

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

II  
L. inw. 2770

ÜBER DIE VERWENDUNG  
VON HEBERVERSCHLÜSSEN  
BEI KAMMERSCHLEUSEN

BERLIN 1908  
VERLAG VON WILHELM ERNST & SOHN

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297451





Ergebnis der Untersuchung vom 18. April 1870.



Über die  
Verwendung von Heberverschlüssen  
bei  
Kammerschleusen

---



Über die  
Verwendung von Heberverschlüssen  
bei  
Kammerschleusen

Theoretische Untersuchungen über das Hebersystem  
unterstützt durch Versuche  
an der Machnower Schleuse des Teltowkanals



Dr.-Ing. Christian Havestadt  
Regierungs-Bauführer

BERLIN  
Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn  
1908.

46  
XX  
229

Alle Rechte vorbehalten.

**BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW**

112770

**Akc. Nr.** 2189/49

## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
<b>I. Kapitel: Einleitung.</b>	
1. Bedeutung und Wirkungsweise der Heberverschlüsse . . . . .	1
2. Einschlägige Einrichtungen an der Machnower Schleuse . . . . .	4
<b>II. Kapitel: Das Entlüften der Heber.</b>	
1. Ermittlung der Ansaughöhe . . . . .	9
2. Dimensionierung des Saugkessels . . . . .	13
<b>III. Kapitel: Die Entlüftung des Saugkessels.</b>	
1. Beschreibung des Vorgangs . . . . .	19
2. Theoretische Ableitung von Formeln für das Vakuum . . . . .	19
3. Folgerungen aus den Formeln für das Vakuum . . . . .	24
4. Vergleich zwischen rechnerischen Ermittlungen und Versuchen über das Vakuum . . . . .	29
5. Fortführung der Luft durch den fließenden Heber . . . . .	44
6. Aufstellung einer Formel für die Entlüftungsdauer des Saugkessels	47
<b>IV. Kapitel: Die Formgestaltung des Saugkessels und der Heber.</b>	
1. Formgestaltung des Saugkessels . . . . .	58
2. Formgestaltung der Heber . . . . .	63
<b>V. Kapitel: Hilfs- und Nebeneinrichtungen für den Heberbetrieb . . . . .</b>	
	65
<b>VI. Kapitel: Über die Grenzen der Verwendung der Heberverschlüsse . . . . .</b>	
	68



# I. Kapitel.

## Einleitung.

### I. Bedeutung und Wirkungsweise der Heberschlüsse.

Die Verbindung von Schleusenammer und Haltungen wird neuerdings fast ausschließlich durch Umläufe hergestellt, die in den Seitenmauern der Schleuse ausgespart sind. Torschütze sowie Fallschächte im Oberdrempeel dürften in Zukunft nur mehr bei untergeordneten Anlagen, erstere vielleicht auch noch bei Schleusen mit ganz geringem Gefälle, zur Verwendung kommen. Zum Abschluß der Umläufe wurden an Stelle der sonst üblichen Schützsysteme zum ersten Male bei den Schleusen des im Jahre 1900 eröffneten Elbe-Trave-Kanals durch Herrn Professor Hotopp Heberschlüsse eingerichtet, die dann später auch bei der Machnower Schleuse des Teltowkanals und den neuen Schleusen des Oder-Spree-Kanals Anwendung fanden.

Bei den Heberschlüssen wird der Abschluß zwischen Kammer und Haltung dadurch erreicht, daß man den Umlaufkanal in Heberform bis über den oberen Wasserspiegel führt (vergl. die Abbildung auf S. 3).

Um nun die Verbindung im Umlauf zwischen Kammer und Haltung durch den Heber herzustellen, muß die in diesem befindliche Luft entfernt werden; hierzu dient der von Hotopp erfundene Saugkessel. Letzterer ist ein Gefäß, das durch eine Rohrleitung aus der oberen Haltung gefüllt werden kann und vermittels eines Abflußrohres mit der unteren Haltung, sowie durch eine Saugleitung mit dem Heber verbunden ist (vergl. die Abbildung auf S. 3).

Der Betrieb ist kurz folgender:

Der Kessel sei mit Wasser gefüllt. Ist das Ventil der Füllleitung sowie das der Saugleitung<sup>1)</sup> geschlossen, das Ventil der Abflußleitung dagegen geöffnet (Zustand A), so kann zunächst ein Abströmen des Wassers aus dem Kessel nicht stattfinden, da das

<sup>1)</sup> Um zwischen dem Saugkessel und den verschiedenen Hebern bzw. Heberpaaren einer Schleuse die einzelnen Verbindungen herstellen zu können, bedarf es eines Systems von Ventilen, das Steuervorrichtung genannt wird (vergl. Abb. 2 auf S. 7).

selbe durch den äußeren Luftdruck zurückgehalten wird. Wird nun durch das Ventil der Saugleitung die Verbindung zwischen Saugkessel und Heber hergestellt, so strömt aus letzterem dem Kessel Luft zu, infolgedessen dieser seinen Wasserinhalt an die untere Haltung abgibt. Das Abströmen der Luft aus dem Heber hat zur Folge, daß in beiden Heberschenkeln das Wasser ansteigt; dieses beginnt alsdann vom oberen Schenkel nach dem unteren überzufließen (Zustand B). Hat nun das überströmende Wasser eine gewisse Mächtigkeit erreicht, so wird es größere Mengen Luft mitreißen, und kommt dadurch der Heber zur vollen Durchströmung (Zustand C). Des weiteren wird auch die Luft aus dem Saugkessel mit fortgeführt, wodurch sich letzterer wiederum mit Wasser aus der unteren Haltung füllt (Zustand D).

Nach Ausgleich der beiden Wasserstände hört die Bewegung im Heber auf. Der Kessel wird abgeschaltet und steht nun zur Inbetriebsetzung der Heber von neuem zur Verfügung.<sup>1)</sup> Die Verbindung im Umlauf zwischen Kammer und Haltung kann alsdann durch Beschickung des Hebers mit Luft (Belüftung) wieder unterbrochen werden (Zustand E).

In der eben beschriebenen Wirkungsweise zeigen die Heberverschlüsse bestechende Vorzüge gegenüber den Schützverschlüssen:

Es wird im Ruhezustand ein vollkommen dichter Abschluß erreicht, ohne daß sich ein beweglicher Teil unter Wasser befindet. Für den Betrieb ist kein Kraftaufwand nötig. Die Anlage ist also hinsichtlich Unterhaltungs- und Betriebskosten den älteren Verschlusarten äußerst überlegen.

Es ist jedoch einleuchtend, daß eine Reihe von Bedingungen erfüllt sein müssen, um einen zuverlässigen Betrieb der Heberverschlüsse in der eben beschriebenen Art zu gewährleisten.

Die Wirkungsweise der Heberverschlüsse und der Saugkessel ist bisher noch nicht theoretisch erörtert worden. Selbst Angaben aus der Praxis über die Bedingungen für den Betrieb mit Heberverschlüssen fehlen in der Literatur. Die bisherigen Veröffentlichungen über das Hebersystem beschränken sich lediglich auf Beschreibungen ausgeführter Anlagen und das allgemeine Prinzip der Wirkungsweise.

Es fehlen daher dem Ingenieur bei dem Entwurf einer Neuanlage jegliche Unterlagen, um beurteilen zu können, wie die geplante Heber-

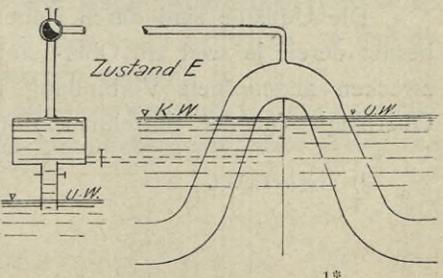
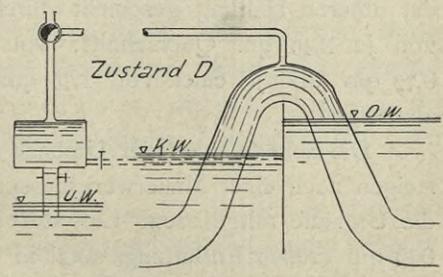
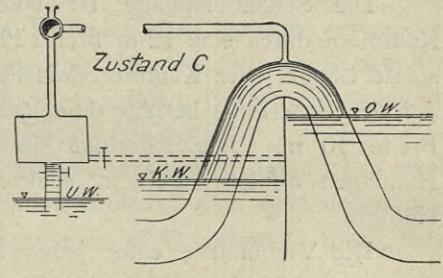
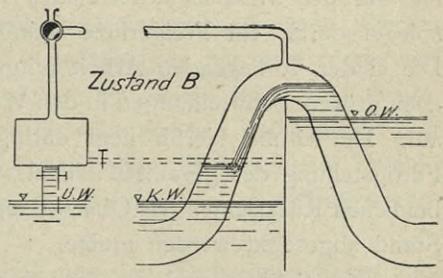
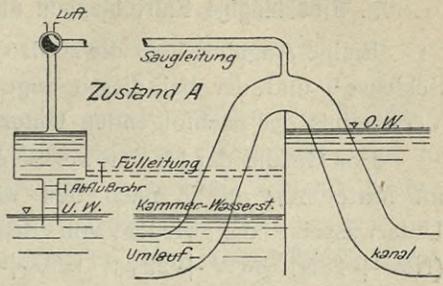
<sup>1)</sup> Eine Speisung des Saugkessels durch die Fülleitung aus der oberen Haltung ist demnach im allgemeinen nur erforderlich, wenn der Kessel nach längeren Betriebspausen infolge der natürlichen Undichtigkeit seiner Wandung durch Zuströmen von Luft an Wasserinhalt verloren hat.

### Wirkungsweise der Heberverschlüsse.

anlage einzurichten ist, damit ihre richtige Betätigung gesichert sei. Bei den bisherigen Ausführungen hat man viel dem Zufall überlassen müssen. Es kann daher nicht verwundern, wenn sich infolgedessen bei manchen Anlagen recht erhebliche Mängel herausgestellt haben.

Hierdurch ist es auch zu erklären, daß von den vielen Anhängern, die das Hebersystem sich zuerst erworben hatte, manche schwankend geworden sind. Es wäre aber sehr zu bedauern, wenn dies zur Folge hätte, daß bei den zahlreichen Schleusenbauten, die wir in der nächsten Zeit in Deutschland, in Österreich-Ungarn und anderwärts zu erwarten haben, auf das alte Schützsystem zurückgegriffen würde.

Im folgenden sollen nun die einzelnen Vorgänge im Heberbetrieb theoretisch untersucht und, gestützt auf diese Theorien sowie auf zahlreiche Versuche, die Verfasser an der Machnower Schleuse angestellt hat, Unterlagen geschaffen werden, die für das Entwerfen von Heberanlagen und die Beurteilung ihrer Verwendbarkeit von Wichtigkeit sind.



## 2. Einschlägige Einrichtungen an der Machnower Schleuse.

Einige Angaben über die zu den Versuchen benutzte Machnower Schleuse<sup>1)</sup> und der bei diesen angewandten Apparate werden das Verständnis der nachfolgenden Untersuchungen erleichtern.

Das Gefälle der Machnower Schleuse beträgt 1,76 m bis 3,33 m, im Mittel 2,74 m, je nach den wechselnden Wasserständen des Unterwassers, die wieder von denen der Havel abhängig sind (NW + 28,97; MW + 29,56; HW + 30,54 NN). Die obere Haltung hat auf den Wechsel des Gefalles keinen Einfluß, da ihr Wasserspiegel durch ein Freigerinne ständig auf + 32,30 gehalten wird. Die in der vorliegenden Arbeit mitgeteilten Versuche weisen jedoch auch größere Schwankungen in den Wasserständen der oberen Haltung auf. Der Grund hierfür liegt darin, daß diese Versuche noch vor Fertigstellung des gesamten Kanals vorgenommen wurden und aus baulichen Rücksichten das Oberwasser teilweise unter seinen normalen Stand abgesenkt werden mußte.

Die Schleusenanlage ist eine Zwillingssparschleuse, deren Kammern durch eine 12 m breite Plattform getrennt sind. Die absolute Länge jeder Kammer zwischen der Haut des Obertores und der des Untertores beträgt 69 m (nutzbare Länge 67 m), die lichte Breite 10 m. Der Abschluß der Kammern gegen die beiden Haltungen erfolgt durch in senkrechter Ebene sich bewegende Hubtore.

Die Verbindung einer jeden Kammer mit der oberen bzw. der unteren Haltung geschieht durch beiderseitig liegende Umläufe von je 2,46 qm Querschnitt, von denen je 9 Quereinläufe von 0,72 qm und je einer von 1,75 qm Querschnitt in die Kammern abzweigen.

Die Scheitellinien der Umläufe liegen nicht horizontal, sondern steigen nach einer Mauerwerksaussparung hin an, damit sich die in die Umläufe mitgerissene Luft dort sammelt, um dann durch einen 0,01 qm großen Entlüftungskanal in die Kammer zu entweichen.

Die Umläufe sind durch Heber abgeschlossen. Jede Kammer besitzt deren je zwei am Ober- und am Unterhaupt. Die zu Sparzwecken angeordnete Verbindung beider Kammern stellt ein am Oberhaupt (in der Mittelmauer) angeordneter Heber — der Ver-

<sup>1)</sup> Vergl. Tafel I.

bindungsheber — her. Derselbe steht mit den beiderseitigen Umläufen der beiden Kammern in Verbindung, und sind zu diesem Zweck die äußeren Umläufe durch die Oderdrempe an den Verbindungsheber herangeführt.

Die genauen Abmessungen der einzelnen Heber sind in Abb. 1 dargestellt. Der mit *a, b, c, d* bezeichnete Querschnitt wird im folgenden stets mit „Scheitelquerschnitt“, die Linie *a b* mit „Heberscheitel“, die Linie *c d* mit „Heberrücken“ bezeichnet werden.

Die genaue Größe der Scheitelquerschnitte beträgt für die Unter- bzw. Oberheberpaare 2,774 qm, für den Verbindungsheber 2,812 qm.

Die Heber sind vollständig aus schmiedeeisernen Blechen zusammengenietet und durch Verankerungen mit dem Mauerwerk verbunden. Die Eisenbleche reichen bis 10 cm unter den tiefsten Wasserstand, und ist somit die Gewähr für eine vollständige Luftdichtigkeit der Heber gegeben. Auf jedem Heberscheitel befindet sich außer der Einmündung der Saugleitung eine Belüftungsklappe von 100 mm Durchmesser.

Es ist leicht ersichtlich, daß man den Verbindungsheber auch außerhalb des Sparbetriebes zum Bedienen einer Kammer verwenden kann, wenn man für die Füllung das Obertor, für die Entleerung das Untertor der anderen Kammer offen läßt. Hiervon ist teilweise bei den Versuchen Anwendung gemacht worden.

Die für den Betrieb der Heberverschlüsse erforderlichen zwei Saugkessel befinden sich am Unterhaupt auf dem Schleusenmittelkörper. Sie vermögen jeder 10,822 cbm, d. h. zusammen 21,644 cbm Wasser aufzunehmen.

Mit dem Unterwasser ist jeder durch eine 500 mm starke Abflußleitung verbunden. Vom Oberwasser führt eine gemeinsame, 250 mm starke Fülleitung zu ihnen, die sich kurz vor der Einmündung gabelt. Zum Abschluß beider Leitungen hat jeder Kessel zwei Wasserschieber.

Mit der Steuervorrichtung (vergl. Abb. 2), die sich in dem fast unmittelbar über den Saugkesseln gelegenen Steuerungsraum befindet, sind letztere durch eine je 125 mm starke Rohrleitung verbunden. Kurz vor dem Apparat vereinigen sich beide Leitungen, so daß die Kessel nur zusammen benutzt werden können.

Die von der Steuervorrichtung zu den einzelnen Hebern gehenden Rohrleitungen haben für die vier Unterheber eine lichte Weite von

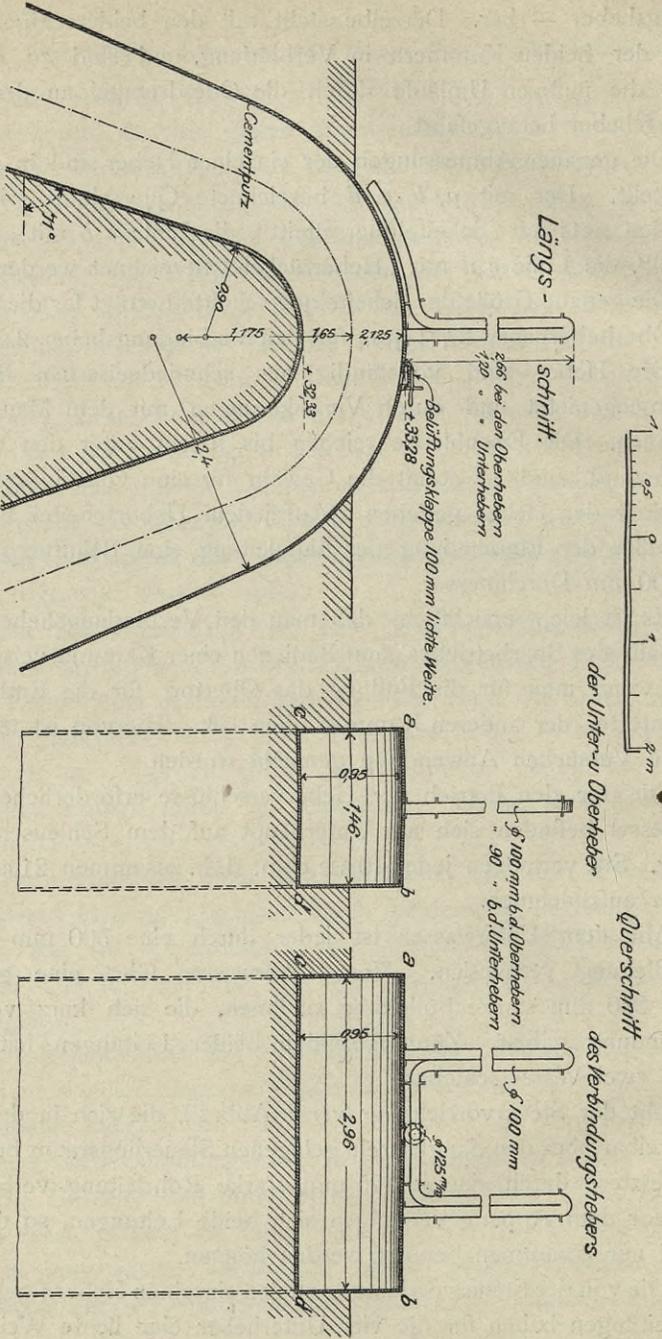


Abb. 1.

je 90 mm, für die vier Oberheber dagegen mit Rücksicht auf die größere Entfernung eine solche von je 100 mm.

