegenüber; der dahinter angeordnete Ofenraum bietet Platz für zwei Oefen, von denen erst einer erstellt ist. Unter Verwendung von Gas-Heissluft-Feuerung dauert die Einäscherung etwa zwei Stunden, ebensolang die Vorbereitung dazu. Es ist kaum nötig beizufügen, dass die Installationen für Lüftung, Heizung und Kühlung, insbesondere der Leichenhalle, allen neuzeitlichen Anforderungen entsprechen.

Was an diesen Friedhofsbauten vor allem anspricht, ist nicht nur die nach allen Seiten gute Gesamtwirkung, sondern vor allem der Verzicht auf laute architektonische Effekte, eine der ersten Stimmung der Trauernden wie den Zeitverhältnissen entsprechende Ruhe, Zurückhaltung und Beschränkung,

die den Meister kennzeichnet und seinem Werk trotz verhältnismässig bescheidener Abmessungen den Ausdruck stiller Grösse verleiht.

Eiserne Hohlschwelle, Bauart Scheibe.

Von dipl. Ing. Prof. Dr. Alfred Birk, Deutsche Techn. Hochschule Prag.

Voraussetzung für wirtschaftliche Unterhaltung des Eisenbahngeleises ist eine entsprechende Elastizität seines Gefüges, weil nur ein in seinem Ganzen elastisches Geleise unter den Stößen und Drücken der darüber rollenden Fahrzeuge keine grossen, bleibenden Formänderungen

erleiden wird. Für die Elastizität des Geleise-Gefüges kommen die Schwellen, der Bettungskörper, die Verbindung von Schiene und Schwellen, zum Teil auch der Unterbau in Betracht. Eine bedeutende Rolle fällt dabei der Schwelle zu. Die Holzschwelle hat vor der Eisen- schwelle den Vorteil des elastischen Stoffes voraus. Bei der heute üblichen Form der Eisen- schwelle (Trogform, Trogschwelle, vergl. Abb. 1 auf Seite 44) ist nur die Biege- festigkeit des Eisens, nicht aber seine Elastizität ausgenützt.

Anders liegen die Verhältnisse in dieser Hinsicht bei der „Hohlschwelle“ nach Bauart von R. Scheibe in Klotzsche bei Dresden. Abb. 2 (S. 44) zeigt den Querschnitt der Hohlschwelle, wie er für die Versuchsschwellen festgelegt wurde; die Wandstärke beträgt 7 mm. Ueber die statischen Verhält-

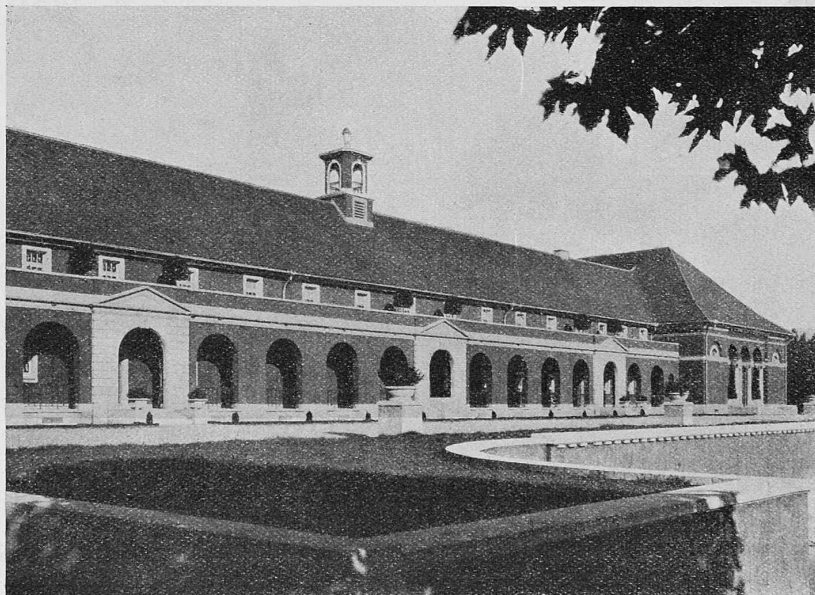


Abb. 7. Bogenhalle längs dem Leichenhallenbau.

nisse und die Gewichtsverhältnisse gibt die beigefügte Uebersicht Aufschluss; sie enthält auch Angaben über Holzschwellen und eiserne Trogswellen.

