

Dampfverbrauchs-Messungen an einer 12000 kW Zoelly-Dampfturbine im städtischen Kraftwerk in Leiden

Autor(en): **Dresden, D.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **91/92 (1928)**

Heft 15

PDF erstellt am: **24.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-42481>

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: Dampfverbrauchs-Messungen an einer 12 000 kW Zoelly-Dampfturbine im städtischen Kraftwerk in Leiden. — Gewölbe-Staumauern mit abgestuften Druckhöhen. — Das Kino-Theater SCALA in Zürich. — Von der Pariser Wohnungs-Fürsorge. — Zur Frage der Fernheizung im Wohnungsbau. — Mitteilungen: Der Bau der Grosswasserkraftanlage am Shannon (Irland) unter besonderer Berücksichtigung

der Betonarbeiten. Untersuchungen über Dampfdüsen. Hängebrücke in Florianopolis. Eine Fachtagung „Röntgenforschung“. Basler Rheinhafenverkehr. Vertikalachsige Generatoren von 11,6 m Aussendurchmesser. 21 000. Lokomotive der Lokomotivfabrik Henschel & Sohn in Kassel. Normalien des Vereins schweizer. Maschinen-Industrieller. — Literatur. — Vereinsnachrichten: S. I. A. Sektion Bern des S. I. A. S. T. S.

Band 91.

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

Nr. 15

Dampfverbrauchs-Messungen an einer 12 000 kW Zoelly-Dampfturbine im städtischen Kraftwerk in Leiden.

Von Prof. D. DRESDEN, Den Haag.

Die Ergebnisse, die von Prof. Dr. A. Stodola an einer eingehäusigen Zoelly-Turbine in Wehrden¹⁾ festgestellt wurden, lenkten die Aufmerksamkeit wieder auf die Möglichkeiten des Turbinenbaues innerhalb des Rahmens der eingehäusigen Maschinen mit ungeteiltem Auslass. Es kann deshalb von Interesse sein, im folgenden Ergebnisse der Messungen an einer noch etwas grösseren Maschine vom gleichen Typ bei höherem Dampfdruck bekannt zu geben. Am 21. Juni 1927 wurde diese Maschine untersucht, nachdem unmittelbar vorher die Kontrolle der Anlage und der Mess-Einrichtung stattgefunden hatte. Auf Grund einer Bestimmung des Lieferungsvertrages wohnte ein Vertreter einer Konkurrenzfirma den Versuchen bei, mit völliger Freiheit der Kontrolle; er unterzeichnete auch das Versuchsprotokoll.

Die Maschine war vor den Versuchen etwa 465 Stunden in Betrieb gewesen, wobei in den letzten Tagen vor den Versuchen die Frischdampf-Temperatur bis zu 430° C anstieg. Ihr Gang war fortwährend besonders ruhig.

Abb. 1 zeigt den Längsschnitt der Maschine, aus dem hervorgeht, dass ihr allgemeiner Aufbau dem der Turbine in Wehrden ähnlich ist. Die Stufenzahl ist die gleiche, dagegen sind die Teilkreisdurchmesser grösser; das letzte Rad hat 1750 mm Teilkreisdurchmesser (in Wehrden 1600 mm).

Die konstruktiven Verbesserungen im Vergleich zu älteren Typen sind die selben wie in Wehrden, sodass hierfür auf den erwähnten Bericht Stodola's verwiesen werden darf.

¹⁾ „Z. V. D. I.“, 1927, Seite 747 ff.

Es sei nur erwähnt, dass in Leiden Lenkbleche im Abdampf-stutzen eingebaut waren, zwecks Vermeidung von toten Ecken einerseits und von Stauung anderseits. Die Hauptabmessungen der einzelnen Stufen sind die folgenden:

Stufe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Teilkreis - Durch-messer mm	1290	1360	1430	1490	1550	1610	1670	1715	1740	1750
Leitschaufel - Aus-trittswinkel °	14	14	14	12	12	11	11	11	12	17
Laufschaukel - Ein-trittswinkel °	24	33	33	28	28	28	28	28	28	33
Laufschaukel - Aus-trittswinkel °	20	20	20	20	20	20	20	20	20	30
Radiale Austritts-höhe Leitrad mm	8,4	12,7	14,6	21,5	28,9	45,7	69,7	125	219	349

Die axialen Schaufelspiele bewegen sich zwischen 2,1 mm in der ersten und 4 mm in der letzten Stufe. Abb. 2 gibt Einzelheiten der Leit- und Laufschaukeln; die Laufschaukeln der letzten Stufen sind aus vollen Stangen gefräst.