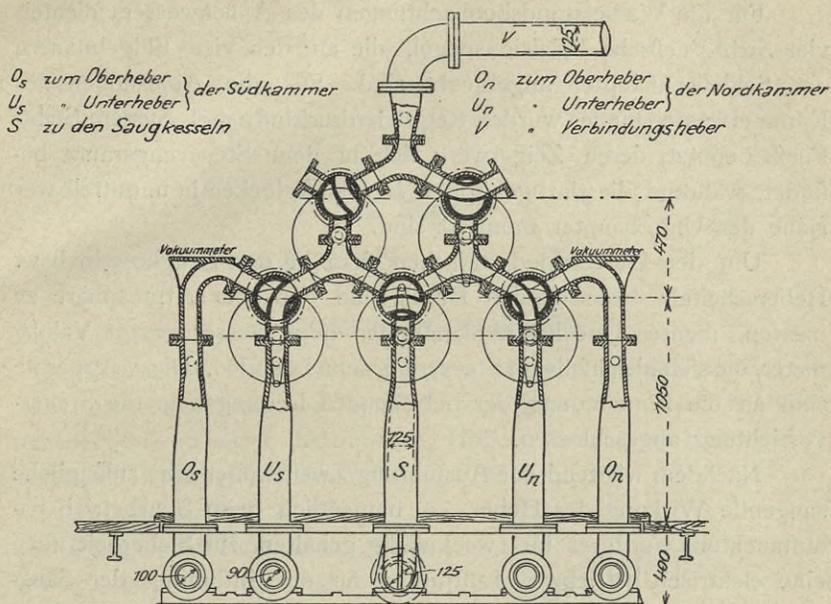


Abb. 2.

Die Rohrleitungen zweier zusammengehörigen Heber vereinigen sich wiederum vor der Steuervorrichtung. Zu dem Verbindungsheber führt ein 125 mm starkes Rohr, das in denselben in zwei symmetrisch zur Mitte liegenden Mündungen eingeführt ist. Die Abmessungen der einzelnen Rohrleitungen sind in folgender Tabelle zusammengestellt:

Bezeichnung		Länge Durchmesser		
		m	mm	
1. Saugkessel		10,12	125	
2. Saugkessel		10,12	125	
Nordkammer	Oberhaupt	nördl. Heber	94,26	100
		südl. Heber	77,74	100
	Unterhaupt	nördl. Heber	32,80	90
		südl. Heber	7,61	90
Südkammer	Oberhaupt	südl. Heber	98,72	100
		nördl. Heber	77,01	100
	Unterhaupt	südl. Heber	37,80	90
		nördl. Heber	7,61	90
Verbindungsheber. . . .		94,79	125	
		2 × 4,40	100	

Für die nachfolgend geschilderten Versuche standen folgende Apparate zur Verfügung:

Für die Wasserstandsbeobachtungen des Außenwassers dienten vier Seibt-Fueßsche Präzisionspegel, die an den vier Flügelmauern der Schleusenhäupter angebracht sind. Für die Ablesungen des Kammerwasserstandes wurden Registrierdruckluftpegel, System Seibt-Fueß, benutzt, deren Zeigerwerk sich in dem Steuerungsraum befindet, während die dazugehörigen Druckluftglocken in unmittelbarer Nähe der Unterhäupter montiert sind.

Um den Unterschied zwischen dem in den Saugkesseln bzw. Heberscheiteln herrschenden Druck und dem der Atmosphäre zu messen, dienten Quecksilbermanometer oder besser gesagt Vakuummeter, die sich gleichfalls im Steuerungsraum befinden. Diese Apparate sind an die Einmündung der betreffenden Leitungen in die Steuervorrichtung angeschlossen.

Nachdem während der Ausführung Zweifel über eine zulängliche saugende Wirkung der Heber — namentlich beim Sparbetrieb — auftauchten, wurde es für zweckmäßig gehalten, zur Sicherheit noch eine elektrisch betriebene Luftpumpe für die Entlüftung der Saugkessel anzuordnen.



2. von der Zeit, in der die nach der Luftverdünnung, d. h. nach der Ansaugung noch im Heber befindliche Luft durch das überströmende Wasser entfernt werden soll („Zeit der unvollkommenen Durchströmung“);
3. von dem durch die Abmessungen des Heberkanals und die Größe der Schleusenammer bedingten Gefällverlust während der Zeit der unvollkommenen Durchströmung.

Zu 1. Das Wasser gewinnt bei einer gewissen Geschwindigkeit die Fähigkeit, die Luft mit fortzureißeln. Die in Bewegung gesetzten Luftteilchen vermischen sich dann mit dem Wasser und werden durch Kohäsion festgehalten.

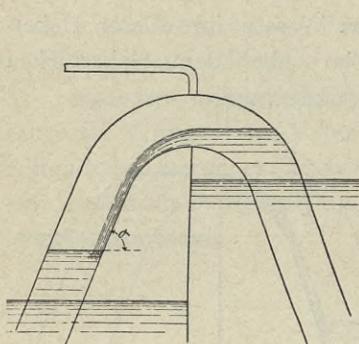


Abb. 4.

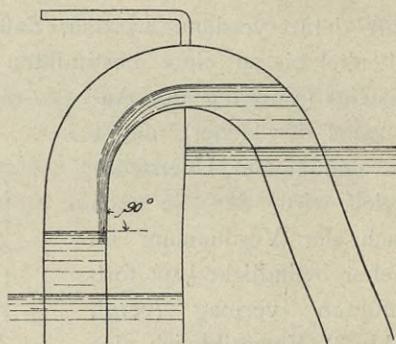


Abb. 5.

Für den ersten Teil dieses Vorganges kommt jedoch nur die Geschwindigkeit der äußeren Stromfäden des überströmenden Wassers in Betracht, die, abgesehen von dem absoluten Gefälle, von ihrer Entfernung von der reibenden Fläche und von deren Neigung abhängig ist (Abb. 4); mit Rücksicht auf letzteren Einfluß wäre demnach ein senkrechter Abfall des betreffenden Heberschenkels am vorteilhaftesten<sup>1)</sup> (vergl. Abb. 5).

<sup>1)</sup> Diese Behauptung findet in gewisser Weise Bestätigung durch die Angaben, die im Zentralblatt der Bauverwaltung, Jahrgang 1905, S. 202 über den Heynschen Wasserigel gemacht werden. Bei demselben wird von dem Hebergesetz Anwendung gemacht zur selbsttätigen Regelung des Wasserstandes bei Mühlenstauwerken. Der Heynsche Heber hat die in Abb. 6 dargestellte Form, und soll bei ihm für ein Gefälle von 1,15 m bereits ein Überströmen von 2 cm genügen, um den am Scheitel 0,35 m hohen Heber zur vollen Wirkung zu bringen.

Ist das Gefälle derartig, daß man die zum Mitreißen der Luft erforderliche Geschwindigkeit in den äußeren Stromfäden nicht erreichen kann, so muß das Wasser bis zum Heberscheitel gehoben werden (vergl. Abb. 7).

Die noch im Heber befindliche Luft muß sich dann mit dem Wasser vermischen und wird, da ihre Menge im Vergleich zu dem überströmenden Wasser gering ist, durch Kohäsion festgehalten und mitgeführt.

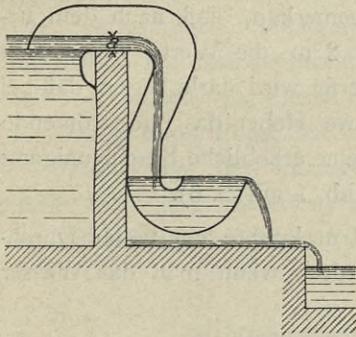


Abb. 6.

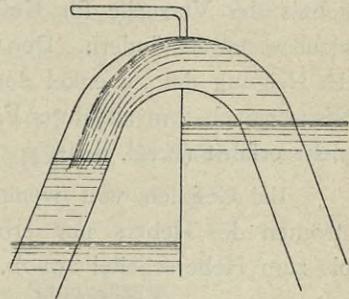


Abb. 7.

Zu 2. Je größer  $a$ , und somit auch die bereits abgesaugte Luftmenge ist, desto eher wird ein volles Durchströmen des Hebers erreicht, da so die vom überströmenden Wasser fortzuführende Luftmenge verringert wird.

Zu 3. Durch das während des Ansaugens überströmende Wasser wird die Schleusenkammer bereits teilweise gefüllt bzw. entleert. Es ändern sich also die Gefällverhältnisse stetig. Es ist daher bei geringem Gefälle die Zeit der unvollkommenen Durchströmung nicht zu lang zu bemessen, sofern man ein volles Durchströmen der Heber erreichen will.

In der nachfolgenden Tabelle sind für verschiedene Gefälle die Werte von  $a$  zusammengestellt, wie sie sich aus den an der Machnower Schleuse angestellten Versuchen ergaben.

Gefälle	Ermittelte Werte von $a$ für eine Dauer der unvollkommenen Durchströmung von					
	60"	50"	40"	30"	20"	10"
m	cm	cm	cm	cm	cm	cm
2,60—2,00	33	36	42	49	58	70
1,50	40	44	50	57	66	78
1,30	55	58	63	67	73	82
1,20	—	72	75	77	80	85
1,10	—	—	78	80	83	87
1,00	—	—	—	83	86	90

Zu vorstehender Tabelle ist zu bemerken, daß nach dem Ergebnis der Versuche für Gefälle über 2 m die Werte von  $a$  sich nicht wesentlich ändern. Der Grund hierfür wird darin liegen, daß bei der Neigung der Schenkel der Machnower Heber das überströmende Wasser nach 2 m absoluter Fallhöhe keine erhebliche Beschleunigung mehr erfährt (vergl. S. 10 zu 1 und Abb. 1 auf S. 6).

Bei Gefällen von weniger als 1 m konnte ein volles Durchströmen des Hebers nur erreicht werden, wenn man das Wasser bis zum Heberscheitel anhob.

Für größere Schleusen als die Machnower, z. B. Schleppzugschleusen, werden, dieselben Abmessungen des Heberkanals vorausgesetzt, die Werte  $a$  durchweg kleiner ausfallen; auch wird es möglich sein, bei noch geringerem Gefälle als 1 m das Wasser nicht bis zum Heberscheitel heben zu müssen, da hier wegen der größeren Kammerabmessungen der Gefällverlust während der Zeit der unvollkommenen Durchströmung geringer ist (vergl. S. 11 zu 3). Eine Vergrößerung der Heberscheitelhöhe würde bei denselben Kammerfüllungszeiten ein Anwachsen der Werte  $a$  bedingen, und zwar wird dies bei kleineren Gefällen stärker sein als bei größeren, wie man aus einem Vergleich der Zahlenreihen leicht ersehen kann. Auch wird die Grenze, bei der man das Wasser nicht bis zum Heberscheitel zu heben braucht, höher rücken.

Eine Herabminderung der Scheitelhöhe hat, dieselbe Kammerfüllungszeit gleichfalls vorausgesetzt, den entgegengesetzten Einfluß auf die Werte  $a$ : dieselben werden geringer, und zwar mit wachsendem Gefälle im vermehrten Maße, wie ebenfalls aus obenstehender Tabelle hervorgeht.

Der Einfluß der Veränderungen der Breitenabmessungen ist in den vorstehenden Betrachtungen mitenthalten, da die Voraussetzung derselben Kammerfüllungszeiten bei einer Vergrößerung der Heberscheitelhöhe eine Verringerung der Heberbreite bedingt und umgekehrt.

Soll unter Voraussetzung derselben Kammergröße die Füllungsdauer und somit die Querschnittgröße des Umlaufkanals, als dessen Teil auch der Heber anzusehen ist, verändert werden, so ist außer dem bereits erläuterten Einfluß, den eine Verschiebung der Abmessungen des Heberscheitels auf die Werte  $a$  hat, der vermehrte bzw. verminderte Gefällverlust während der Zeit der unvollkommenen Durchströmung des Hebers (vergl. S. 11 zu 3) in Rücksicht zu ziehen, da dieser eine Vergrößerung bzw. Verminderung der Werte  $a$  zur Folge hat.

Die Frage der Formgestaltung der Heber kann an dieser Stelle noch nicht erörtert werden, da hierfür erst die Dimensionierung und Entlüftung des Saugkessels besprochen werden muß.

## 2. Dimensionierung des Saugkessels.

Die zur Inbetriebsetzung der Heber erforderliche Luftverdünnung wird nach dem Hotoppschen Patent dadurch erreicht, daß man den mit Wasser gefüllten Saugkessel durch die Steuervorrichtung mit dem anzusaugenden Heber verbindet. Die in letzterem befindliche Luft strömt dann teilweise in den Saugkessel, der nun entsprechend sein Wasser an die untere Haltung abgibt. Man erhält also als erste Größe für die Dimensionierung des Saugkessels den durch das Ansaugen im Heber verloren gehenden Luftraum  $H_v$  (vergl. Abb. 3 auf S. 9).

Infolge der durch das Ansaugen bedingten Druckverminderung der im Heber und in der anschließenden Saugleitung eingeschlossenen Luft vergrößert sich deren Volumen.

Bezeichnet  $H + L = C$  das Luftvolumen des Hebers bzw. Heberpaares ( $H$ ) und der dazu gehörigen Rohrleitung ( $L$ ) vor dem Ansaugen,  $\Delta C$  die Zunahme an Rauminhalt derselben Luftmasse nach erfolgter Luftverdünnung bzw. Druckverminderung, so ergibt sich der erforderliche Kubikinhalt des Saugkessels

$$S = \Delta C + H_v.$$

In dieser Gleichung ist die Größe von  $H_0$  leicht aus den Heberabmessungen zu bestimmen.

Den Wert  $\Delta C$  erhält man aus den Zustandsgleichungen für Gase. Da im vorliegenden Fall Druck und Volumen bei der Zustandsänderung veränderlich sind, kommen die isothermische und die adiabatische Zustandsgleichung in Betracht.

Die Form der beiden Gleichungen ist:

$$\frac{p}{p'} = \frac{v'}{v} \text{ (Isotherme),}$$

$$\frac{p}{p'} = \left(\frac{v'}{v}\right)^n \text{ (Adiabate).}$$

Hierin bedeute  $p$  und  $v$  den Druck, bzw. das Volumen vor der Zustandsänderung,  $p'$  und  $v'$  dieselben Größen nach der Zustandsänderung,  $n$  einen Festwert, der für zweiatomige Gase (Luft) = 1,41 ist.

Die erste dieser beiden Gleichungen setzt voraus, daß bei der Zustandsänderung die für die Ausdehnungsarbeit der Luft erforderliche Wärme von außen her dem zu verdünnenden Gase in genügender Menge zugeführt wird, so daß die Temperatur vor und nach der Zustandsänderung dieselbe ist.

Bei der adiabatischen Zustandsgleichung wird angenommen, daß das Gas auf sein eigenes Wärmevermögen angewiesen ist und daher für die Ausdehnungsarbeit seine eigene Wärme verbraucht, sich also abkühlt. Diese Gleichung ergibt daher für die Raumvergrößerung der Luft geringere, d. h. für die Dimensionierung des Saugkessels günstigere Werte.

Da nun das Ansaugen der Heber sehr schnell vor sich geht, — es dauert nach den angestellten Versuchen bei den Unterhebern rund 15 bis 20, bei den von dem Saugkessel entfernter liegenden Oberhebern und dem Verbindungsheber 25 bis 30 Sekunden —, so ist es ausgeschlossen, daß der Luft bei der Zustandsänderung nennenswerte Wärmemengen von außen zugeführt werden. Es ist daher zulässig, die Volumenvergrößerung nach der adiabatischen Zustandsgleichung zu berechnen. Die in dieser Richtung angestellten Versuche bewiesen die Richtigkeit dieser Behauptung:

Entlüftet man durch den Saugkessel ein Heberpaar, in dessen Schenkeln das Wasser in gleicher Höhe steht (z. B. die Oberheber bei gefüllter Kammer), so zeigt sich nach einiger Zeit ein Abfallen

des Vakuums, d. h. eine Zunahme des Luftdrucks, da die abgekühlte Luft sich allmählich wieder aufwärmt.

Die Kenntnis der adiabatischen Zustandsänderung ist auch darum sehr wichtig, weil sonst leicht bei dem eben beschriebenen Versuch der Abfall des Vakuums fälschlich durch Undichtigkeit der Leitung erklärt werden könnte.

Auf den Wert  $\Delta C$  ist ferner auch der Druck der Luft vor der Zustandsänderung, d. h. der atmosphärische Druck von Einfluß:

Da das zu erzielende Vakuum (vergl. S. 9) ein durch die Gefällverhältnisse usw. der Schleuse bedingter Wert ist, wird die Volumenzunahme um so größer, je kleiner der Anfangsdruck war.

Streng genommen müßte daher der dem jeweiligen niedrigsten Barometerstand entsprechende Druck in die Rechnung eingeführt werden. Da tatsächlich aber die niedrigsten Barometerstände sehr selten vorkommen, auch ein Unterschied von 10 cm Wasser- oder 7 mm Quecksilbersäule bei Annahme des Anfangsdrucks nur einen geringen Einfluß auf das Ergebnis der Rechnung hat,<sup>1)</sup> genügt es, einen niedrigen Ortsbarometerstand in der Weise anzunehmen, daß man zugleich eine für die Rechnung bequeme Zahl erhält.

In der nachfolgenden Tabelle sind für verschiedene Höhenlagen über NN den Verhältnissen entsprechende Rechnungswerte für den Druck der Atmosphäre ( $p_0$ ) angegeben. Zum Vergleich sind die mittleren Barometerstände in mm Quecksilber- bzw. m Wassersäule beigelegt.

Lage des Ortes über NN	Mittlerer Barometerstand in		Für die Dimensionierung des Saugkessels anzunehmendes $p_0$ m
	Quecksilber- säule mm	Wassersäule m	
0	760,0	10,33	10,00
100	750,6	10,20	9,90
200	741,2	10,07	9,70
300	732,0	9,95	9,60
400	722,9	9,83	9,50
500	713,9	9,70	9,40

<sup>1)</sup> Beispielsweise ist die Differenz bei einem Anfangsvolumen von 30 cbm und einem zu erzielenden Vakuum von 2 m nur 0,09 cbm, wenn man einmal mit  $p_0 = 10,30$  m und dann mit  $p_0 = 10,20$  m rechnet.

Sehr zweckmäßig für die Berechnung der Volumenvergrößerung ist folgendes einfache graphische Verfahren:

Die Gleichung der Isotherme

$$\frac{p}{p'} = \frac{v'}{v}$$

sowie die der Adiabate

$$\frac{p}{p'} = \left(\frac{v'}{v}\right)^n$$

entsprechen einer Hyperbel, deren Konstruktion nach dem von E. Brauer angegebenen Verfahren (vergl. Z. d. V. d. I. 1885, S. 433 und Hütte, 19. Aufl., Teil I, S. 299) in der in Abb. 8 dargestellten Weise leicht ausgeführt werden kann.