Hiezu muss bemerkt werden, dass die Hohlschwelle mit Bettungstoff gefüllt wird, sodass ihr Gewicht sich nach Verlegung im Bettungskörper noch um rund 130 kg erhöht. Dieses grosse Gewicht sichert schon an und für sich eine ruhigere Lage der Schwelle im Schotterbett. Ein weiterer augenfälliger Vorzug der Hohlschwelle ist ihre tiefe Lage im Bettungskörper, durch die, im Verein mit der günstigen Form und Breite der druckübertragenden Fläche, die Geschlossenheit der Druckfläche auf die Unterbaukrone schon bei geringerer Bettungstärke als der bei Holz- und Trogswellen erforderlichen, erreicht wird.

Bei der Formgebung seiner Schwelle ist Scheibe von der Annahme ausgegangen, dass der von ihm gewählte Querschnitt durch die einwirkenden Stösse und Drücke kleine vorübergehende Aenderungen erfährt, die auf den Zusammenhang des Geleises ohne Einfluss bleiben, dass er also die Stosswirkungen aufnimmt und durch seine Elastizität gleichsam verzehrt, sodass diese Wirkungen keine schädliche Abnutzungsarbeit mehr leisten.

Aufklärende und wegweisende Versuche, die zunächst und zwar in der Versuchsanstalt an der Techn. Hochschule in Dresden vorgenommen wurden, lieferten den Beweis, dass die Hohlschwelle die Fähigkeit besitzt, die auf sie ausgeübten Stösse durch geringe vorübergehende Querschnittsverdrückungen innerlich zu verarbeiten und die Bettung erheblich zu schonen. Der amtlichen Niederschrift über die am 3. Juli 1919 durchgeführten Schlagversuche mit einer Hohlschwelle und mit einer Trogswelle entnehme ich folgende bezeichnende Angaben: Fallbärgewicht 500 kg, Fallhöhe 100 und 300 mm, mithin Schlagmoment gleich dem Stosse eines 10 t schweren Rades auf jeder Schiene aus 2,5 mm und 7,5 mm Höhe. Die Hohlschwelle erfuhr dabei eine bleibende Eindrückung in dem Granitstein-schlag von 1 und 2 mm; die federnde Eindrückung zusammen mit der federnden Senkung der Schwellendecke betrug 1,20 und 3,25 mm; die federnde Aufbiegung der Auflager-Hälften der Schwelle während der Schläge wurde zu 0,25 und 0,50 mm, die Ausbauchung der Schwellenflanken zu 0,25 und 1,00 mm, die Verengung des Schlitzes im Auflager infolge der Aufdrehung der Auflagerhälften zu 0,25 und 1,50 mm ermittelt. Die Hohlschwelle hat also unter der Wirkung des Fallwerkes vorübergehend die in Abbildung 2 gestrichelt angedeutete Verdrückung des Querschnittes erfahren. Die Trogswelle

Die Hochbauten des neuen Nordfriedhofes Strassburg.