Ueber die Messeinrichtungen sei folgendes erwähnt: Die Dampfdrücke wurden gemessen mittels geeichter Manometer, die Frischdampf-Temperatur mittels geeichter Thermometer, angeordnet nach Abb. 3, also in der vollen Strömung. Zur Bestimmung der Fadenkorrektur diente ein Hilfs-Thermometer. Einzelne Vergleichsmessungen wurden ausgeführt mit einem Thermometer, bei dessen Eichung nur

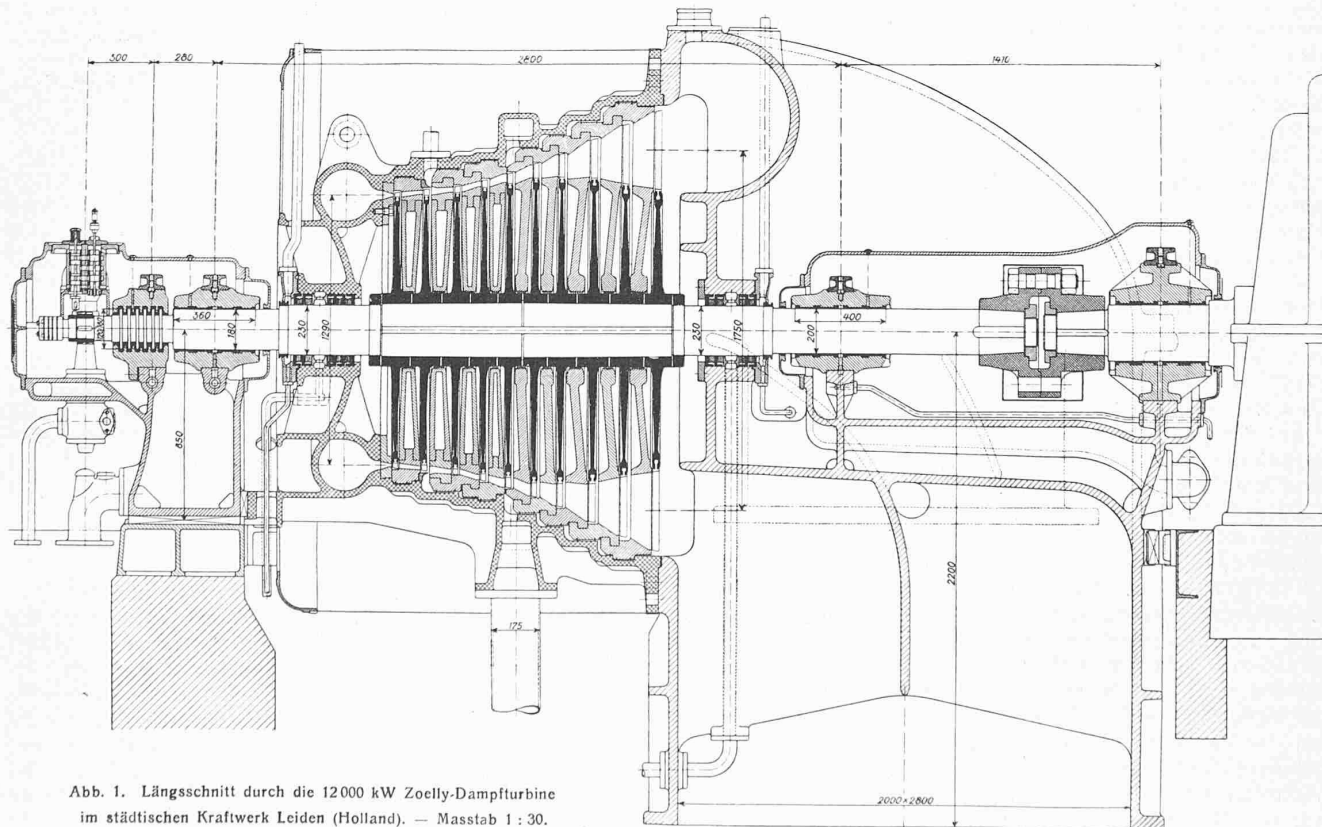


Abb. 1. Längsschnitt durch die 12 000 kW Zoelly-Dampfturbine im städtischen Kraftwerk Leiden (Holland). — Masstab 1:30.