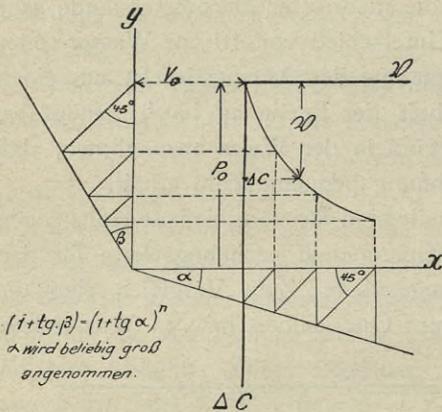


Abb. 8.

Da für die vorliegenden Berechnungen das Vakuum gegeben und der Volumenzuwachs  $\Delta C$  verlangt ist, werden zweckmäßig parallel zu der X- und der Y-Achse, die  $\mathfrak{B}$ - und  $\Delta C$ -Achse (vergl. Abb. 8) eingeführt.

Auf Tafel II sind die Kurven der Adiabate sowie vergleichsweise die der Isotherme in einem für den praktischen Gebrauch zweck-

mäßigen Maßstab dargestellt. Durch Verwendung verschiedener, dem Druck der Atmosphäre (vergl. Tabelle auf S. 15) entsprechender Maßstäbe für das Vakuum sind die Kurven für alle Fälle brauchbar. Der in der Zeichnung für  $\Delta C$  abgegriffene Wert bedeutet zunächst den Raumzuwachs der Volumeneinheit (cbm); durch Multiplikation mit dem Gesamtvolumen erhält man dann den Gesamtwert von  $\Delta C$ .

Nach dem Vorhergehenden ergibt sich also für die Dimensionierung des Saugkessels folgender Rechnungsgang:

Man nehme den ungünstigsten Fall, d. h. den der größten Saughöhe (beim Sparbetrieb ist dies die Restentleerung der teilweise entleerten Kammer in die untere Haltung) und bestimme:

1. das Luftvolumen des Hebers bzw. Heberpaares ( $H$ ) und der anschließenden Saugleitung zwischen Heber und Steuervorrichtung ( $L_h$ ):

$$H + L_h = C.$$

Die in der verhältnismäßig sehr kurzen Leitung zwischen Steuervorrichtung und Saugkessel enthaltene Luftmenge braucht nicht berücksichtigt zu werden, da sie an sich gering ist, außerdem vor dem Ansaugen unter geringerem Druck als nach dem Ansaugen steht und somit sogar etwas zur Entlastung des Saugkessels beiträgt;

2. mit Hilfe der adiabatischen Kurve den Wert  $\Delta C$ , d. h. die durch die Druckverminderung bedingte Zunahme der Größe  $C$ ;

3. den durch das Ansaugen im Heber verloren gehenden Raum ( $H_v$ ).

Dann erhält man den erforderlichen Kubikinhalt des Saugkessels

$$S = \Delta C + H_v.$$

Es ist nun mit Rücksicht auf die Entlüftung des Saugkessels durch den fließenden Heber unzweckmäßig, den Saugkessel unnötig groß zu gestalten. Um dies zu vermeiden, kann man bei Schleusen mit Sparbetrieb die Saughöhe dadurch vermindern, daß man den später anzusaugenden Heber während der vorhergehenden Teilentleerung von der Außenluft abschließt.

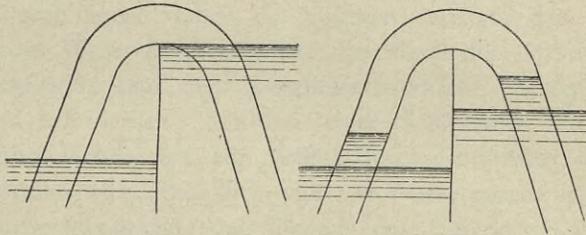


Abb. 9a.

Abb. 9b.

Infolgedessen

findet in ihm eine Luftverdünnung entsprechend dem Abfall des Wassers in der Kammer statt (vergl. Abb. 9), die sich durch Versuchsrechnungen mit Benutzung der graphischen Darstellung der Zustandskurven auf Tafel II leicht ermitteln läßt. Es ist jedoch, da diese Luftverdünnung langsam vor sich geht, die Isotherme zu benutzen.

Ferner kann man, bevor der Saugkessel an den Heber geschaltet wird, das in dem vorher im Betrieb gewesenen Heber befindliche Wasser teilweise zum Ansaugen verwenden. Das dadurch erzielte Vakuum läßt sich wiederum durch Versuchsrechnung — aber diesmal unter Benutzung der Adiabate — bestimmen.

Die Dimensionierung des Saugkessels erfolgt dann in der vorher dargestellten Weise, indem man den Druck der Atmosphäre sinngemäß durch den bereits erzielten verminderten Druck ersetzt.

Nach erfolgter Entleerung ist im Saugkessel derselbe Luftdruck wie im angesaugten Heber. Es muß deshalb unter der im

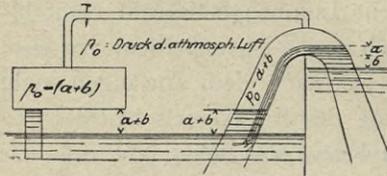


Abb. 10.

Kessel eingeschlossenen verdünnten Luft sich noch eine dem Vakuum entsprechende Wassersäule befinden, die das Gleichgewicht mit dem Druck der Atmosphäre herstellt (vergl. Abb. 10). Man wird also zweckmäßig die Saug-

kesselunterkante so hoch legen, daß dieser Druckausgleich durch das in der Abflußleitung des Kessels befindliche Wasser geschaffen wird.

Weitere Besprechungen der Formgestaltung des Saugkessels müssen vorbehalten bleiben, bis die Wirkung des fließenden Hebers als Luftpumpe besprochen ist.

### III. Kapitel.

## Die Entlüftung des Saugkessels.

### I. Beschreibung des Vorgangs.

Wird der ganz oder teilweise von seinem Wasserinhalte entleerte Saugkessel mit einem fließenden Heber verbunden, so strömt die im Kessel befindliche Luft in den Heber, sofern das im letzteren an der Einführungsstelle der Saugleitung herrschende Vakuum<sup>1)</sup> größer ist als das Vakuum der im Kessel eingeschlossenen Luft. Der verminderte Luftdruck im Saugkessel bewirkt, daß durch das Entleerungsrohr aus der unteren Haltung Wasser aufsteigt, damit dem Druck der Atmosphäre das Gleichgewicht gehalten wird. Demnach hängt die vollständige Entlüftung des Saugkessels davon ab, daß der angeschlossene Heber ein Vakuum erzeugt, das im Minimum gleich der Wasserdruckhöhe ist, die durch die Ordinate des Unterwasserspiegels und der Saugkesseloberkante bestimmt wird. Ferner ist erforderlich, daß bei einer Schleusung dieses Mindestvakuum im Heber bis zur vollständigen Entlüftung des Saugkessels vorhanden ist. Schließlich muß die Wassergeschwindigkeit im Heber ausreichend sein, daß die aus dem Saugkessel ihm zuströmende Luft vom Wasser vollkommen mitgeführt wird. Die Menge der sekundlich zugeführten Luft darf also nicht so groß sein, daß sie den Heber zum Abreißen bringt.<sup>2)</sup>

### 2. Theoretische Bestimmung von Formeln für das Vakuum.

Das Vakuum, das ein fließender Heber erzeugt, ist gleich der Differenz zwischen der Druckhöhe der Atmosphäre und der im Heber herrschenden hydraulischen Druckhöhe.

<sup>1)</sup> Vergl. die Anmerkung auf S. 9.

<sup>2)</sup> Über die Entfernung der Luft aus den Umläufen vergleiche das auf S. 4 im vorletzten Absatz Gesagte.

Die hydraulische Druckhöhe in einem beliebigen Querschnitt eines vom Wasser durchströmten Gefäßes ist gleich der hydrostatischen, vermindert um die Differenz der Geschwindigkeitshöhen an der betreffenden Stelle und im Wasserspiegel und außerdem vermindert um die Widerstandshöhe, die sich zwischen beiden Stellen ergibt.

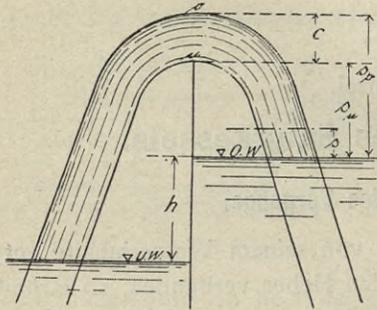


Abb. 11.

Unter der Voraussetzung, daß die Geschwindigkeit im Wasserspiegel vernachlässigt werden kann, ergibt sich, wenn man das spezifische Gewicht des Wassers = 1 setzt, der hydraulische Druck in

einem beliebigen, über dem oberen Wasserspiegel gelegenen Querschnitt des Heberkanals (vergl. Abb. 11) zu

$$(1) \quad p = (p_0 - s) - \frac{v^2}{2g} - y.$$

Hierin bedeutet

- |   |                                |
|---|--------------------------------|
| $p_0$ den Druck der Atmosphäre,             | } im betrachteten Querschnitt. |
| $s$ die Höhe über dem oberen Wasserspiegel, |                                |
| $v$ die mittlere Geschwindigkeit            |                                |
| $y$ die Widerstandshöhe                     |                                |
| $p$ den hydraulischen Druck                 |                                |

Mithin ist das an dieser Stelle vorhandene Vakuum

$$(2) \quad \mathfrak{B} = s + \frac{v^2}{2g} + y.$$

Die Formeln (1) und (2) gelten jedoch nur für den geraden Teil des Heberkanals. Soll der hydraulische Druck bzw. das Vakuum für einen in dem gekrümmten Teil des Hebers befindlichen Ort bestimmt werden, so ist die Einwirkung der Zentrifugalkraft (die eine Druckvermehrung an der konkaven und eine Druckverminderung an der konvexen Wandung hervorruft) zu berücksichtigen.

Ferner sind die Geschwindigkeitsverhältnisse in einem Querschnitt der Krümmung andere als in einem der geraden Strecke:

Nimmt man an, daß in der geraden Strecke die Geschwindigkeiten der einzelnen Stromfäden in demselben Querschnitt die gleichen sind, so daß die tatsächliche mittlere Querschnittsgeschwindig-

keit in allen Teilen herrscht, so muß man für einen Querschnitt der Krümmung sinngemäß die Annahme machen, daß in ihm für alle Stromfäden die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  dieselbe ist. Diese ergibt sich dann unter der Annahme, daß im mittleren Stromfaden die Geschwindigkeit gleich der mittleren Querschnittsgeschwindigkeit  $v_m$  ist, zu

$$\omega = \frac{v_m}{\varrho}$$

Hierin bedeutet  $\varrho$  den mittleren Krümmungsradius.

Um nun die Einwirkung der Zentrifugalkraft für den Scheitelquerschnitt eines Hebers zu bestimmen, betrachten wir (vergl. Abb. 12) das zwischen zwei unendlich nahen Querschnitten im Abstände  $x$  von der Krümmungsachse liegende Massenelement  $dm$ . Der von diesem Element durch die Zentrifugalkraft auf das Flächenelement  $dF$  der äußeren Wandung ausgeübte Druck beträgt

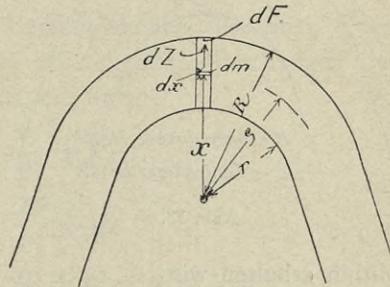


Abb. 12.

$$dZ \cdot dF = dm \omega^2 x.$$

Nun ist

$$dm = \frac{dF \cdot dx \cdot \gamma}{g}$$

Mithin ergibt sich für  $\gamma = 1$

$$dZ = \frac{\omega^2}{g} x dx.$$

Durch Integration zwischen den Grenzen  $x = r$  und  $x = R$  (vergl. Abb. 12) erhalten wir den durch die gesamten im Scheitelquerschnitt befindlichen Massenelemente erzeugten Zentrifugaldruck.

$$(3) \quad Z = \frac{\omega^2}{2g} (R^2 - r^2) + C.$$

Die Integrationskonstante  $C$  ergibt sich zu 0 durch die Betrachtung, daß für  $R = r$  der Wert  $Z = 0$  ist.

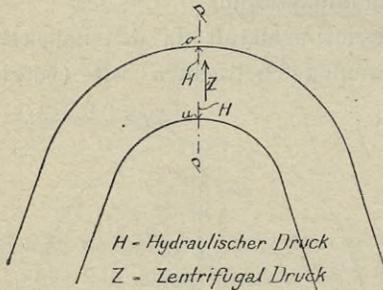
Der Zentrifugaldruck  $Z$  ist nun mit dem hydraulischen Druck in bezug auf die obere Wandung gleich, in bezug auf die untere entgegengesetzt gerichtet (vergl. Abb. 13). Wenn man daher in Gleichung (1) auf S. 20 den Zentrifugaldruck einführt, erhält man

mithin den hydraulischen Druck für einen beliebigen Querschnitt in der Krümmung, z. B. den Scheitelquerschnitt ( $ss$ )

$$(4) \quad p_{s_0} = (p_0 - s_0) - \frac{v_0^2}{2g} - y_0 + \frac{\omega^2}{2g} (R^2 - r^2)$$

bzw.

$$(5) \quad p_{s_u} = (p_0 - s_u) - \frac{v_u^2}{2g} - y_u - \frac{\omega^2}{2g} (R^2 - r^2).$$



*H* - Hydraulischer Druck  
*Z* - Zentrifugal Druck

Abb. 13.

Um die Geschwindigkeitsgrößen auf die mittlere Geschwindigkeit des Scheitelquerschnitts  $v_s$  zurückzuführen, setzen wir

$$\omega = \frac{v_s}{\rho}$$

$$v_0 = \omega \cdot R = \frac{v_s R}{\rho}$$

$$v_u = \omega \cdot r = \frac{v_s r}{\rho}$$

Mithin erhalten wir

$$(6) \quad p_{s_0} = (p_0 - s_0) - \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s R}{\rho} \right)^2 - y_0 + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\rho^2}$$

$$(7) \quad p_{s_u} = (p_0 - s_u) - \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s r}{\rho} \right)^2 - y_u - \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\rho^2}$$

Die diesen hydraulischen Drucken entsprechenden Vakua sind

$$(8) \quad \mathfrak{B}_{s_0} = s_0 + \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s R}{\rho} \right)^2 + y_0 - \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\rho^2}$$

$$= s_0 + \frac{v_s^2}{2g} \frac{r^2}{\rho^2} + y_0$$

$$(9) \quad \mathfrak{B}_{s_u} = s_u + \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s r}{\rho} \right)^2 + y_u + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\rho^2}$$

$$= s_u + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2}{\rho^2} + y_u$$

Will man den hydraulischen Druck an einer beliebigen Stelle des Scheitelquerschnitts berechnen, so muß man den Zentrifugaldruck derart in zwei Teile zerlegen, daß der durch die unteren Wassermassen erzeugte Druck den hydraulischen vermehrt, der durch die oberen hervorgerufene dagegen vermindert (vergl. Abb. 14). Die Größen  $s$

und  $y$  ändern sinngemäß ihre Werte. Es ist also der hydraulische Druck für eine Stelle im Abstand  $a$  von der Krümmungssachse

$$(10) \quad p_{s_a} = (p_0 - s_a) - \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s a}{\rho} \right)^2 - y_a + \frac{v_s^2}{2g} \frac{a^2 - r^2}{\rho^2} - \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - a^2}{\rho^2}$$

und das entsprechende Vakuum

$$(11) \quad \mathfrak{B}_{s_a} = s_a + \frac{1}{2g} \left( \frac{v_s a}{\rho} \right)^2 + y_a + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 + r^2 - 2a^2}{\rho^2} \\ = s_a + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 + r^2 - a^2}{\rho^2} + y_a.$$

Unter der Annahme, daß die Widerstandshöhen für einen Querschnitt dieselben sind, erhalten die vorstehenden Gleichungen des Vakuums für den Scheitelquerschnitt die Form

$$(12) \quad \mathfrak{B}_{s_o} = s_o + \frac{v_s^2}{2g} \frac{r^2}{\rho^2} + y_s$$

$$(13) \quad \mathfrak{B}_{s_u} = s_u + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2}{\rho^2} + y_s$$

$$(14) \quad \mathfrak{B}_{s_a} = s_a + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 + r^2 - a^2}{\rho^2} + y_s.$$

In diesen Gleichungen sind die Werte  $s$  abhängig von der Lage der betreffenden Stelle über dem oberen Wasserspiegel (vergl. S. 20); sie sind also hydrostatische Größen und sollen im folgenden als das „hydrostatische Vakuum“ bezeichnet werden. Die anderen beiden Größen des Summenausdrucks für das Vakuum sind Funktionen der Geschwindigkeit ( $v$ ) und somit des Gefälles; sie sollen daher „hydraulisches Vakuum“ genannt werden.

Die Gleichung für  $\mathfrak{B}_{s_a}$  ist die allgemeinste Formel für das Vakuum. Sie gilt auch für die gerade Strecke, wenn man bedenkt, daß dort der Wert

$$\frac{R^2 + r^2 - a^2}{\rho^2} = 1$$

ist, da dort die Radien  $R = r = a = \rho = \infty$  sind.

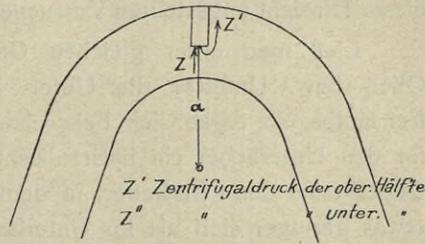


Abb. 14.

### 3. Folgerungen aus den Formeln für das Vakuum.

Wie erwähnt, sind die Werte  $s$  (hydrostatisches Vakuum) abhängig von der Höhenlage der betrachteten Stelle des Heberquerschnitts über dem oberen Wasserspiegel. Diese ist bei einer Schleusung für die Oberheber konstant, während sie bei den Unterhebern mit der Abnahme des Gefälles  $h$  zunimmt.

Berücksichtigt man also, daß während der Zeit der unvollkommenen Durchströmung (vergl. S. 10) schon die Kammer etwas entleert bzw. gefüllt wird, so ergibt sich, daß dieselben Stellen der Unterheber stets bei einer Schleusung schon beim Beginn der vollen Durchströmung ein höheres Vakuum haben werden, wie die des Oberhebers, da bei diesem dem verminderten  $h$  kein Anwachsen der Größe  $s$  gegenübersteht. Aus diesem Grunde nimmt auch das Vakuum der Oberheber mit dem verminderten Gefälle stets ab, während bei den Unterhebern je nach der anfänglichen Größe des hydraulischen Vakuums das Gesamtvakuum langsamer abnehmen, konstant bleiben oder wachsen wird.