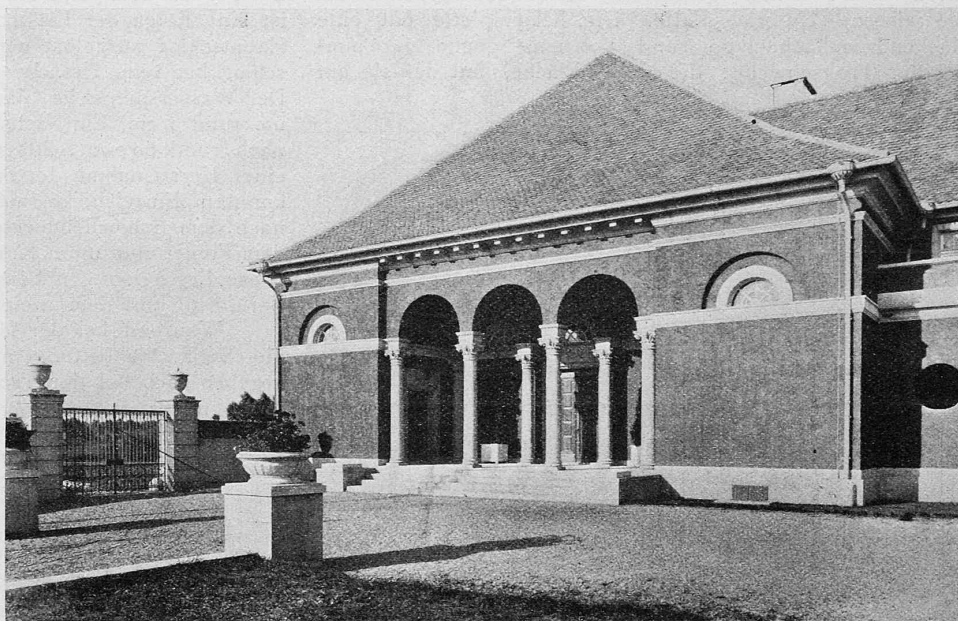


Abb. 6. Eingang zum Krematorium (mit eigener Zufahrt von links her, vergl. Abb. 1).

(Abbildung 1) erfuhr zunächst eine bleibende Einsenkung von 2,3 mm; der Schlag des Bärs erzeugte dann in dem knetbaren Ton, der, unabhängig von den Schwellen gelagert, sich an ihren Körper anschmiegte, nach oben eine Fuge von 2,50 mm und nach unten eine solche von 12 mm; die über der Schwellendecke klaffende Fuge ist noch um die oben zwischen Holzrahmen und Ton entstandene Kluft vergrößert zu denken und kann dann als Vereinigung der bleibenden Eindrückung in die Bettung, mit der durch den Schlag bewirkten vorübergehenden Aufbiegung der Enden nach oben, gedeutet werden.¹⁾

Um für die Beurteilung der Hohlschwelle im Vergleich zur Trogswelle massgebende Grundlagen zu erlangen, hat sodann der Erfinder *Dauerversuche* eingeleitet, für deren Durchführung im Hofe der Versuchsanstalt der Techn. Hochschule in Dresden ein besonderes kleines Gebäude errichtet wurde. Ich hatte Gelegenheit, mehrere Wochen hindurch diese Versuche zu verfolgen und kann also aus eigener Anschauung über die bisher gewonnenen Ergebnisse berichten.

Die Einrichtung für die Versuche ist aus Abbildung 3 zu ersehen. Die Schwellen haben die in Abbildungen 1 und 2 gezeichneten Querschnitte und sind in Stein-schlag gebettet; die Schienen sind auf der Trogswelle, entsprechend dem preussischen Oberbau 8 $\frac{Br + 24 E}{15}$, mit Hakenplatte (mit Zapfen), Klemmplatte, Spannplatte und Bundmuttern befestigt. Die

Schienenbefestigung auf der Hohlschwelle nach Scheibe's Anordnung ist in Abbildung 4 dargestellt; sie besteht

¹⁾ Näheres über diese Versuche findet sich in meinem Aufsatz: „Die eiserne Hohlschwelle und die Wirtschaftlichkeit der Bahnunterhaltung“ in „Verkehrstechnik“, Jahrgang 1921, Nr. 12.

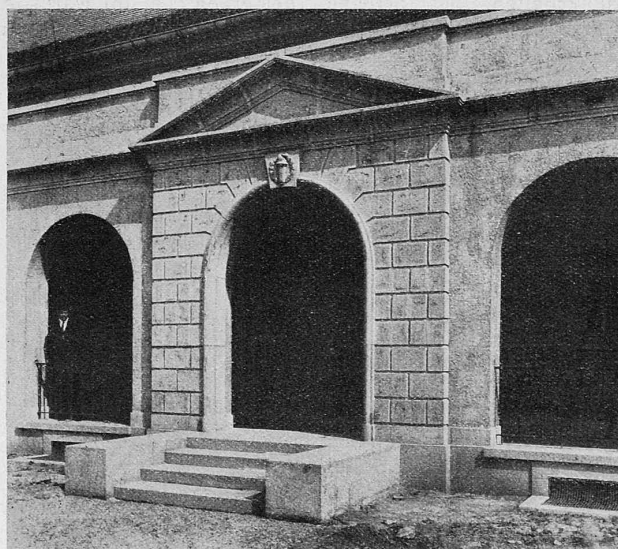


Abb. 8. Detail der offenen Bogenhalle.