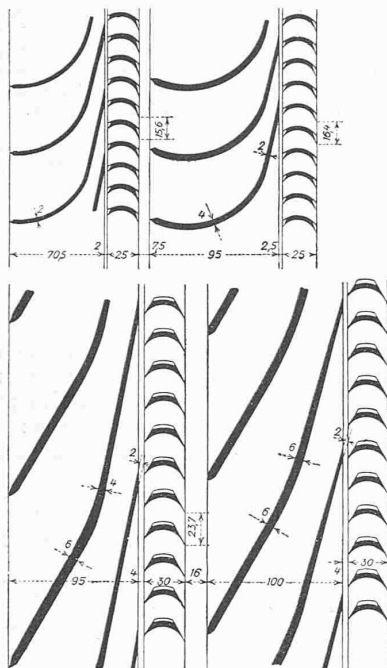


Abb. 2. Schaufelschnitte der beiden ersten und der beiden letzten Druckstufen. — 1 : 5.

DAMPFVERBRAUCH-MESSUNGEN AN EINER
1200 kW ZOELLY-DAMPFTURBINE
IM STÄDTISCHEN KRAFTWERK LEIDEN.

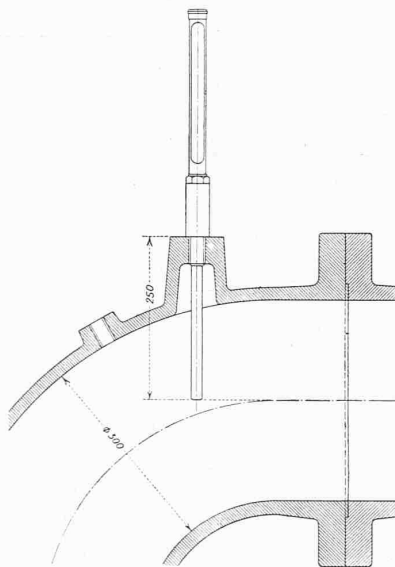


Abb. 3. Anordnung des Thermometers in der Frischdampf-Zuleitung. — 1 : 10.

das in Abb. 3 angegebene, 250 mm lange Teilstück auf Temperatur war. Bei richtiger Anwendung der Fadenkorrektur stimmten die beiden Anzeigen miteinander überein.

Das Vakuum im Abdampfstutzen hatte besondere Bedeutung, wie aus den ausführlichen Betrachtungen Stodola's in seinem erwähnten Aufsatz hervorgeht. Es wurde unten am Abdampfstutzen, beim Eintritt in den Kondensator, mittels Hg-Säule gemessen; ein genaues Barometer ermöglichte, daraus den absoluten Druck zu bestimmen. In gleicher Weise wurde das Vakuum an der Stelle A in Abb. 4 gemessen. Thermometer-Ablesungen wurden in den Punkten A und B vorgenommen. Inwieweit die Thermometeranzeigen in A und B von einer dort noch bestehenden Unterkühlung beeinflusst werden, ist zurzeit noch nicht geklärt (vergl. Stodola: „Dampfturbinen“, 5. Auflage, Seite 883). Die in der Tabelle zusammengestellten Versuchswerte würden auf eine Unterkühlung von etwa $2,5^{\circ}\text{C}$ bei Vollast schliessen lassen. Mir kommt es als unwahrscheinlich vor, dass so weit vom Laufrad diese Unterkühlung noch erhalten bleiben soll, obgleich eine erheblichere Unterkühlung direkt hinter dem Laufrad sehr wahrscheinlich ist. Man muss es m. E. vorläufig als unmöglich betrachten, den statischen Druck beim Schaufelaustritt aus Druck- oder Temperaturmessungen an verschiedenen Stellen des Abdampfstutzens bis auf $0,001\text{ at}$ genau zu bestimmen; die Unsicherheit ist umso grösser, je grösser die Dampfgeschwindigkeiten sind. Andererseits stellt sich heraus, dass bei mässigen Dampfgeschwindigkeiten und geeigneter Form des Abdampfstutzens der Druckverlust zwischen Abdampfraum (in Wellenhöhe) und Kondensator sehr gering ist. Dampfgeschwindigkeiten von etwa 80 m/sec erfordern etwa $0,11\%$ Vakuumverlust. Aus den umfangreichen Messungen Stodola's in Wehrden geht hervor, dass dort *wohl* grössere Druckdifferenzen bestanden. Wie schon erwähnt, fehlten dort die Lenkbleche; die Erbauerin hat seitdem in Erfahrung gebracht, dass diese eine gut messbare Verringerung des Druckverlustes ergaben. Es wurde deshalb in Leiden darauf verzichtet, die Messungen und Berechnungen von Stodola zu wiederholen. Bei der Auswertung der Versuche in der Tabelle habe ich den Wirkungsgrad auf das Vakuum am Kondensatoreintritt bezogen. Die Ergebnisse dürfen also nicht unmittelbar mit den Zahlen von Wehrden verglichen werden. (Schätzungsweise nehme ich an, der Druck am Laufradaustritt sei für den Vollastver-