Die Widerstandshöhe  $y$ , d. h. die Summe der als Druckhöhenverlust angegebenen Einzelwiderstände des Umlaufkanals von seinem Anfang bis zum Heberscheitel (also nicht des ganzen Umlaufs) ist für den Unterheber größer als für den Oberheber, da für ersteren der größere Teil der Gesamtwiderstände des Umlaufkanals vor, für letzteren hinter dem Heberscheitel liegen. Die in dieser Hinsicht angestellten Versuche ergaben hierfür die Bestätigung:

Ließ man unter gleichen Gefällverhältnissen bei geöffnetem Ober- bzw. Untertor die Unter- bzw. Oberheber einer Kammer frei laufen, so ergab sich beispielsweise bei einem Gefälle von 2 m für den Unterheber ein hydraulisches Vakuum von 1,90 m, während dasselbe für den Oberheber, in dem allerdings die Geschwindigkeiten etwas geringer sind als im Unterheber, nur 1,56 m betrug.

Das hydraulische Vakuum, das durch den frei laufenden Verbindungsheber erzielt wurde, betrug bei demselben Gefälle 1,95 m, war also noch größer als bei dem Unterheber, entsprechend der durch die Unterdükerung des äußeren Umlaufes unter dem Oberdrempelel bedingten größeren Widerstandshöhe.

Bei diesem Ergebnis ist noch zu beachten, daß der Wirkungsgrad des Verbindungshebers kleiner ist als der der Unter- und

Oberheber (vergl. S. 31), daß also die Geschwindigkeiten im Verbindungsheber geringere sind wie in den anderen Hebern. Ist demnach das hydraulische Vakuum im Verbindungsheberscheitel trotzdem größer als das der Unterheber, so ist dies lediglich der vermehrten Widerstandshöhe zuzuschreiben.

Die Gleichungen für das Vakuum ergaben, daß das hydraulische Vakuum am Heherrücken größer, das hydrostatische dagegen geringer ist wie am Heberscheitel. Der Unterschied der beiden Gesamtvakua (vergl. die Formeln (12) und (13) auf S. 23) ist

$$(1) \quad \mathfrak{V}_{s_u} - \mathfrak{V}_{s_o} = s_u - s_o + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2}.$$

Hierin ist  $s_u - s_o =$  der lichten Weite  $c$  des Scheitelquerschnitts (vergl. Abb. 11 auf S. 20). Mithin wird, da

$$s_u < s_o$$

ist,

$$(2) \quad \mathfrak{V}_{s_u} - \mathfrak{V}_{s_o} = \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2} - c.$$

Es ergibt sich also, daß, solange

$$(3) \quad \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2} > c,$$

$$\mathfrak{V}_{s_u} > \mathfrak{V}_{s_o}$$

ist. Die Geschwindigkeit, bei der der Wechsel des Ortes des größeren Vakuums erfolgt, ergibt die Gleichung

$$(4) \quad \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2} - c = 0.$$

Es ist also

$$(5) \quad v_s = \sqrt{\frac{2g\varrho^2 c}{R^2 - r^2}}.$$

Da nun

$$c = R - r$$

und

$$\varrho = \frac{R + r}{2}$$

bzw.

$$R + r = 2\varrho$$

ist, wird

$$(6) \quad v_s = \sqrt{\frac{2g\varrho^2(R-r)}{(R+r)(R-r)}} = \sqrt{\frac{2g\varrho^2}{2\varrho}}$$

$$= \sqrt{g\varrho}.$$

Diese überraschend einfache Formel besagt also, daß auf die Größe der fraglichen Geschwindigkeit lediglich der Krümmungshalbmesser der Heberachse, nicht etwa die lichte Weite des Heberscheitelquerschnitts von Einfluß ist.

Es sollen nun noch die Vakua der zwischen Heberscheitel und Heberücken liegenden Punkte zum Vergleich herangezogen werden.

Die Differenz zwischen dem Vakuum am Heberücken und dem an einem beliebigen Punkte  $a$  ist (vergl. die Formeln (13) und (14) auf S. 23)

$$(7) \quad \mathfrak{Q}_{s_u} - \mathfrak{Q}_{s_a} = s_u - s_a + \frac{v_s^2}{2g} \frac{a^2 - r^2}{\rho^2}.$$

Da man

$$s_u - s_a = -(a - r)$$

setzen kann, ergibt sich die kritische Geschwindigkeit für den Ortswechsel des größeren Vakuums

$$(8) \quad v_s' = \sqrt{\frac{2g(a-r)\rho^2}{a^2 - r^2}} = \sqrt{\frac{2g\rho^2}{a+r}}.$$

Der Unterschied zwischen dem Vakuum am Punkte  $a$  und dem am Heberscheitel ist (vergl. die Formeln (12) und (14) auf S. 23)

$$(9) \quad \mathfrak{Q}_{s_a} - \mathfrak{Q}_{s_v} = s_a - s_v + \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - a^2}{\rho^2},$$

und da nun

$$s_a - s_v = -(R - a)$$

ist, ergibt sich die kritische Geschwindigkeit zu

$$(10) \quad v_s'' = \sqrt{\frac{2g(R-a)\rho^2}{R^2 - a^2}} = \sqrt{\frac{2g\rho^2}{R+a}}.$$

Wird nun in  $v_s'$  sowie  $v_s''$  für  $a$  der Grenzwert  $r$  bzw.  $R$  gesetzt, so erhält man

$$(11) \quad v_s' = \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2}{r}}$$

und

$$(12) \quad v_s'' = \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2}{R}};$$

das heißt solange

$$v_s > \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2}{r}}$$

ist, befindet sich das größte Vakuum des Scheitelquerschnitts am Heberücken; sobald dahingegen

$$v_s < \sqrt{\frac{g \cdot \rho^2}{R}}$$

wird, ist dasselbe am Heberscheitel vorhanden. Für die Geschwindigkeiten zwischen diesen beiden Grenzen liegt es zwischen Heberücken und Heberscheitel.

In den vorstehenden Untersuchungen ist bisher die Annahme gemacht worden, daß die Geschwindigkeiten bzw. Winkelgeschwindigkeiten der einzelnen Stromfäden in demselben Querschnitt die gleichen sind. Tatsächlich aber ist die Wassergeschwindigkeit an den Wandungen eines Querschnitts geringer als die theoretisch berechnete mittlere Querschnittsgeschwindigkeit. Das größte Vakuum wird also in den beiden vorher besprochenen Grenzfällen nicht am Heberücken bzw. Heberscheitel liegen, sondern in einigem Abstand von diesen Punkten. Diesen Abstand theoretisch zu ermitteln, ist nicht möglich, da das Verhalten der Geschwindigkeit der verschiedenen Stromfäden eines Querschnitts zueinander bisher nicht genügend erforscht ist, um bei der komplizierten Bewegung des Wassers in einer Krümmung Unterlagen für die Anstellung von Berechnungen zu bieten.

Diese Schwierigkeiten fallen für den Vergleich der Geschwindigkeiten im horizontalen Sinne fort, und es bedarf keiner Erläuterung dafür, daß sie und mithin das Vakuum in der Mitte am größten sind.

Nach dem im vorstehenden Gesagten ergibt sich die in Abb. 15 dargestellte Anordnung als die günstigste Art der Einführung des Saugrohres. Durch Verwendung noch mehrerer zwischen den Punkten  $O$  und  $U$  endigender Mündungen kann man die saugende Wirkung des Hebers noch steigern, doch dürfte die hiermit verbundene Vermehrung der sich dem durchströmenden Wasser bietenden Hindernisse zu Bedenken Anlaß geben.

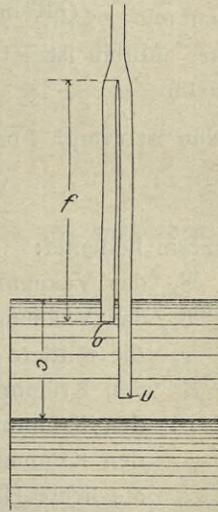


Abb. 15.

Zweckmäßig wird es auch sein, um den Stoß des Wassers gegen die Saugrohre zu vermindern, diesen einen elliptischen Querschnitt zu geben, dessen längere Achse mit der Stromrichtung zusammenfällt.

Da bestimmte Angaben über den Abstand der Saugrohrmündungen von den wagerechten Heberwandungen, wie erwähnt,

nicht gemacht werden können, ist vielleicht zu erwägen, das Saugrohr in der in Abb. 16 dargestellten Weise verstellbar zu konstruieren und dann durch Versuche die günstigste Stellung festzustellen. Diese Anordnung schließt allerdings eine elliptische Gestaltung des Querschnitts aus.

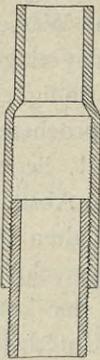


Abb. 16.

Die beiden Saugrohre können (vergl. Abb. 15) erst in einer größeren Höhe über dem Heberscheitel vereint werden, und zwar aus folgenden Gründen:

Solange das Vakuum an der Mündung des  $U$ -Rohres ( $\mathfrak{B}_{s_u}$ ) größer ist als das an der Mündung des  $O$ -Rohres ( $\mathfrak{B}_{s_o}$ ), wird in dem  $O$ -Rohr Wasser ansteigen. Dieses würde bei zu tiefer Vereinigung beider Rohre in das  $U$ -Rohr überströmen und so den Zustrom der Luft aus dem Saugkessel in den fließenden Heber beeinträchtigen. Man muß daher die Zusammenführung beider Rohre so hoch legen, daß die Differenz der hydraulischen Drucke bzw. der Vakua am Punkte  $O$  und am Punkte  $U$  durch das Gewicht des in dem  $O$ -Rohr ansteigenden Wassers ausgeglichen wird.

Mithin ist

$$(13) \quad f = \mathfrak{B}_{s_u \max} - \mathfrak{B}_{s_o \max}$$

Nun ist (vergl. Formel (2) auf S. 25)

$$\mathfrak{B}_{s_u} - \mathfrak{B}_{s_o} = \frac{v_s^2}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2} - c.$$

Hierin bedeutet:

$\mathfrak{B}_{s_u}$  das Vakuum am Heberücken,

$\mathfrak{B}_{s_o}$  das Vakuum am Heberscheitel,

$v_s$  die mittlere Wassergeschwindigkeit im Scheitelquerschnitt,

$R$  den Krümmungsradius der äußeren Heberwandung,

$r$  den Krümmungsradius der inneren Heberwandung,

$\varrho$  den Krümmungsradius der Heberachse,

$c$  die lichte Höhe des Scheitelquerschnitts.

Also wird

$$(14) \quad f = \frac{v_s^2 \max}{2g} \frac{R^2 - r^2}{\varrho^2} - c.$$

Dieser theoretisch ermittelten Länge muß noch ein Zuschlag gegeben werden, der den Schwankungen des Wassers Rechnung trägt.

Im Zusammenhange mit der zeitweilig günstigeren Lage des Absaugpunktes im Inneren des Scheitelquerschnitts stehen auch die Erfolge, die man am Oder-Spree-Kanal mit der düsenartigen Gestaltung der Saugrohrmündung (vergl. Abb. 17) erzielt hat. An sich kann durch eine Düse das Entlüften des Saugkessels nicht günstiger gestaltet werden. Durch diese wird wohl die Ausflußgeschwindigkeit der Luft erhöht, nicht aber die Menge. Daß eine derartige Vergrößerung der Ausflußgeschwindigkeit der Luft keine praktische Bedeutung hat, wird ohne weiteres klar, wenn man bedenkt, wie gering die Masse der zuströmenden Luft im Vergleich zur Masse des gleichzeitig den Heber durchströmenden Wassers ist. Wie man auch die Luft durch das Saugrohr dem Heber zuführen mag, so wird doch eine Veränderung der Wassergeschwindigkeit tatsächlich nicht nachzuweisen sein.

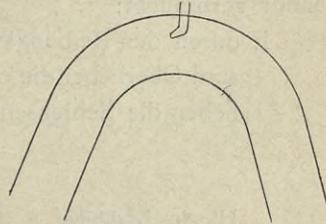


Abb. 17.

Wie vorhin schon angedeutet, beruhen die Erfolge, die man am Oder-Spree-Kanal erzielt hat, lediglich also darauf, daß die Anordnung der Düse die Saugrohrmündung mehr in das Innere des Scheitelquerschnitts herunterzog.

#### 4. Vergleich zwischen rechnerischen Ermittlungen und Versuchen über das Vakuum.

Die für das Vakuum am Heberscheitel abgeleitete Formel lautet (vergl. Formel (12) auf S. 23)

$$(1) \quad \mathfrak{B}_{s_0} = s_0 + \frac{v_s^2}{2g} \left( \frac{r}{\varrho} \right)^2 + y_s.$$

Hierin bedeutet

- $s_0$  die Höhe des Heberscheitels über dem oberen Wasserspiegel,
- $v_s$  die mittlere Geschwindigkeit im Scheitelquerschnitt,
- $r$  den Krümmungsradius der inneren Heberwandung,
- $\varrho$  den Krümmungsradius der Heberachse,
- $y_s$  die Widerstandshöhe im Scheitelquerschnitt.

Die Widerstandshöhe  $y_s$  drückt (vergl. S. 20, Abs. 1) den Verlust an wirksamer Druckhöhe (Gefälle) aus, welcher durch die Überwindung der einzelnen Widerstände im Umlauf von seiner Einmündung bis zum Heberscheitelquerschnitt entsteht.

Von der wirksamen Druckhöhe werden bis zum Scheitelquerschnitt verbraucht:

1. durch den Reibungsverlust im Obergefäß (d. i. für den Zufluß zum Oberheber die obere Haltung, für den Zufluß zum Unterheber die Schleusenammer)

$$\zeta_0 \frac{v^2}{2g}.$$

Hierin bedeutet  $v_e$  die Geschwindigkeit in der Einmündung des Umlaufes;

2. durch den Reibungsverlust in der Leitung

$$\Sigma_e^s \beta \frac{v_e^2}{2g} l \frac{U}{f}.$$

Hierin bedeutet

$v$ die Geschwindigkeit in	}	einer gleichmäßigen Strecke des Umlaufes;
$l$ die Leitungslänge		
$U$ den benetzten Umfang		
$f$ den Querschnitt		

3. durch den Widerstand in den Krümmungen

$$\Sigma_e^s \zeta_k \frac{v^2}{2g}.$$

Mithin wird

$$y_s = \zeta_0 \frac{v_e^2}{2g} + \Sigma_e^s \beta \frac{v^2}{2g} l \frac{U}{f} + \Sigma_e^s \zeta_k \frac{v^2}{2g}.$$

Um die verschiedenen Geschwindigkeiten auf die Geschwindigkeit im Scheitelquerschnitt  $f_s$  zurückzuführen, setzen wir

$$v = \frac{v_s f_s}{f}; \quad v_e = \frac{v_s f_s}{f_e}.$$

Mithin ist

$$y_s = \frac{v_s^2 f_s^2}{2g} \left( \frac{\zeta_0}{f_e^2} + \beta \Sigma_e^s l \frac{U}{f^3} + \Sigma_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} \right).$$

Es wird daher

$$(2) \quad \mathfrak{B}_v^s = s_0 + \frac{v_s^2}{2g} \left[ \frac{v^2}{Q^2} + f_s^2 \left( \frac{\zeta_0}{f_e^2} + \beta \Sigma_e^s l \frac{U}{f^3} + \Sigma_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} \right) \right].$$

Nun ist aber

$$v_s = \eta v_0 = \eta \sqrt{2gh}.$$

Hierin bedeutet

- $\eta$  den Wirkungsgrad des gesamten Umlaufes bezogen auf den Scheitelquerschnitt,  
 $v_0$  die theoretische Geschwindigkeit im Scheitelquerschnitt,  
 $h$  die wirksame Druckhöhe (Gefälle).

Es wird also

$$(3) \quad \mathfrak{B}_{s_0} = s_0 + h \eta^2 \left[ \frac{r^2}{Q^2} + f_s^2 \left( \frac{\zeta_0}{f_e^2} + \beta \sum_e^s l \frac{u}{f^3} + \sum_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} \right) \right].$$

In dieser Gleichung soll der Ausdruck

$$(4) \quad \eta'^2 \left[ \frac{r^2}{Q^2} + f_s^2 \left( \frac{\zeta_0}{f_e^2} + \beta \sum_e^s l \frac{u}{f^3} + \sum_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} \right) \right] = \eta'$$

gesetzt werden.

Mithin wird

$$(5) \quad \mathfrak{B}_{s_0} = s_0 + \eta' h.$$

In der Gleichung für den Koeffizienten  $\eta'$  sind die 4 Koeffizienten  $\eta$ ,  $\zeta_0$ ,  $\beta$  und  $\zeta_k$  enthalten.

Der Koeffizient  $\eta$ , d. h. der Wirkungsgrad des gesamten Umlaufs, bezogen auf den Scheitelquerschnitt, wurde durch Versuche, deren Ergebnisse in der Tabelle auf S. 32 zusammengestellt sind, in der Weise berechnet, daß aus dem Mittel der Geschwindigkeiten, die sich nach den Versuchen für den Scheitelquerschnitt ergeben,  $\eta$  aus der Formel

$$v_s = \eta \sqrt{2gh}$$

ermittelt wurde.

Es ergab sich hierbei für den Oberheberkanal

$$\eta = 0,994,$$

für den Unterheberkanal

$$\eta = 1,076,$$

für den Verbindungskanal<sup>1)</sup>

$$\eta = 0,971.$$

Der Koeffizient  $\zeta_0$  (Einflußkoeffizient) soll nach den Versuchen von Weißbach zu 0,085 angenommen werden, da die später zum Vergleich herangezogenen praktischen Untersuchungen über den

<sup>1)</sup> Für die folgenden Untersuchungen muß der Verbindungsheber ausscheiden, da die aus Tafel I ersichtliche unsymmetrische Anordnung seiner Umläufe die Verteilung des Wassers auf beide Kanäle nicht klar genug erkennen läßt.