such etwa $0,003\text{ at}$ höher, als am Kondensator-Eintritt).

Die Messung der Kondensatmenge erfolgte in offenen Behältern, die am Tag vor den Versuchen durch allmähliches Entleeren in einen auf eine Wage gestellten Behälter geeicht worden waren. Alle von der Kondensatleitung abzweigenden Rohrstränge waren abgeflanscht. Bei den niedrigen Kondensat-Temperaturen konnte die Verdunstung in den Behältern vernachlässigt werden. Die Strahlluftpumpe war genügend hoch am Kondensator angeschlossen, und anderseits der Wasserstand im Kondensator hinreichend niedrig, wie das leer bleibende Wasserstandsglas zeigte, um ein Mitreissen von Kondensat in die Luftleitung zu vermeiden. Aus den Versuchen von Stodola sowie aus ähnlichen Messungen, die ich vor einigen Jahren vornahm, und aus ähnlichen Messungen, die Ing. Vos in Amsterdam durchführte, ging hervor, dass die von der Luftpumpe angesaugte Wasserdampfmenge vernachlässigbar klein ist (wenige kg/h).

Der Dampfverlust aus der Hochdruck-Stopfbüchse wurde bestimmt durch Messung (mittels Staurohr) der Dampfgeschwindigkeit im Steigrohr von 40 mm l.W. unter Berücksichtigung des Dampfzustandes daselbst. Dieser ergab sich unter Annahme reiner Drosselung aus dem Zustand nach dem ersten Leitrad bis auf etwa Atmosphärendruck. Aus nachstehender Tabelle geht hervor, dass auch diese Korrektur geringfügig ist.

Die abgegebene Leistung wurde gemessen mit Präzisions-Messtransformatoren und Präzisions-Wattmetern, die kurz vor den Versuchen geeicht worden waren. Sofort nach den Versuchen wurden die Apparate ausgebaut, versiegelt und im Messraum des Elektrizitätswerkes Amsterdam nachgeprüft. Wie aus der Tabelle hervorgeht, waren die Korrekturen gering. Die Belastung war ziemlich konstant, was auch darauf zurückzuführen ist, dass ein Teil der Belastung von einem grossen Wasserwiderstand aufgenommen wurde. Der Wirkungsgrad des Generators wurde nicht

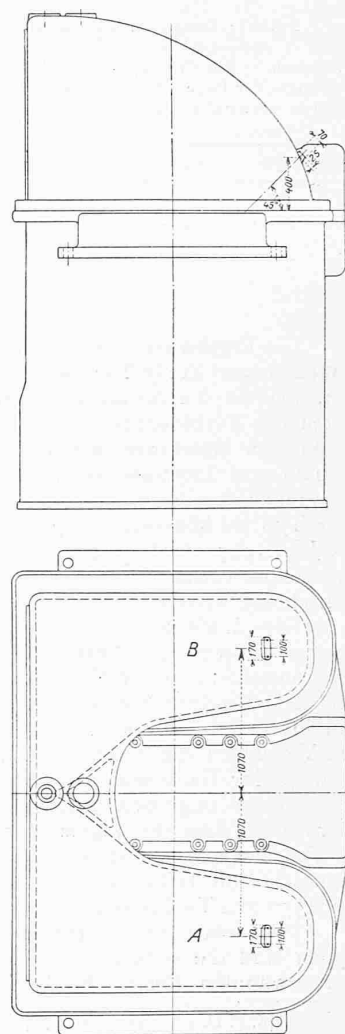


Abb. 4. Druck- und Temperatur-Messstellen im Abdampfstutzen.

nachgeprüft. Die in der Tabelle aufgeführten Werte sind bestimmt aus den berechneten Verlusten. Die Zahl von 95,37 % bei Vollast und $\cos \varphi = 0,89$ scheint mir ziemlich hoch gegenüber wiederholt an modernen, ähnlichen Generatoren gemessenen Wirkungsgraden. Wahrscheinlich wird also die Turbine in der Tabelle etwas zu ungünstig beurteilt. (Meiner Schätzung nach bei Vollast um etwa 0,5 %.)