### Ergebnisse der Versuche über die Geschwindigkeiten in den Heberkanälen.

Oberheber				Unterheber				Verbindungsheber			
Versuch-Nr.	Geschwindigkeiten im Scheitelquerschnitt bei einem Gefälle von m			Versuch-Nr.	Geschwindigkeiten im Scheitelquerschnitt bei einem Gefälle von m			Versuch-Nr.	Geschwindigkeiten im Scheitelquerschnitt bei einem Gefälle von m		
	0,50	1,00	1,50		0,50	1,00	1,50		0,50	1,00	1,50
	m/sek.	m/sek.	m/sek.		m/sek.	m/sek.	m/sek.		m/sek.	m/sek.	m/sek.
1	3,16	4,42	5,40	13	3,62	5,04	6,17	28	3,11	4,30	5,23
2	3,22	4,51	5,48	14	3,30	4,60	5,58	29	3,05	4,26	5,17
3	3,21	4,49	5,47	15	3,36	4,66	5,68	30	3,16	4,35	5,29
4	3,18	4,44	5,42	16	3,39	4,67	5,70				
5	3,15	4,43	5,42	17	3,28	4,56	5,57				
6	3,08	4,35	5,32	18	3,43	4,78	5,81				
7	3,12	4,37	5,35	19	3,48	4,87	5,95				
8	3,01	4,26	5,22	20	3,50	4,94	6,03				
9	3,06	4,29	5,27	21	3,41	4,76	5,81				
10	3,11	4,37	5,40	22	3,48	4,82	5,86				
11	3,14	4,41	5,42	23	3,42	4,76	5,81				
12	3,23	4,50	5,49	24	3,53	4,90	6,02				
				25	3,40	4,76	5,84				
				26	3,31	4,60	5,60				
				27	3,41	4,76	5,83				
$\Sigma$	37,67	52,84	64,66	$\Sigma$	51,32	71,48	87,26	$\Sigma$	9,32	12,91	15,69
Mittel	3,139	4,403	5,388	Mittel	3,421	4,765	5,817	Mittel	3,106	4,303	5,230

Koeffizienten  $\eta'$  nur Druckhöhen von 2,26 bis 0,59 m (vergl. die Tabellen auf S. 40 u. 41) aufweisen. Eine Kontraktion des Wassers beim Einströmen in den Umlauf braucht nicht berücksichtigt zu werden, da die Einströmungsöffnungen sich bald erheblich verengen, und dieselben darum für die Berechnungen durch das nächstfolgende engere Profil ersetzt werden sollen.

Der Koeffizient  $\beta$  (Leitungswiderstandskoeffizient) wird von Prony und d'Aubuisson ziemlich übereinstimmend angegeben zu<sup>1)</sup>

$$\beta = 0,006835 + \frac{0,00034}{v} \text{ (Prony),}$$

$$\beta = 0,00672 + \frac{0,00037}{v} \text{ (d'Aubuisson).}$$

In vorstehenden Gleichungen hat der zweite Summenausdruck nur geringen Einfluß auf den Koeffizienten  $\beta$ , solange  $v > 1$  ist. Da nun die Berechnung der Vakua im Hinblick auf die Entlüftung des Saugkessels für Geschwindigkeiten unter 1 m/sek zwecklos ist, weil erfahrungsgemäß diese Wassergeschwindigkeiten bei weitem nicht ausreichen, nennenswerte Luftmengen mit fortzuführen, so wird man für die vorliegende Berechnung genügend genau vorgehen, wenn man den abgerundeten Wert

$$\beta = 0,007$$

in die Rechnung einführt.<sup>2)</sup>

Für den Koeffizienten  $\zeta_k$  (Krümmungswiderstandskoeffizient) ist bisher nur eine von Weißbach aufgestellte Formel vorhanden.

Nach ihr ist

$$\zeta_k = \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{1}{2} \frac{d}{\rho} \right)^{3,5} \right] \frac{\delta}{90}$$

In dieser Gleichung ist

$\rho$  der Radius der Krümmungsachse,

$\delta$  der der Krümmungsstrecke entsprechende Mittelpunktswinkel,

$d$  der Rohrdurchmesser, der für die vorliegende Untersuchung, da es sich hier um rechteckige (in den Hebern) oder rechteckige, mit niedrigen Segmentbogen überspannte

<sup>1)</sup> Es ist zu beachten, daß im allgemeinen dieser Wert für den bei kreisförmigen Röhren gebräuchlichen Koeffizienten  $\lambda$  angegeben wird.

Der hier gebrauchte Koeffizient  $\beta$  ist gleich  $\lambda/4$  (vergl. Keck, Vorträge über Mechanik, 2. Aufl., Teil II, S. 287 und 288).

<sup>2)</sup> Eine Verminderung oder Vermehrung des Koeffizienten um 0,0001 würde beispielsweise den für den Unterheber berechneten Koeffizienten  $\eta'$  nur um  $1,076^2 \cdot 1,387^2 \cdot 0,0001 \cdot 15,5974 = 0,0035$  verändern (vergl. die Gleichung für  $\eta'$  auf S. 39).

Querschnitte (im Umlauf) handelt, sinngemäß durch die lichte Weite des Umlaufs ersetzt werden soll.<sup>1)</sup>

In den Tabellen auf S. 36 bis 38 ist die Berechnung der Summen

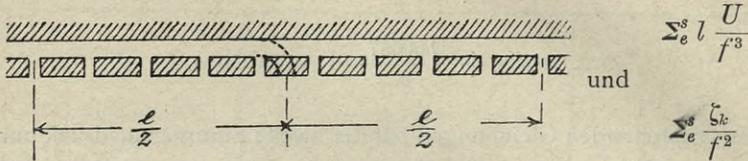


Abb. 19.

für den Umlaufkanal des Ober- und Unterhebers enthalten. Die Berechnung von

$$\sum \frac{lU}{f^3}$$

ist in Abb. 18 graphisch dargestellt, die auch eine schematische Darstellung der Umfangs-, Querschnitts- und Krümmungsverhältnisse des Umlaufs enthält.

Bei der Berechnung von  $\eta'$  für den Unterheber ist folgende Annahme gemacht:

Die Einmündung des Umlaufs in die Kammer erfolgt durch Quereinläufe (vergl. S. 4). Diese sollen durch eine einzige Einmündung des Umlaufs ersetzt werden, die in der Mitte der Kammer angenommen wird und den Querschnitt des Umlaufs hat (vergl. Abb. 19). Da man nicht beurteilen kann, wie sich die Bewegung des Wassers im Umlauf auf die einzelnen Quereinläufe verteilt, ist man zu einer derartigen, allerdings weitgehenden Annahme gezwungen.

<sup>1)</sup> Der Krümmungswiderstand wird durch den Zentrifugaldruck hervorgerufen. Aus der Formel (3) auf S. 21 läßt sich für den Zentrifugaldruck  $Z$  die Gleichung ableiten:

$$Z = \frac{\omega^2}{g} \rho \cdot d = \frac{v_s^2}{2g} \frac{2d}{\rho};$$

hierin bedeutet

- $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit,
- $\rho$  den Radius der Krümmungsachse,
- $d$  die lichte Weite der Krümmung,
- $v_s$  die mittlere Querschnittsgeschwindigkeit.

Auf den Zentrifugaldruck ist also, abgesehen von der Geschwindigkeit, die Größe der Krümmungsachse und die lichte Weite der Krümmung von Einfluß. Es ist daher gerechtfertigt, in der Gleichung für  $\zeta_k$  den Rohrdurchmesser  $d$  für die vorliegende Untersuchung durch die lichte Weite der Krümmung zu ersetzen.

Darstellung der Umlänge und Querschnitte des Umlaufkanals.

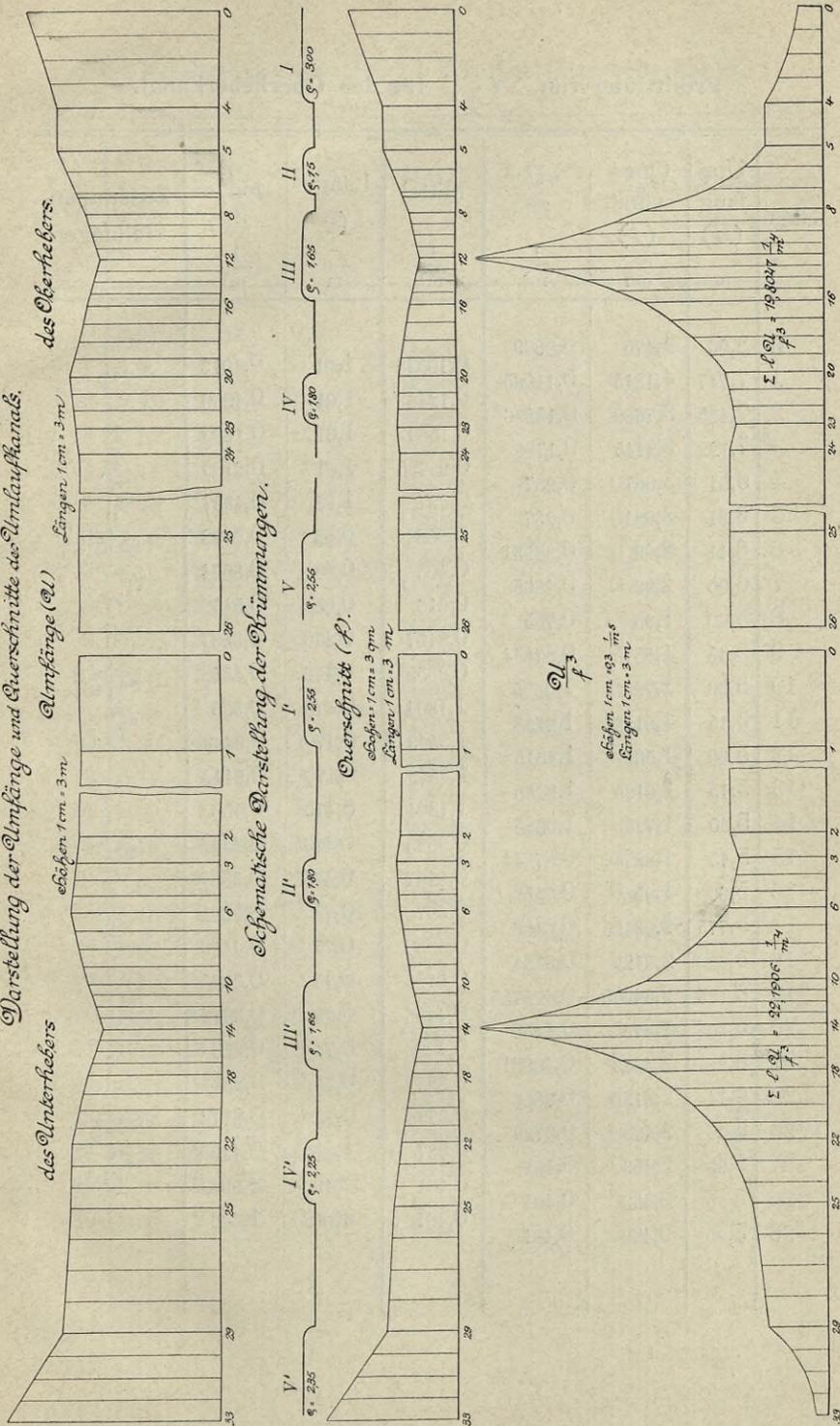


Abb. 18.

Ermittlung von  $\Sigma l \frac{U}{f^3}$  für den Oberheberkanal.

Stat.	Umfang	Querschnitt	$\frac{U}{f^3}$	Mittel	Länge ( $l$ )	$l \frac{U}{f^3}$	Zusammenstellungen
	( $U$ )	( $f$ )	$\frac{1}{m^3}$			$\frac{1}{m^3}$	
	m	qm	$\frac{1}{m^3}$	$\frac{1}{m^3}$	m	$\frac{1}{m^4}$	
0	8,06	4,475	0,0899				
1	7,747	4,1215	0,11065	0,10028	1,01	0,1013	
2	7,435	3,7680	0,13896	0,1248	1,01	0,1260	
3	7,122	3,4145	0,1789	0,1589	1,01	0,1605	
4	6,81	3,061	0,237	0,20795	1,01	0,2100	
5	6,81	3,061	0,237	0,237	1,83	0,4337	
6	6,41	2,69	0,32931	0,2832	0,88	0,2492	
7	6,00	2,32	0,48058	0,405	0,88	0,3564	
8	5,60	1,95	0,755	0,618	0,88	0,5438	
9	5,45	1,8375	0,87844	0,8167	0,476	0,3887	
10	5,30	1,725	1,0325	0,9555	0,476	0,4548	
11	5,15	1,6125	1,2283	1,1304	0,476	0,538	
12	5,00	1,50	1,4815	1,3549	0,476	0,6449	
13	5,15	1,6125	1,2283	1,3549	0,476	0,6449	
14	5,30	1,725	1,0325	1,1304	0,476	0,538	
15	5,45	1,8375	0,87844	0,9555	0,476	0,4548	
16	5,60	1,95	0,755	0,8167	0,476	0,3887	
17	5,775	2,08125	0,6406	0,6978	0,75	0,5234	
18	5,950	2,2125	0,5494	0,5950	0,75	0,4463	
19	6,125	2,34375	0,475755	0,5126	0,75	0,3845	
20	6,30	2,475	0,4155	0,4456	0,75	0,3342	
21	6,22	2,4943	0,40081	0,4082	0,73	0,298	
22	6,14	2,5136	0,3866	0,3937	0,73	0,2874	
23	6,06	2,533	0,3729	0,3798	0,73	0,2772	
24	5,95	2,459	0,401	0,387	1,075	0,420	
25	5,95	2,459	0,401	0,401	22,43	8,994	
26	5,95	2,459	0,401	0,401	4,003	1,606	

$$\sum_e^8 l \frac{U}{f^3} = \sum_0^{12} l \frac{U}{f^3} = 4,2073$$

$$\sum_e^a l \frac{U}{f^3} = \sum_0^{26} l \frac{U}{f^3} = 19,8047$$

Ermittlung von  $\Sigma l \frac{U}{f^3}$  für den Unterheberkanal.

Stat.	Um- fang (U)	Quer- schnitt (f)	$\frac{U}{f^3}$	Mittel	Länge (l)	$l \frac{U}{f^3}$	Zusammen- stellungen
	m	qm	$\frac{1}{m^5}$	$\frac{1}{m^5}$	m	$\frac{1}{m^4}$	
0	5,95	2,459	0,401				
1	5,95	2,459	0,401	0,401	4,003	1,606	
2	5,95	2,459	0,401	0,401	22,43	8,994	
3	6,06	2,533	0,3729	0,837	1,075	0,420	
4	6,14	2,5136	0,3866	0,3798	0,73	0,2772	
5	6,22	2,4943	0,40081	0,3937	0,73	0,2874	
6	6,30	2,475	0,4155	0,4082	0,73	0,298	
7	6,125	2,34375	0,475755	0,4456	0,75	0,3342	
8	5,950	2,2125	0,5494	0,5126	0,75	0,3845	
9	5,775	2,08125	0,6406	0,5950	0,75	0,4463	
10	5,60	1,95	0,755	0,6978	0,75	0,5234	
11	5,45	1,8375	0,87844	0,8167	0,476	0,3887	
12	5,30	1,725	1,0325	0,9555	0,476	0,4548	
13	5,15	1,6125	1,2283	1,1304	0,476	0,538	
14	5,00	1,50	1,4815	1,3549	0,476	0,6449	
15	5,15	1,6125	1,2283	1,3549	0,476	0,6449	
16	5,30	1,725	1,0325	1,1304	0,476	0,538	
17	5,45	1,8375	0,87844	0,9555	0,476	0,4548	
18	5,60	1,95	0,755	0,8167	0,476	0,3887	
19	5,76	2,07	0,6494	0,7022	0,725	0,5091	
20	5,92	2,19	0,5636	0,6065	0,725	0,4397	
21	6,08	2,31	0,4933	0,5285	0,725	0,3832	
22	6,24	2,43	0,435	0,4641	0,725	0,3365	
23	6,26	2,524	0,3893	0,4122	0,89	0,3669	
24	6,28	2,619	0,3495	0,3694	0,89	0,3288	
25	6,30	2,713	0,315	0,3323	0,89	0,2957	
26	6,39	2,7805	0,2973	0,3062	1,305	0,3996	
				0,2889	1,305	0,3770	

$$\sum_0^{14} l \frac{U}{f^3} = 15,5974$$

$$\sum_0^{33} l \frac{U}{f^3} = 22,1906$$

Fortsetzung der Tabelle auf der folgenden Seite.

### Ermittlung von $\Sigma l \frac{U}{f^3}$ für den Unterheberkanal.

(Fortsetzung.)

Stat.	Umfang	Querschnitt	$\frac{U}{f^3}$	Mittel	Länge	$l \frac{U}{f^3}$	Zusammenstellungen
	(U) m	(f) qm	$\frac{1}{m^5}$	$\frac{1}{m^5}$	(l) m	$\frac{1}{m^4}$	
27	6,48	2,8480	0,2805	0,2889	1,305	0,3770	Siehe S. 37.
28	6,57	2,9155	0,2649	0,2725	1,305	0,3556	
29	6,66	2,983	0,251	0,2578	1,305	0,3364	
30	7,25	3,62725	0,152	0,2015	0,9225	0,1859	
31	7,84	4,2715	0,1006	0,1263	0,9225	0,1165	
32	8,43	4,91575	0,07097	0,0858	0,9225	0,0792	
33	9,01	5,556	0,052	0,0615	0,9225	0,0567	

### Ermittlung von $\Sigma \frac{\zeta_k}{f^2}$ für den Ober- und Unterheberkanal.

Krümmung Nr.	Radius der Krümmungsachse (q)	Mittl. Weite (d)	Mittelpunktswinkel (θ)	$\zeta_k$	Mittl. Querschnitt (f)	$\frac{\zeta_k}{f^2}$	Zusammenstellungen
	m	m	(θ)		qm	$\frac{1}{m^2}$	
I	3,00	1,075	77°	0,13024	3,768	0,0091733	<b>Oberheberkanal:</b> $\sum_e^a \frac{\zeta_k}{f^2} = \sum_I^V \frac{\zeta_k}{f^2} = 0,2443$ $\sum_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} = \sum_I^{III/2} \frac{\zeta_k}{f^2} = 0,1339$
II	1,5	2,15	72°	0,56524	2,6605	0,0798556	
III	1,65	1,15	135°	0,26571	1,72	0,0898129	
IV	1,8	1,9	68°	0,24802	2,504	0,0395512	
V	2,55	1,50	90°	0,15648	2,459	0,0258790	
I'	2,55	1,50	90°	0,15648	2,459	0,0258790	<b>Unterheberkanal:</b> $\sum_e^a \frac{\zeta_k}{f^2} \cdot \sum_{I'}^V \frac{\zeta_k}{f^2} = 0,1981$ $\sum_e^s \frac{\zeta_k}{f^2} = \sum_{I'}^{III'/2} \frac{\zeta_k}{f^2} = 0,1103$
II'	1,8	1,9	68°	0,24802	2,504	0,0395512	
III'	1,65	1,15	135°	0,26571	1,72	0,0898129	
IV'	2,25	1,90	68°	0,16723	2,5715	0,0252895	
V'	2,35	2,45	90°	0,31989	4,2695	0,0175460	

Bei Einführung der vorerwähnten Zahlenwerte für die Koeffizienten berechnet sich  $\eta'$  (vergl. S. 31) für den Oberheber zu

$$\eta' = 0,994^2 \left[ \left( \frac{1,175}{1,65} \right)^2 + 1,387^2 \left( \frac{0,085}{3,061^2} + 0,007 \cdot 4,2073 + 0,1339 \right) \right] = 0,829,$$

für den Unterheber zu

$$\eta' = 1,076^2 \left[ \left( \frac{1,175}{1,65} \right)^2 + 1,387^2 \left( \frac{0,085}{2,459^2} + 0,007 \cdot 15,5974 + 0,1103 \right) \right] = 1,107.$$

Diese Ergebnisse wurden einer Prüfung durch Versuche unterzogen:

Es wurden sowohl für die Oberheber, als für die Unterheber unter genauer Beobachtung der Wasserstände die durch die frei fließenden Heber erzielten Vakua bei verschiedenem Gefälle festgestellt. Die Gefälle wurden dadurch verändert, daß für die Oberheber das Untertor, für die Unterheber das Obertor mehr oder weniger offen gelassen wurde. Es wurde nun gewartet, bis der Wasserstand der Kammer in Ruhe gekommen war, worauf alsdann die Heber etwas belüftet wurden, um ein von den früheren größeren Gefällen noch herrührendes höheres Vakuum zu vernichten. Das Vakuum, das nunmehr nach Unterbrechung der Belüftung das Vakuummeter anzeigte, wurde den in den folgenden Tabellen gemachten Angaben zugrunde gelegt.

Die Ergebnisse der Versuche sind in den Tabellen auf S. 40 und 41 zusammengestellt. Der auf Grund dieser Versuche gemittelte Wert für  $\eta'$  beträgt für den Oberheber

$$\eta' = 0,783$$

und für den Unterheber

$$\eta' = 0,952.$$

Vergleicht man diese Werte mit den Ergebnissen der rechnerischen Ermittlung, so zeigt sich, daß sowohl für den Oberheber wie für den Unterheber die Versuchsgrößen von  $\eta'$  geringer sind. Es stimmt dies mit der bereits aufgestellten Behauptung überein, daß unmittelbar am Rande eines Hebers infolge der Verzögerung der Wassergeschwindigkeiten das Vakuum kleinere Werte haben muß, als die rechnerische Ermittlung ergibt, die diesem Umstande nicht Rechnung trägt (vergl. S. 27).

Diese Erklärung der Abweichung des Versuchswertes von  $\eta'$  von dem Ergebnis der rechnerischen Untersuchung kann jedoch für den Unterheber nicht genügen, da bei ihm der Unterschied der beiden Werte für  $\eta'$  0,155 ist, während derselbe beim Oberheber nur 0,046 beträgt.

**Versuche zur Ermittlung des Koeffizienten  $\eta'$  für den Oberheber.**

I.	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Nr. des Ver- suchs	Ober- wasser	Unter- wasser	Gefälle	Gesamt- Vakuüm	Hydrst. Vakuüm	Hydril. Vakuüm	$\eta'$	Zusammen- stellung
	Ordin.	Ordin.	II-III	m	(33,28-II)	(V-VI)	$\left(\frac{\text{VII}}{\text{IV}}\right)$	
			m	m	m	m		
1	32,04	29,94	2,10	2,90	1,24	1,66	0,79047	
2	32,05	29,95	2,10	2,90	1,23	1,67	0,79523	
3	32,05	29,98	2,07	2,87	1,23	1,64	0,79227	
4	32,04	29,98	2,06	2,85	1,24	1,61	0,78155	
5	32,10	30,20	1,90	2,68	1,18	1,50	0,78947	
6	32,04	30,15	1,89	2,70	1,24	1,46	0,77248	
7	32,04	30,17	1,87	2,70	1,24	1,46	0,78074	
8	31,90	30,06	1,84	2,83	1,38	1,45	0,78804	
9	31,99	30,16	1,83	2,70	1,29	1,41	0,77049	
10	32,04	30,23	1,81	2,65	1,24	1,41	0,77900	
11	32,02	30,25	1,77	2,64	1,26	1,38	0,77966	
12	31,95	30,20	1,75	2,70	1,33	1,37	0,78285	
13	31,94	30,22	1,72	2,68	1,34	1,34	0,77906	
14	31,80	30,35	1,45	2,61	1,48	1,13	0,77931	
15	31,79	30,36	1,43	2,61	1,49	1,12	0,78321	
16	31,72	30,34	1,42	2,64	1,52	1,12	0,78873	
17	32,08	30,66	1,42	2,30	1,20	1,10	0,77464	
18	32,08	30,67	1,41	2,30	1,20	1,10	0,78014	
19	31,80	30,60	1,20	2,42	1,48	0,94	0,78333	
20	31,80	30,63	1,17	2,39	1,48	0,91	0,77777	
21	31,78	30,76	1,02	2,30	1,50	0,80	0,78431	
22	31,76	30,79	0,97	2,29	1,52	0,77	0,79381	
23	31,75	30,79	0,96	2,29	1,53	0,76	0,79166	
24	31,78	30,82	0,96	2,26	1,50	0,76	0,79166	
25	31,78	30,90	0,88	2,19	1,50	0,69	0,78409	
26	31,70	30,87	0,83	2,22	1,58	0,64	0,77108	
27	31,68	30,85	0,83	2,25	1,60	0,65	0,78313	
28	31,75	31,00	0,75	2,12	1,53	0,59	0,78666	
29	32,06	31,40	0,66	1,73	1,22	0,51	0,77272	
30	31,76	31,11	0,65	2,02	1,52	0,50	0,76923	
31	32,03	31,40	0,63	1,74	1,25	0,49	0,77777	
32	31,78	31,15	0,63	2,00	1,50	0,50	0,79365	
33	31,80	31,21	0,59	1,94	1,48	0,46	0,77966	

$$\sum \eta' = 25,82787$$

$$\eta' = \frac{\sum \eta'}{33} = 0,783.$$

**Versuche zur Ermittlung des Koeffizienten  $\eta'$  für den Unterheber.**

I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
Nr. des Versuchs	Ober- wasser	Unter- wasser	Gefälle II—III	Gesamt- Vakuum	Hydrst. Vakuum (33,28-II)	Hydrl. Vakuum (V—VI)	$\eta'$ $\left(\frac{\text{VII}}{\text{IV}}\right)$	Zusammen- stellung
	Ordin.	Ordin.	m	m	m	m		
1	31,88	29,62	2,26	3,55	1,40	2,15	0,95132	
2	31,88	29,67	2,21	3,52	1,40	2,12	0,95927	
3	31,87	29,66	2,21	3,52	1,41	2,11	0,95475	
4	31,86	29,65	2,21	3,48	1,42	2,06	0,93212	
5	31,48	29,60	1,88	3,55	1,80	1,75	0,93084	
6	31,47	29,61	1,86	3,59	1,81	1,78	0,95698	
7	31,47	29,63	1,84	3,59	1,81	1,78	0,96738	
8	31,48	29,64	1,84	3,53	1,80	1,73	0,94021	
9	31,47	29,66	1,81	3,52	1,81	1,71	0,94474	
10	31,20	29,63	1,57	3,55	2,08	1,47	0,93636	
11	31,19	29,63	1,56	3,58	2,09	1,49	0,95513	
12	31,20	29,64	1,56	3,55	2,08	1,47	0,94230	
13	31,20	29,65	1,55	3,58	2,08	1,50	0,96774	
14	30,90	29,56	1,34	3,63	2,38	1,25	0,93283	
15	30,90	29,56	1,34	3,65	2,38	1,27	0,94776	
16	30,89	29,56	1,33	3,64	2,37	1,27	0,95488	
17	30,90	29,57	1,33	3,62	2,38	1,24	0,93233	
18	30,68	29,56	1,12	3,69	2,60	1,09	0,97321	
19	30,69	29,57	1,12	3,65	2,59	1,06	0,94642	
20	30,69	29,62	1,08	3,64	2,59	1,05	0,97222	
21	30,69	29,61	1,08	3,62	2,59	1,03	0,95370	
22	30,62	29,57	1,05	3,67	2,66	1,01	0,96190	
23	30,62	29,59	1,03	3,66	2,66	1,00	0,97087	
24	30,61	29,60	1,01	3,64	2,67	0,97	0,96039	
25	30,21	29,56	0,65	3,69	3,07	0,62	0,95384	
26	30,22	29,57	0,65	3,68	3,06	0,62	0,95384	

$$\sum \eta' = 24,75333$$

$$\eta' = \frac{\sum \eta'}{26} = 0,952.$$

Es liegt nun nahe, den Grund für die größere Differenz der Werte  $\eta'$  beim Unterheber in der Unzulänglichkeit der Annahme zu suchen, die auf S. 34 für die Einmündung des Umlaufs in die Kammer gemacht worden ist (Ersatz der Quereinläufe durch eine ideelle Einmündung des Umlaufs in der Mitte der Kammer).

Man kann nun diese Annahme derart ändern, daß der rechnerisch festgestellte Wert für  $\eta'$  sich auch beim Unterheber zu dem durch die Versuche festgestellten Wert ebenso verhält, wie beim Oberheber, wo der Versuchswert um 5,5 vH. geringer ist als der berechnete. Man erhält dies Ergebnis, wenn man die ideelle Einmündung des Umlaufs nicht wie vorher in der Mitte der Quer-

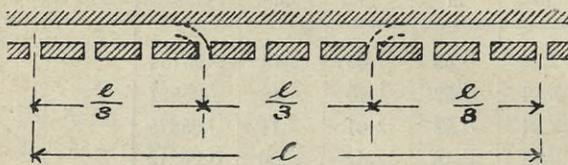


Abb. 20.

laufeinmündungen (gleich der Mitte der Kammer), sondern in dem dem Unterheber benachbarten Drittelpunkt annimmt (vergl.

Abb. 20) und ferner für den Krümmungswiderstand der Umlaufeinmündung nur den Widerstand eines einzelnen Quereinlaufs in die Rechnung einführt (vergl. Abb. 21).

Um beurteilen zu können, inwieweit diese letzten Annahmen eine allgemeinere Gültigkeit haben, wurde mit diesen der Wirkungs-

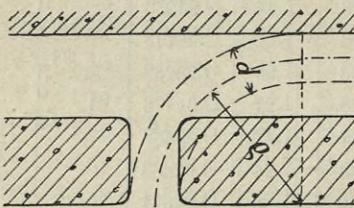


Abb. 21.

grad des Oberheber- und des Unterheberkanals, bezogen auf den Scheitelquerschnitt, — für den bisher die Versuchswerte in die Rechnung eingeführt waren —, unter Zugrundelegung der bisher für die Koeffizienten  $\zeta_0$ ,  $\beta$  und  $\zeta_k$  benutzten Zahlenwerte nach Formel

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_0 \left(1 + \frac{f_s^2}{f_e^2}\right) + \beta f_s^2 \sum_e l \frac{U}{f^3} + f_s^2 \sum_e \frac{\zeta_k}{f^2}}}$$

rechnerisch ermittelt.

Es ergab sich hierbei für den Oberheberkanal

$$\eta = 0,998 \text{ (Versuchswert } \eta = 0,994),^1)$$

für den Unterheberkanal

$$\eta = 1,212 \text{ (Versuchswert } \eta = 1,076).^1)$$

Für den Oberheberkanal decken sich also der rechnerische und der Versuchswert bis auf dritte Dezimale. Für den Unterheber-

<sup>1)</sup> Vergl. S. 31.

kanal ergibt sich eine Differenz von 0,136. Der Versuchswert ist also um 11 vH. geringer als der berechnete.

Dieser Unterschied läßt sich auf folgende Weise erklären: Die Ausmündungen der beiderseitigen Unterheberkanäle in die untere Haltung liegen, wie man aus Tafel I ersehen kann, sich gegenüber. Die austretenden Wasserströme treffen also aufeinander. Dadurch wird eine Rückströmung erzeugt, die in der Umlaufausmündung einen Widerstand erzeugt, welcher den Wirkungsgrad des Umlaufs herabmindert.

Bei den bisherigen Ausführungen ist an den für die Koeffizienten  $\zeta_0$ ,  $\beta$  und  $\zeta_k$  in die Rechnung eingeführten Werten keine Kritik geübt worden, und soll eine solche auch nicht zum Gegenstand dieser Arbeit gemacht werden, da hierfür die Versuche an nur einer Schleuse nicht ausreichen. Die vorstehenden Berechnungen sollen nur zeigen, inwieweit eine rechnerische Bestimmung des Vakuums zutreffende Werte liefert.

Das Ergebnis der vorstehenden Untersuchungen ist wie folgt zusammenzufassen:

1. Die verwandten Werte für die Koeffizienten  $\zeta_0$ ,  $\beta$  und  $\zeta_k$  und die zweite Annahme hinsichtlich der Form und Lage der Umlaufmündungen in die Kammer (vergl. S. 42) sind anscheinend zutreffend, da die Unterschiede zwischen den Ergebnissen der Rechnung und denen der Versuche (Koeffizient  $\eta'$ : Unterschied 5,5 vH. und Wirkungsgrad  $\eta$  des Unterheberkanals: Unterschied 11 vH.) sich durch Wirkungen erklären lassen, die nicht in der Rechnung berücksichtigt werden können.

2. Es kann jedoch nicht entschieden werden, inwieweit ein gegenseitiges Aufheben von Fehlerquellen das Ergebnis der Untersuchungen beeinflußt hat.

3. Für Schleusen, bei denen die Abmessungen der Krümmungen, Querschnitte und Längen der Umläufe und Heber ähnlich denjenigen der Machnower Schleuse sind, können die Vakua in der vorstehend besprochenen Weise rechnerisch ermittelt werden. Es ist jedoch der Wirkungsgrad des Unterheberkanals um mindestens 11 vH., der Koeffizient  $\eta'$  um mindestens 5,5 vH. zu kürzen.

4. Solange es nicht auf Grund von Versuchen an verschiedenen Schleusen möglich ist, zu beweisen, daß das Ergebnis der vorliegenden Untersuchungen nicht durch ein gegenseitiges Aufheben

von Fehlerquellen beeinflusst war, sind bei Schleusen, deren Umlauf- und Heberabmessungen sich von denen der Machnower Schleuse erheblich unterscheiden, die mit Hilfe der hier benutzten Werte der Koeffizienten und der hier gebrauchten Annahmen rechnerisch bestimmten Größen der Vakua nur als Annäherungswerte anzusehen.

In den theoretischen Untersuchungen über das Vakuum war festgestellt worden, daß dasselbe bis zu einer bestimmten Geschwindigkeitsgrenze am Heberücken größer ist wie am Scheitel. Auch in dieser Richtung sind vom Verfasser Versuche angestellt worden:

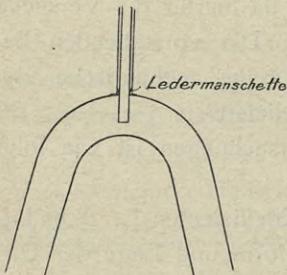


Abb. 22.

Es wurden die Saugrohre eines Oberheberpaares in der in Abb. 22 dargestellten Weise verlängert, und es ergab sich, wenn man die Einsatzrohre bis auf etwa 5 cm an den Heberücken heranhführte, bei 2,25 m Gefälle ein hydraulisches Vakuum von über 5,60 m. Da die Vakuumeter der Machnower Schleuse für ein solches Vakuum nicht eingerichtet sind, war die Größe desselben nicht

genau zu bestimmen. Das diesem Gefälle entsprechende hydraulische Vakuum am Heberscheitel ist 1,76 m.

Mit Hilfe der Einsatzrohre wurde auch bewiesen, daß es in jedem Falle günstiger ist, das Saugrohr in einiger Entfernung von der Heberwandung endigen zu lassen.

Genauere Versuche mit den Einsatzrohren anzustellen, war nicht möglich, da diese gegen die eigentlichen Saugrohre nicht genügend abzudichten waren, so daß bei tieferer Einführung der ersteren in dem Zwischenraum zwischen beiden Rohren Wasser in die Saugleitungen gesogen wurde.

### 5. Fortführung der Luft durch den fließenden Heber.

Die in den Heber eingeführte Luft muß von dem durchströmenden Wasser vollständig mitgeführt werden, bis dasselbe den eigentlichen Heber verläßt. Andernfalls würde die zurückbleibende Luft das Wasser aus dem Heber verdrängen und diesen zum Abreißen bringen.

Die Fortbewegung der Luft durch das Wasser beruht teilweise nur auf der Wirkung der Kohäsion, zum Teil läßt sich dieser Vorgang bei größeren Geschwindigkeiten auch dadurch erklären, daß die Luft zunächst die abwärts gerichtete Geschwindigkeit des Wassers annimmt, ihre aufwärts treibende Beschleunigung ihr aber nicht eine dem Wasserstrom entgegengesetzte Geschwindigkeit zu erteilen vermag, die die des Wassers übertrifft.

Es soll nun nicht versucht werden, für diesen Vorgang eine allgemein gültige Theorie aufzustellen, vielmehr sollen nur einige Erfahrungswerte mitgeteilt werden, deren Kenntnis für die Praxis wertvoll sein dürfte.

Geringere Luftmengen werden vermöge der Kohäsion bei jeder Geschwindigkeit mit fortgeführt, sofern die Luft in den Wasserstrom unmittelbar eingeführt wird.

Wiederum wird auch bei großen Wassergeschwindigkeiten, die an sich vollkommen genügen, um die Aufwärtsbewegung der Luft zu übertreffen, ein Abreißen des Wasserstromes im Heber möglich sein, wenn genügende Mengen Luft zugeführt werden, da die Randgeschwindigkeiten im Heberkanal stets nur so groß sein werden, daß die dorthin gelangenden Luftteilchen lediglich durch Kohäsion fortgeführt werden.

Um festzustellen, welche Geschwindigkeit bzw. welches Gefälle ausreicht, um die vollkommen belüfteten, d. h. wasserleeren Saugkessel an den fließenden Heber anzuschalten, ohne in diesem die Wasserführung zu benachteiligen, oder ihn gar zum Abreißen zu bringen, wurden dieselben an ein frei fließendes Oberheberpaar bei verschiedenem Gefälle angeschaltet. Letzteres wurde in der auf S. 39 geschilderten Art und Weise verändert.

Es ergab sich, daß bei Gefällen von mehr als einem Meter kein Absinken des unteren (Kammer-) Wasserstandes festgestellt werden konnte. Die Luft wurde also vollkommen mitgeführt. Wurde bei geringerem Gefälle als ein Meter derselbe Versuch gemacht, so fiel der Kammerwasserstand, bis ein Gefälle von einem Meter erreicht war, um dann mit zunehmender Entlüftung der Saugkessel wieder auf seine alte Höhe zu steigen.

Die einem Gefälle von einem Meter entsprechende Wassergeschwindigkeit im Scheitelquerschnitt ist (vergl. S. 32)

$$v_s = 4,403 \text{ m/sek}$$

und mithin die durchfließende Wassermenge für einen Heberkanal

$$Q = f_s v_s = 1,387 \cdot 4,403 = 6,107 \text{ cbm/sek.}$$

Nach der im Abschnitt 6 dieses Kapitels besprochenen Fliegnerschen Ausflußformel für Gase berechnet sich die Gewichtsmenge der dem Heber in einer Sekunde zuströmenden Luft unter Verwendung des in demselben Abschnitt abgeleiteten Leitungskoeffizienten zu

$$G = \alpha \cdot F \cdot 0,790 \sqrt{\frac{p'(p_0 - p')}{T_0}}$$

Hierin bedeutet

$G$  die Gewichtsmenge der Luft in kg,

$F$  den Querschnitt der Leitung bzw. die Einströmungsöffnung,

$p'$  den Druck im Heber,

$p_0$  den Druck der Atmosphäre,

$T_0$  die absolute Temperatur der Luft,

$\alpha$  den Wirkungsgrad der Leitung bzw. den Kontraktionskoeffizienten der Einströmungsöffnung.