Versuchsnummer	1	2	3
Belastung	$\frac{1}{1}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
Anfang	10 h 17'	14 h 35'	15 h 56'
Ende	11 h 17' 46"	15 h 35' 19"	16 h 52' 19"
Dauer sek	3646	3619	3379
Gemessene Kondensatmenge . . . kp/h	52768	42542	28821
Kondensattemperatur . . . °C	30,3	28,6	26
Stopfbüchsen-Dampfverlust . . . kg/h	162	60	30
Dampfverbrauch kg/h	52930	42602	28851
(1) { Frischdampftemperatur . . °C	382	367,8	356
{ Frischdampfdruck . . . at a	20,1	20,1	20,3
(2) Druck vor dem ersten Leitrade at a	18,45	14,66	9,73
Druck im Abdampfstutzen an der Stelle A at a	0,054	0,0475	0,041
Zugehörige Sättigungstemperatur °C	33,9	31,65	29
Temperatur im Abdampfstutzen in A und B °C	31,4	29,45	26,27
(3) Druck am Kondensatoreintritt at a	0,0522	0,0455	0,041
Adiabatisches Gefälle von (1) auf (3) kcal/kg	250,9	250,8	250,4
Desgl. von (2) auf (3) . . . kcal/kg	248,3	240,4	226,5
Abgelesene Leistung . . . kW	12156	9467	6111
Korrigierte Leistung . . . kW	12177	9491	6122
$\cos \varphi$	0,89	0,835	0,85
Wirkungsgrad der Generators . %	95,37	95,08	94,3
Dampfverbrauch kg/kWh	4,35	4,49	4,71
Thermodynamischer Wirkungsgrad, bezogen auf Gefälle (1) bis (3) %	82,6	80,4	77,3
Desgl. bez. auf (2) bis (3) % . .	83,45	83,8	85,4
Kühlwasser-Eintrittstemperatur °C	18,1	18,7	18,95
Kühlwasser-Austrittstemperatur °C	24,2	23,7	22,35
(4) Durchgehende Dampfmenge, umgerechnet auf 350 °C (1 % pro 7 °C) kg/h	55340	43685	29100
Wert (4) dividiert durch Wert (2) .	2995	2980	2990

Die Uebereinstimmung der in der Tabelle zusammengestellten Ergebnisse mit den Zahlen, die Stodola in Wehrden fand, unter Berücksichtigung der Austrittsverluste, sowie der Parsons'schen Kennziffern, ist sehr befriedigend. Das erzielte Resultat dürfte für eine eingehäusige Turbine dieser Leistung bei gutem Vakuum als sehr günstig bezeichnet werden. Der Quotient $\frac{\Sigma n^2 z}{\text{adiab. Gef.}}$, bezogen auf das Gesamtgefälle, ist 2400.

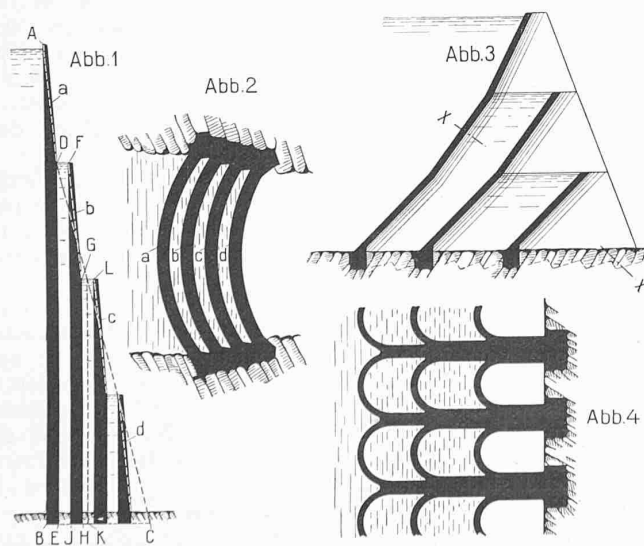


Abb. 1 bis 4. Gewölbe-Staumauern mit abgestuften Druckhöhen.

Gewölbe-Staumauern mit abgestuften Druckhöhen.