Führen wir für die Buchstaben die dem Versuch zugehörigen Zahlenwerte ein:

$$F = 0,00785 \text{ qm,}$$

$$p' = 7850 \text{ kg/qm,}$$

$$p_0 = 10\,190 \text{ kg/qm,}$$

$$T_0 = 295^\circ,$$

$$\alpha = 0,1344 \text{ (Wirkungsgrad der Leitung),}$$

so erhalten wir

$$\begin{aligned} G &= 0,1344 \cdot 0,00785 \cdot 0,790 \cdot \sqrt{\frac{7850 \cdot 2340}{295}} \\ &= 0,208 \text{ kg/sek.} \end{aligned}$$

Es ist also

$$\frac{G}{Q} = \frac{0,208}{6,107} = 0,0341 \frac{\text{kg Luft}}{\text{cbm Wasser}}$$

mitfortgeführt worden.

Zu demselben Ergebnis führte auch ein anderer Versuch:

Bei einem Oberheberpaar wurden die Löcher der Belüftungsclappen (vergl. Abb. 1 auf S. 6) durch Einsatzringe so lange verengt, bis das Zuströmen der Luft derart eingeschränkt war, daß die Heber nicht zum Abreißen kamen. Es wurde dies bei einer Verengung der Belüftungslöcher auf 0,055 m Durchmesser erreicht. Das Gefälle war während dieser Versuche 2,2 m, das von den Hebern erzeugte

Vakuum 2,74 m. Berechnet man nun nach der Fliegnerschen Formel die Gewichtsmenge der dem Heber sekundlich zuströmenden Luft, unter Einführung folgender dem Versuch zugehörigen Zahlenwerte:

$$F = 0,002376,$$

$$p' = 7450 \text{ kg/qm},$$

$$p_0 = 10\,190 \text{ kg/qm},$$

$$T_0 = 295^\circ,$$

$$\alpha = 0,65 \text{ (Kontraktionskoeffizient nach Fliegner),}$$

so ergibt sich

$$\begin{aligned} G &= 0,65 \cdot 0,002376 \cdot 0,790 \sqrt{\frac{7450 \cdot 2740}{295}} \\ &= 0,3209 \text{ kg/sek.} \end{aligned}$$

Die bei 2,2 m Gefälle, einen Heber in der Sekunde durchströmende Wassermenge berechnet sich zu

$$Q = \eta \sqrt{2gh} f_s = 0,994 \sqrt{2g \cdot 2,2} \cdot 1,387 = 9,059 \text{ cbm/sek.}$$

Es sind mithin

$$\frac{G}{Q} = \frac{0,3209}{9,059} = 0,0354 \frac{\text{kg Luft}}{\text{cbm Wasser}}$$

mit fortgeführt worden. Dieses Resultat deckt sich nahezu mit dem zuerst ermittelten.

Man wird daher für die Praxis genau genug vorgehen, wenn man sagt, daß dem fließenden Heber durch die Saugleitung nie mehr als 0,034 kg Luft für 1 cbm Wasser in der Sekunde zugeführt werden darf, wenn man nicht seine Wasserführung beeinträchtigen oder unterbrechen will.

## 6. Aufstellung einer Formel für die Entlüftungsdauer des Saugkessels.

Nachdem im vorhergehenden die saugende Wirkung der Heber erörtert und die hierzu erforderlichen Berechnungen gegeben sind, wird es noch erforderlich, eine Formel für die Entlüftungsdauer des Saugkessels aufzustellen, um bestimmen zu können, ob derselbe durch den fließenden Heber während einer Schleusungsdauer auch völlig entlüftet werden kann. Der nachfolgenden Ableitung dieser Formel ist ein Saugkessel von rechteckigem Querschnitt zugrunde gelegt, da sich dieser, wie weiter unten gezeigt wird, als die zweckmäßigste Form desselben erweist.

Unter Berücksichtigung der adiabatischen Zustandsänderung (vergl. S. 14) läßt sich für die aus einem sehr großen Gefäß in der Zeiteinheit ausströmende Gewichtsmenge Luft theoretisch folgende Formel aufstellen:

$$(1) \quad G = \alpha \cdot F \sqrt{2gR \frac{n}{n-1} T \left[ 1 - \left( \frac{p'}{p} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \left( \frac{p'}{p} \right)^{\frac{2}{n}} \frac{1}{v^2}}$$

Hierin bedeutet (vergl. Abb. 23)

$p$ den Druck	}	der Luft im Gefäß,
$v$ das spez. Volumen		
$T$ die absolute Temperatur		
$p'$ den Druck	}	der Luft vor dem Gefäß,
$v'$ das spez. Volumen		
$T'$ die absolute Temperatur		
$F$ den Querschnitt der Ausflußöffnung.		
$\alpha$ einen Koeffizienten.		
$R$ und $n$ Festwerte.		

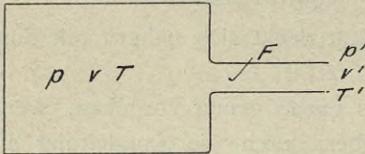


Abb. 23.

(Vergl. Keck, Vorträge über Mechanik, 2. Teil, 2. Aufl., S. 354, Formel 3.)

Da nach dieser Gleichung  $G^2$  verhältnisgleich

$$\left( \frac{p'}{p} \right)^{\frac{2}{n}} - \left( \frac{p'}{p} \right)^{\frac{n+1}{n}}$$

ist, würde, weil  $n = 1,41$  ist (vergl. S. 14), bei einem Verhältnis von

$$\frac{p'}{p} = 0,5265$$

$G$  ein Maximum werden, d. h.  $G$  wird bei vermindertem Außendruck  $p'$  und konstantem Innendruck  $p$  nur so lange größer, als  $p < 2p'$ . Wird dagegen  $p > 2p'$ , so nimmt  $G$  wieder ab; für den Grenzfall der Ausströmung der Luft in einen luftleeren Raum würde  $G = 0$  sein. Es gibt also diese Formel keine der Wirklichkeit entsprechenden Werte, und liegt der Grund hierfür einerseits darin, daß die Zustandsgleichungen für Gase nicht mehr für niedrige Drucke gültig sind und andererseits der in der Ausströmungsöffnung herrschende Druck nicht  $= p'$ , sondern  $> p'$  ist.

Über die Ausströmung von Gasen aus großen Gefäßen sind von Fliegner (siehe Zivilingenieur 1874) eingehende Versuche an-

gestellt, und sind von ihm auf Grund dieser experimentellen Untersuchungen folgende Ausflußformeln aufgestellt worden:

$$(2) \quad \text{für } p < 2p' : G = \alpha F \cdot 0,790^1) \sqrt{\frac{p' \cdot (p - p')}{T}}$$

$$(3) \quad \text{für } p > 2p' : G = \alpha F \cdot 0,395^1) \frac{p}{\sqrt{T}}$$

Für die folgende Ableitung einer Formel für die Entlüftungsdauer des Saugkessels wurde erstere Formel zugrunde gelegt, da praktisch der im Heber herrschende Druck nicht geringer als die Hälfte des vor der Entlüftung in dem Saugkessel vorhandenen Druckes sein wird.

Der Saugkessel habe die Abmessungen  $a$  und  $b$  (vergl. Abb. 24). Die zum Unterwasser führende Rohrleitung sei mit Wasser gefüllt.

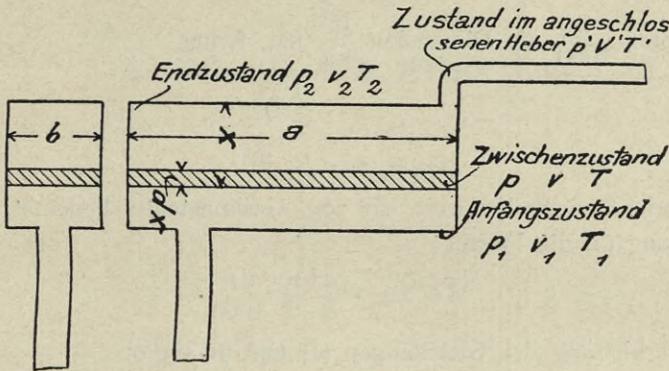


Abb. 24.

Dem Anfangszustand der Luft im Kessel entsprechen der Druck  $p_1$  in kg/qm, das spezifische Volumen  $v_1$  in cbm/kg, die absolute Temperatur  $T_1$ . Dem Endzustand entsprechen sinngemäß die Größen  $p_2$ ,  $v_2$  und  $T_2$ . Die veränderlichen Größen  $p$ ,  $v$  und  $T$  bezeichnen die Zwischenzustände der Luft.

Im angeschlossenen Heber herrsche nun der Druck  $p'$ , dem bei der Temperatur  $T'$  ein spezifisches Volumen der Luft  $v'$  entspricht.

Nach Formel (2) ist die im Zeitelement ausströmende Gewichtsmenge der Luft

$$(4) \quad dG = \alpha F \cdot 0,790 \sqrt{\frac{p' (p - p')}{T}} \cdot dt.$$

<sup>1)</sup> Maßgröße 1/sek.

Entsprechend der durch die Ausströmung entzogenen Luftmenge strömt in den Saugkessel Wasser ein; da für das Zeitelement der Druck als konstant angenommen werden kann, daher eine Raumvergrößerung der restlich verbliebenen Luft nicht eintritt, kann man

$$(5) \quad dG = -ab \cdot dx \cdot \gamma$$

setzen. Das negative Vorzeichen gilt, weil  $x$  mit zunehmendem  $t$  abnimmt. Da nun

$$\frac{x}{p - p_2} = \frac{1}{1000} \frac{\text{m}}{\text{kg/qm}}$$

und somit

$$x = \frac{1}{1000} (p - p_2),$$

$$dx = \frac{1}{1000} \cdot dp$$

ist, wobei  $\frac{1}{1000}$  die Dimension  $\frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$  hat, ferner

$$\gamma = \frac{1}{v}^1)$$

und

$$p \cdot v = R \cdot T^1)$$

ist, worin  $R$  einen Festwert, die sog. Gaskonstante, bedeutet, erhält Gleichung (5) die Form

$$(6) \quad dG = -\frac{abp}{R \cdot T} \frac{dp}{1000}.$$

Die Verbindung der Gleichungen (4) und (6) ergibt

$$(7) \quad \alpha F \cdot 0,790 \sqrt{\frac{p' (p - p')}{T}} \cdot dt = -\frac{abp}{R \cdot T} \frac{dp}{1000}.$$

Mithin erhält man

$$(8) \quad dt = -\frac{\frac{abp}{R \cdot T} \frac{dp}{1000}}{\alpha \cdot F \cdot 0,790 \sqrt{\frac{p' (p - p')}{T}}}$$

$$= -\frac{abp}{\alpha \cdot F \cdot 0,790 \cdot 1000 \cdot R \cdot T^{\frac{1}{2}} p'^{\frac{1}{2}} (p - p')^{\frac{1}{2}}} \cdot dp.$$

Da

$$\frac{T_1}{T} = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad 1)$$

1) Vergl. Hütte 19. Aufl., Teil I, S. 291 u. ff.

ist, mithin

$$T = \frac{T_1}{\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$$

wird, erhält man

$$(10) \quad dt = \frac{ab p_1^{\frac{n-1}{2n}}}{\alpha \cdot 1000 \cdot 0,790 \cdot F \cdot R \cdot T_1^{\frac{1}{2}} p'^{\frac{1}{2}}} \cdot \frac{p}{p^{\frac{n-1}{2n}} (p-p')^{\frac{1}{2}}} \cdot dp.$$

Es ergibt sich somit die Entleerungszeit des Saugkessels

$$(11) \quad t = \frac{ab p_1^{\frac{n-1}{2n}}}{\alpha \cdot 1000 \cdot 0,790 \cdot F \cdot R \cdot T_1^{\frac{1}{2}} p'^{\frac{1}{2}}} \int_{p_1}^{p_2} \frac{p^{\frac{n+1}{2n}}}{(p-p')^{\frac{1}{2}}} dp$$

$$= \frac{ab p_1^{\frac{n-1}{2n}}}{\alpha \cdot 1000 \cdot 0,790 \cdot F \cdot R \cdot T_1^{\frac{1}{2}} p'^{\frac{1}{2}}} \int_{p_2}^{p_1} \frac{p^{\frac{n+1}{2n}}}{(p-p')^{\frac{1}{2}}} dp.$$

#### Lösung des Integrals.

$$J = \int \frac{p^{\frac{n+1}{2n}}}{(p-p')^{\frac{1}{2}}} dp.$$

Setzt man  $\frac{n+1}{2n} = m$ , so wird

$$J = \int \frac{p^m}{(p-p')^{\frac{1}{2}}} \cdot dp.$$

Setzen wir ferner

$$(p-p')^{\frac{1}{2}} = u,$$

so wird

$$du = \frac{1}{2} (p-p')^{-\frac{1}{2}} dp, \text{ oder}$$

$$2 du = \frac{dp}{(p-p')^{\frac{1}{2}}}.$$

Da ferner

$$p-p' = u^2, \text{ oder}$$

$$p = u^2 + p',$$

$$p^m = (u^2 + p')^m$$

ist, erhält das Integral die Form

$$J = 2 \int (u^2 + p')^m du.$$

Um  $(u^2 + p')^m$  nach dem binomischen Lehrsatz in eine Reihe zu entwickeln, setzen wir

$$(u^2 + p')^m = u^{2m} \left( \frac{p'}{u^2} + 1 \right)^m.$$

Hierin ist

$$\frac{p'}{u^2} > 1,$$

da nach Voraussetzung (s. S. 49)  $p < 2p'$ , also auch  $p - p' < p'$ , mithin

$$\frac{p'}{p - p'} = \frac{p'}{u^2} > 1 \text{ ist.}$$

Da  $\frac{p'}{u^2} > 1$ , erhalten wir eine konvergente Reihe.

Führen wir nun die Reihenentwicklung aus, so wird

$$J = 2 \int u^{2m} du \left[ \left( \frac{p'}{u^2} \right)^m + \binom{m}{1} \left( \frac{p'}{u^2} \right)^{m-1} + \binom{m}{2} \left( \frac{p'}{u^2} \right)^{m-2} + \binom{m}{3} \left( \frac{p'}{u^2} \right)^{m-3} + \dots \right].$$

Es läßt sich nunmehr die Integration ausführen, und wird somit

$$J = 2 \left[ p'^m / u + \binom{m}{1} p'^{m-1} / \frac{u^3}{3} + \binom{m}{2} p'^{m-2} / \frac{u^5}{5} + \dots + C \right].$$

Wir setzen nunmehr wieder

$$u = (p - p')^{\frac{1}{2}}$$

und führen die Grenzen  $p_1$  und  $p_2$  ein:

$$J = 2 \left[ p'^m \int_{p_2}^{p_1} (p - p')^{\frac{1}{2}} + \binom{m}{1} \frac{p'^{m-1}}{3} \int_{p_2}^{p_1} (p - p')^{\frac{3}{2}} + \binom{m}{2} \frac{p'^{m-2}}{5} \int_{p_2}^{p_1} (p - p')^{\frac{5}{2}} + \dots + C \right].$$

Zur Bestimmung der Integrationskonstanten nehmen wir den Grenzfall  $p_1 = p_2 = p'$  an. Hierfür ist  $t = 0$ . Da der erste Teil der Gleichung (11) (siehe S. 51) nicht = 0 werden kann, muß der durch  $J$  ausgedrückte Teil der Gleichung = 0 werden. Da hierin nun für den Grenzfall die Summanden mit  $(p - p') = 0$  sind, muß auch  $C = 0$  sein.

Nach Fortlassung der Integrationskonstanten und Einsetzung der Grenzen erhalten wir

$$J = 2 \left[ p'^m \left\{ (p_1 - p')^{\frac{1}{2}} - (p_2 - p')^{\frac{1}{2}} \right\} + \binom{m}{1} \frac{p'^{m-1}}{3} \left\{ (p_1 - p')^{\frac{3}{2}} - (p_2 - p')^{\frac{3}{2}} \right\} + \binom{m}{2} \frac{p'^{m-2}}{5} \left\{ (p_1 - p')^{\frac{5}{2}} - (p_2 - p')^{\frac{5}{2}} \right\} + \dots \right]$$

oder

$$J = 2p'^m \left[ (p_1 - p')^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 + \binom{m}{1} \frac{1}{3} \left( \frac{p_1 - p'}{p'} \right) + \binom{m}{2} \frac{1}{5} \left( \frac{p_1 - p'}{p'} \right)^2 + \dots \right\} - (p_2 - p')^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 + \binom{m}{1} \frac{1}{3} \left( \frac{p_2 - p'}{p'} \right) + \binom{m}{2} \frac{1}{5} \left( \frac{p_2 - p'}{p'} \right)^2 + \dots \right\} \right].$$

Die Reihen sind konvergent, da durch Integration einer konvergenten Reihe (siehe oben) wieder eine konvergente entsteht.

Wir setzen nunmehr den Wert von  $J$  in die Gleichung (11) ein, indem wir für den Exponenten  $m$  wieder seinen Wert  $\frac{n+1}{2n}$  einführen:

$$(12) \quad t = \frac{1}{\alpha} \frac{a b}{F'} \frac{2}{R \cdot 1000 \cdot 0,790} \frac{p_1^{\frac{n-1}{2n}} p'^{\frac{1}{2n}}}{\sqrt{T_1}} \left[ (p_1 - p')^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 + \binom{m}{1} \frac{1}{3} \left( \frac{p_1 - p'}{p'} \right) + \binom{m}{2} \frac{1}{5} \left( \frac{p_1 - p'}{p'} \right)^2 + \dots \right\} - (p_2 - p')^{\frac{1}{2}} \left\{ 1 + \binom{m}{1} \frac{1}{3} \left( \frac{p_2 - p'}{p'} \right) + \binom{m}{2} \frac{1}{5} \left( \frac{p_2 - p'}{p'} \right)^2 + \dots \right\} \right].$$

Zur Bestimmung der Maßgröße von  $t$  führen wir die Maßgrößen der einzelnen Faktoren ein:

$$a = m$$

$$R = m$$

$$b = m$$

$$0,790 = \frac{1}{\text{sek}} \text{ (vergl. S. 49)}$$

$$F' = m^2$$

$$p = \text{kg/m}^2$$

$$\frac{1}{1000} = \frac{m^3}{\text{kg}} \text{ (vergl. S. 50).}$$

Alle übrigen Größen sind absolute Zahlen. Es ist also

$$t = \frac{m \cdot m \cdot (\text{kg/m}^2)^{\frac{n-1}{2n}} (\text{kg/m}^2)^{\frac{1}{2n}} (\text{kg/m}^2)^{\frac{1}{2}}}{m^2 \cdot m \cdot (\text{kg/m}^3) \cdot (1/\text{sek})} = \text{sek.}$$

Für die praktische Anwendung der Gleichung (12) kann man in den Reihen schon das dritte Glied vernachlässigen, da dieses bereits einen sehr kleinen Wert annimmt.