Im Gegensatz zur primitiven Ausführungsart von Staumauern, wonach lediglich das Gewicht der Mauerwerkmasse benützt wird, um den Wasserdruck auf den Baugrund zu übertragen, ist es heute mehr und mehr üblich, liegende Gewölbe anzuwenden, die je nach den örtlichen Verhältnissen sich entweder auf die Talhänge oder aber auf Zwischenpfeiler stützen. Solche Mauern benötigen weniger Baumaterial und unterliegen keinen nennenswerten Auftriebserscheinungen, die sonst bei Staumauern einen nicht genau zu bemessenden Umstand bedeuten.

Wenn jedoch infolge grosser Stauhöhe mit bedeutendem Wasserdruck zu rechnen ist, so ergeben sich auch für Gewölbe-Staumauern Schwierigkeiten in statischer Beziehung, sowie bezüglich der Dichtigkeit. Bei ausgeführten Gewölbe-Staumauern wurde etwa angenommen, es genüge, bei gegebenem Radius die Gewölbestärke in linearem Verhältnis zum Wasserdruck nach unten zu vergrössern, um einen Körper mit überall gleicher Druckbeanspruchung zu erhalten. Eine richtige Würdigung der statischen Verhältnisse zeigt aber, dass dies nicht der Fall ist.

Auf einen Querschnitt eines gleichmässigen Wasserdruck unterworfenen und gleichmässig dicken Gewölbes von Kreisbogenform wirkt bekanntlich ausser der zentrisch wirkenden Ringkraft noch eine aus dem elastischen Verhalten des Gewölbes bedingte Zusatzkraft in der Richtung der Gewölbesehne, mit dem Schwerpunkt der Gewölbe-Mittellinie als Angriffspunkt. Die Ringkraft ist dem Wasserdruck genau proportional und es bleiben somit die Ringspannungen die selben, wenn man die Gewölbestärke proportional zum Wasserdruck steigert. Die Zusatzkraft dagegen wächst nicht nur direkt proportional zum Wasserdruck, sondern auch annähernd proportional zum Quadrat der Gewölbestärke. Da die Zusatzkraft verhältnismässig klein, ihr Hebelarm aber bezüglich des Scheitel- und Kämpfer-Querschnittes bedeutend ist, ruft sie in diesen für die Beurteilung der Gewölbefestigkeit massgebenden Schnitten hauptsächlich Biegungsspannungen hervor, die bekanntlich umgekehrt proportional zum Quadrat der Gewölbestärke sind. Daraus folgt, dass die Zusatzspannungen angenähert proportional sind zum Wasserdruck und fast ganz unabhängig von der Gewölbestärke. Somit reicht es zur Innenhaltung einer gegebenen zulässigen Druckspannung nicht aus, wenn die Gewölbestärke nach unten linear zunimmt, sondern sie muss progressiv wachsen, also bei hohen Mauern viel Baumaterial erfordern. Eine nachteilige Nebenerscheinung bei wachsender Gewölbestärke ist dabei noch das Auftreten immer grösserer Zugspannungen aus der Zusatzkraft. Sie überwiegen in einzelnen Gebieten bald die aus der Ringkraft entstehenden Druckspannungen. In gleich ungünstigem Sinne wirken abnehmende Temperatur und Schwinden, und zwar wachsen hier die Spannungen in praktischen Verhältnissen fast proportional zur Gewölbestärke. Je dicker die Mauer, umso grösser kann auch der Temperaturunterschied zwischen den von Wasser und Luft berührten Mauerteilen werden, woraus ebenfalls zusätzliche Druck- und Zugspannungen entstehen. Im unteren Teil der Staumauer wird die Gewölbewirkung durch das Anhaften am Baugrund gestört, und zwar je dicker die Mauer, umso weiterreichend. Die Gesamtzugspannungen werden aus alledem so gross, dass Risse zu gewärtigen sind. Wenn diese auch nicht unter allen Umständen die Standfestigkeit des Bauwerkes in Frage stellen, so geht doch die Klarheit der statischen Verhältnisse verloren und auch die Dichtigkeit wird eine Beeinträchtigung erfahren, sofern nicht der ganze Mauerwerkskörper durch und durch dicht ist. Durch zweckentsprechende Armierung können diese Uebelstände zwar verringert werden, aber die Armierungen bedeuten Mehrkosten, und es kann dieses Mittel, wenn Mauerwerk als Baumaterial gegeben ist, nicht zur Anwendung kommen.

Die erwähnten Nachteile können dadurch vermieden werden, dass statt einer einzigen Gewölbemauer deren