Führt man nun für sämtliche Konstanten die Werte ein, wobei die Gaskonstante  $R = 29,37$  (mittelfeuchte Luft) gesetzt werden soll, so erhält man:

$$(13) \quad t = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{a \cdot b}{F'} \frac{p_1^{0,14539} p'^{0,35461}}{11601,15 \sqrt{T_1}} \left[ \sqrt{p_1 - p'} \left( 1 + 0,28487 \frac{p_1 - p'}{p'} \right) - \sqrt{p_2 - p'} \left( 1 + 0,28487 \frac{p_2 - p'}{p'} \right) \right]$$

oder mit abgekürzten Zahlen

$$(14) \quad t = \frac{1}{\alpha} \cdot \frac{a b}{F'} \frac{p_1^{0,15} p'^{0,35}}{11600 \sqrt{T_1}} \left[ \sqrt{p_1 - p'} \left( 1 + 0,28 \frac{p_1 - p'}{p'} \right) - \sqrt{p_2 - p'} \left( 1 + 0,28 \frac{p_2 - p'}{p'} \right) \right].$$

Für  $\sqrt{T_1}$  kann 16 gesetzt werden. Dies würde einer absoluten Temperatur von  $256^\circ$  bzw.  $-17^\circ$  Celsius entsprechen. Es muß eine niedrige Temperatur angenommen werden, weil im Betrieb der Entlüftung des Saugkessels das Ansaugen des Hebers unmittelbar vorausgeht, wobei die dem ersteren zuströmende Luft eine erhebliche Abkühlung erfährt (vergl. S. 14), die bei der schnellen Aufeinanderfolge beider Vorgänge durch die Außentemperatur nicht wieder behoben werden kann.

Der Einfluß der Temperaturschwankungen auf die Entlüftungsdauer des Saugkessels ist überdies gering, da bereits  $\sqrt{T_1} = 17$  einer Temperatur von  $+16^\circ$  Celsius entspricht.

Die vorstehend abgeleitete Formel für die Entlüftungsdauer des Saugkessels setzt voraus, daß das Vakuum des saugenden Hebers konstant ist. Die Veränderlichkeit des letzteren kann in der Formel keine Berücksichtigung finden, da zwischen Vakuum des Hebers und Entlüftungsdauer des Saugkessels kein innerer Zusammenhang besteht. Will man daher die Formel praktisch anwenden, so muß man für das Vakuum des Hebers den mittleren Wert, den dasselbe innerhalb der mutmaßlichen Entlüftungsdauer annimmt, der Rechnung zugrunde legen.

### *Bestimmung des Ausflusskoeffizienten.*

Der in der Fliegnerischen Formel eingeführte Koeffizient  $\alpha$  berücksichtigt nur die durch Kontraktion erfolgte Verminderung des Ausflußquerschnitts, da die Versuche ergaben, daß eine Verminderung der Ausströmungsgeschwindigkeit gegenüber der theoretisch berechneten nicht stattfand. Im vorliegenden Fall muß der durch Reibung verursachten Geschwindigkeitsverminderung in der Rohrleitung jedoch Rechnung getragen werden; dagegen kann von der Berücksichtigung einer Kontraktion abgesehen werden, wenn man an den Saugkessel zunächst ein weiteres Rohr anschließt, das dann in der Steuervorrichtung allmählich in einen engeren Querschnitt übergeführt wird, wie es bei der Machnower Schleuse der Fall ist, und wenn man sich für die Berechnung letzteren Querschnitt bis zum Saugkessel fortgesetzt denkt.

Die durch die Krümmungen der Leitung erzeugten Widerstände sollen im folgenden nicht gesondert berücksichtigt werden,

da die Anzahl der Krümmungen in Hebersaugleitungen bei Schleusen im Verhältnis zur Länge stets annähernd dieselbe sein wird. Der weiter unten ermittelte Koeffizient  $\lambda$  wird also die Widerstände der Krümmungen mit einschließen.

Zur Ermittlung des Koeffizienten setzen wir die theoretische Geschwindigkeitshöhe gleich der tatsächlichen Geschwindigkeitshöhe + Widerstandshöhe:

$$(1) \quad \frac{w_0^2}{2g} = \frac{w^2}{2g} + y.$$

Hierin ist, wie bei der Bewegung von Wasser,

$$y = \gamma \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}.$$

In dieser Gleichung bedeutet  $l$  die Länge,  $d$  den Durchmesser,  $\lambda$  den durch Versuche festzustellenden Widerstandskoeffizienten der Leitung,  $\gamma$  die spezifische Dichte der Luft.

Da man

$$\gamma = \frac{p}{RT} \quad \text{und} \quad w_0^2 = \frac{w^2}{\alpha}$$

setzen kann, geht Gleichung (1) über in

$$(2) \quad \frac{w^2}{\alpha^2 \cdot 2g} = \frac{w^2}{2g} + \frac{p}{RT} \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g}.$$

Es ist also

$$(3) \quad \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p}{RT} \lambda \frac{l}{d}}}.$$

In dieser Gleichung sind  $p$  und  $T$  veränderlich. Um die beiden Veränderlichen auf eine zurückzuführen, setzen wir, da

$$\frac{T}{T_1} = \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{ist,}$$

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}.$$

Somit erhält man

$$(4) \quad \alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{p^{\frac{1}{n}} p_1^{\frac{n-1}{n}}}{RT_1} \lambda \frac{l}{d}}}.$$

Für die Anwendung kann man mit genügender Genauigkeit für die Veränderliche  $p$  den Durchschnittswert

$$\frac{p_1 + p_2}{2}$$

einführen.

Zur Bestimmung des Koeffizienten  $\lambda$ , der die Leitungs- und Krümmungswiderstände der Saugleitungen einschließt, wurden folgende Versuche angestellt:

Die Saugkessel wurden zunächst vollständig entlüftet und dann wieder derart belüftet, daß nur noch der untere runde Teil der Kessel mit Wasser gefüllt war (vergl. Abb. 25b, S. 58).

Daß zunächst die Kessel vollständig entlüftet wurden, geschah aus dem Grunde, weil die Temperatur im Kessel selbst nicht gemessen werden konnte. Wurden jedoch die Kessel erst kurz vor der dann folgenden Entlüftung mit Luft beschickt, so konnte man aus der Temperatur der Außenluft durch die adiabatische Zustandsgleichung

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

die Temperatur im Kessel ( $T_1$ ) zum Beginn der Entlüftung berechnen.

Letztere geschah in der Weise, daß die Kessel an den freifließenden Verbindungsheber angeschaltet wurden.

Dieser eignete sich am besten für derartige Versuche. Die anderen Heberpaare waren weniger hierfür zu benutzen, da die zu jedem einzelnen Heber des Paares hinführenden Saugleitungen verschiedene Längen aufwiesen.

Das Vakuum des fließenden Hebers, sowie das der Saugkessel wurde vor und nach der Entlüftung notiert. Die Entlüftungsdauer wurde durch einen Chronographen auf  $\frac{1}{5}$  Sekunde genau festgestellt.

Auf Grund von zehn Versuchen, deren Ergebnisse in der Tabelle auf S. 57 zusammengestellt sind, wurde zunächst aus der Gleichung für die Entlüftungsdauer  $t$  (siehe S. 53) der Wirkungsgrad der Leitung  $\alpha$ , sodann aus Gleichung für  $\alpha$  (siehe S. 55) der Leitungskoeffizient  $\lambda$  ermittelt zu

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,048978 \\ &= \sim 0,049.\end{aligned}$$

Der von Ledoux ermittelte Leitungswiderstandskoeffizient für den Durchfluß von Luft durch Röhren ist

$$\lambda = 0,0179.$$

Der für die Saugleitungen festgestellte Koeffizient mußte natürlich erheblich größer ausfallen, da dieser die Krümmungswiderstände mit einschließt.

Will man die Entlüftungsdauer eines Saugkessels durch ein Heberpaar bestimmen, so geht man für die Berechnung genügend genau vor, wenn man die verschiedenen Längen der beiden Saugleitungen durch einen gemittelten Wert ersetzt. In dieser Hinsicht angestellte Versuche ergaben die Zulässigkeit dieser Annahme.

**Ergebnisse der Versuche zur Feststellung des Widerstandskoeffizienten der Saugleitungen ( $\lambda$ ).**

Versuch Nr.	Barometerstand in Meter Wassersäule m	Absolute Temperatur der Außenluft	Vakuum der Saugkessel		Vakuum des Verbindungshebers		Entlüftungsdauer  Sek.
			vor	nach	vor	nach	
			der Entlüftung		dem Entlüften der Saugkessel		
			m	m	m	m	
1	10 190	295	1,35	2,35	3,38	3,35	47 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>
2	10 190	295	1,30	2,30	3,39	3,36	49 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>
3	10 190	295	1,36	2,36	3,40	3,36	46 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>
4	10 110	292	1,60	2,50	3,50	3,40	44
5	10 110	292	1,60	2,55	3,75	3,50	43
6	10 110	292	1,60	2,50	3,50	3,50	45 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>
7	10 110	292	1,60	2,50	3,50	3,50	46
8	10 110	292	1,60	2,48	3,48	3,48	44 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>
9	10 110	292	1,60	2,52	3,51	3,49	46
10	10 110	292	1,60	2,50	3,41	3,42	47 <sup>3</sup> / <sub>5</sub>

#### IV. Kapitel.

### Die Formgestaltung des Saugkessels und der Heber.

#### I. Formgestaltung des Saugkessels.

Bei der Besprechung der Dimensionierung des Saugkessels (vergl. S. 13) war festgestellt worden, daß derselbe, um einen Heber in Betrieb zu setzen, einen von dem zum Ansaugen erforderlichen Vakuum und den Abmessungen des Hebers abhängigen Wasserinhalt haben muß, der sich in einer bestimmten Höhe über dem Unterwasser zu befinden hat, die durch das im anzusaugenden Heber zu erzeugende Vakuum gegeben ist (vergl. S. 18).

Es werden also durch den Vorgang des Ansaugens lediglich Volumen und Lage der Unterkante des Saugkessels bedingt, während das gegenseitige Verhältnis der Breiten- und Höhenabmessungen gleichgültig ist.

Für den Vorgang des Entlüftens des Saugkessels ist es nun zweckmäßig, dessen Oberkante möglichst niedrig zu legen, da für die vollständige Entfernung der Luft aus dem Saugkessel durch den fließenden Heber die Forderung gestellt werden muß, daß während der Dauer dieses Vorganges ein Vakuum vorhanden ist, welches mindestens der Höhenlage der Saugkesseloberkante über dem Unterwasser entspricht (vergl. S. 19).



Abb. 25a.

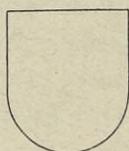


Abb. 25b.

Theoretisch würde sich also als die zweckmäßigste Form des Saugkessels ein unendlich niedriges, dafür aber unendlich großflächiges Gefäß ergeben. Danach sind die bisher verwandten Querschnittsformen der Saugkessel (vergl.

Abb. 25), die wohl mehr aus konstruktiven Rücksichten entstanden sind, nicht zu billigen, da die untere runde Ausbildung die Höhe des Kessels unnötig vergrößert.

Auch eine rechteckige Ausbildung des Querschnitts, dessen Höhe man nach Maßgabe der örtlichen Verhältnisse und der Rücksicht auf eine leichte konstruktive Ausbildung möglichst niedrig gestalten würde, hat noch immer den Nachteil, daß man in der Zeit des größten hydraulischen Vakuums die unteren Schichten des Kessel mit Wasser füllt, die oberen dagegen erst dann, wenn Geschwindigkeit und hydraulisches Vakuum schon nachgelassen haben. Deshalb wird es oft nicht möglich sein, durch die Oberheber, bei denen der Abnahme des hydraulischen keine Zunahme des hydrostatischen Vakuums gegenübersteht (vergl. S. 24), den Saugkessel vollständig zu entlüften.

Diese Nachteile lassen sich dadurch herabmindern, daß man, wie in Abb. 26 dargestellt, den einen Saugkessel durch zwei gestaffelte Kessel ersetzt<sup>1)</sup> und dann zunächst den oberen und später den unteren durch den Heber entlüften läßt.

Auch für den Vorgang des Ansaugens bietet diese Anordnung Vorteile, wenn zunächst der untere und dann der obere Kessel auf den Heber wirkt, da so ein Teil der Luft nicht so stark verdünnt zu werden braucht, und somit ein geringeres Volumen der gesamten Saugkesselanlage erforderlich wird.

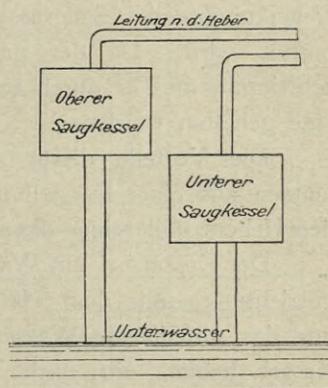


Abb. 26.

Hierbei ergibt sich allerdings der Übelstand, daß das Umschalten der Saugkessel eine große Aufmerksamkeit seitens des bedienenden Wärters erfordert. Eine selbsttätige Umschaltvorrichtung ist konstruktiv wohl möglich, würde jedoch vielleicht die Anlage zu kompliziert gestalten.

Ein Nachteil aller vorher beschriebenen Saugkesselanordnungen beruht darin, daß man für die Bestimmung der Saugkesselunterkante stets den höchsten Unterwasserstand zugrunde legen muß, bei dem noch eine völlige Entleerung des Kessels für den Vorgang des Ansaugens erforderlich ist.

<sup>1)</sup> Bei großen Kesselanlagen, wie Schleusen mit Sparbetrieb erfordern, wird man schon aus konstruktiven Rücksichten statt eines Kessels zweckmäßig zwei wählen, wie dies auch bei der Machnower Schleuse der Fall ist.

Es soll nun im folgenden für die Saugkesselanlage eine neue Anordnung (D. R. P. Nr. 193 092) vorgeschlagen werden, die unabhängig von den Schwankungen des Unterwassers ist und die für ihre Entlüftung ein erheblich geringeres Vakuum des fließenden Hebers als die bisher ausgeführten Saugkessel erfordert.

Wie in Abb. 27 dargestellt, ruht der Saugkessel nicht auf einem festen Fundament, sondern auf einem Schwimmkasten, der sich in einem mit dem Unterwasser in freier Verbindung stehenden Bassin befindet. Der Anschluß an die Rohrleitung zum Steuerraum erfolgt durch eine Stopfbüchse, während der Anschluß an die Fülleitung durch einen Schlauch, wie er beispielsweise bei dem Gelenkpunkte des Saugrüssels eines Schutensaugers üblich ist, vermittelt wird. Da der ganze Körper im labilen Gleichgewicht schwimmt, muß er durch seitliche Führungen in der Gleichgewichtslage gehalten werden.

Die Vorteile dieser Anordnung lassen sich am besten erkennen aus einer Darstellung, wie sich der Kessel beim Ausaugen des Hebers und seiner dann folgenden Entlüftung verhält.

Der Kessel sei mit Wasser gefüllt und werde durch die Steuervorrichtung mit dem Heber verbunden. Entsprechend seinem um das abfließende Wasser verminderten Gewicht wird sich der Kessel heben, um nach seiner völligen Entleerung in die in Abb. 27 dargestellte Endstellung zu kommen. Es ist alsdann im Abflußrohr die dem im Kessel herrschenden Vakuum entsprechende Wassersäule vorhanden (vergl. S. 18).

Beim Vorgang des Entlüftens des Kessels senkt sich dieser wiederum durch das Gewicht des einströmenden Wassers. Man kann nun die Abmessungen des Schwimmkastens derartig wählen, daß die Hubhöhe des einzuführenden Wassers konstant ist. Mithin wird auch das für die Entlüftung des Kessels erforderliche Vakuum ebenfalls konstant bleiben. Zur Entlüftung dieses schwimmenden Saugkessels ist also ein bedeutend geringeres Vakuum des fließenden Hebers erforderlich als für einen festen Kessel.

Die Ausflußformel ist in diesem Falle bedeutend einfacher als die in Kapitel III, 6 aufgestellte: Da der Luftdruck bzw. das Vakuum in dem schwimmenden Kessel konstant bleibt, kann die von Fliegner aufgestellte Formel für den Ausfluß aus einem großen Gefäß (vergl. S. 49) verwandt werden. Die sekundlich aus-

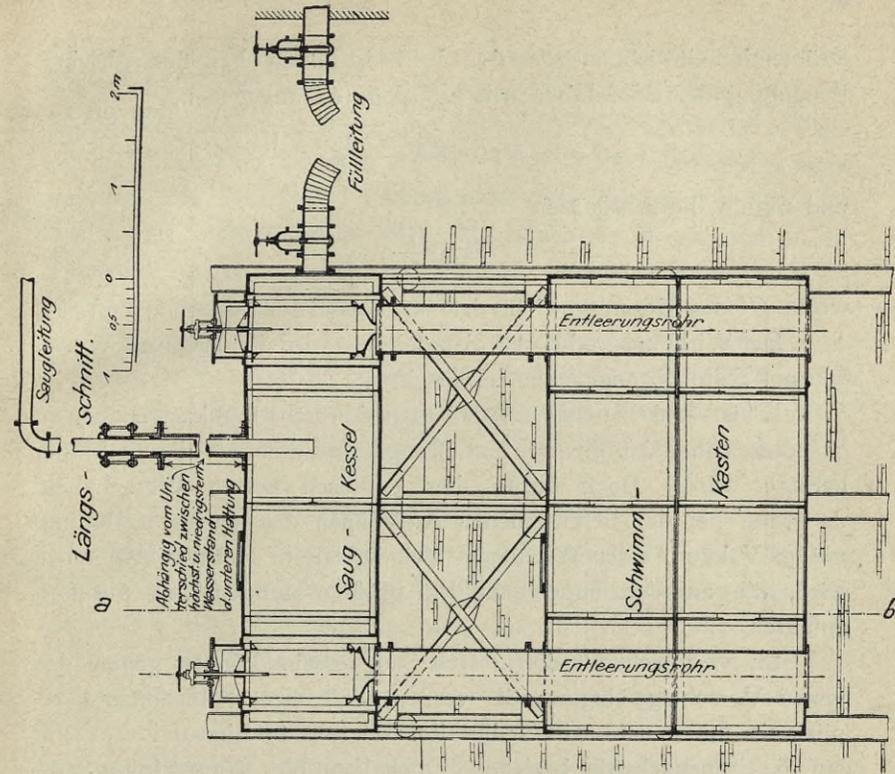
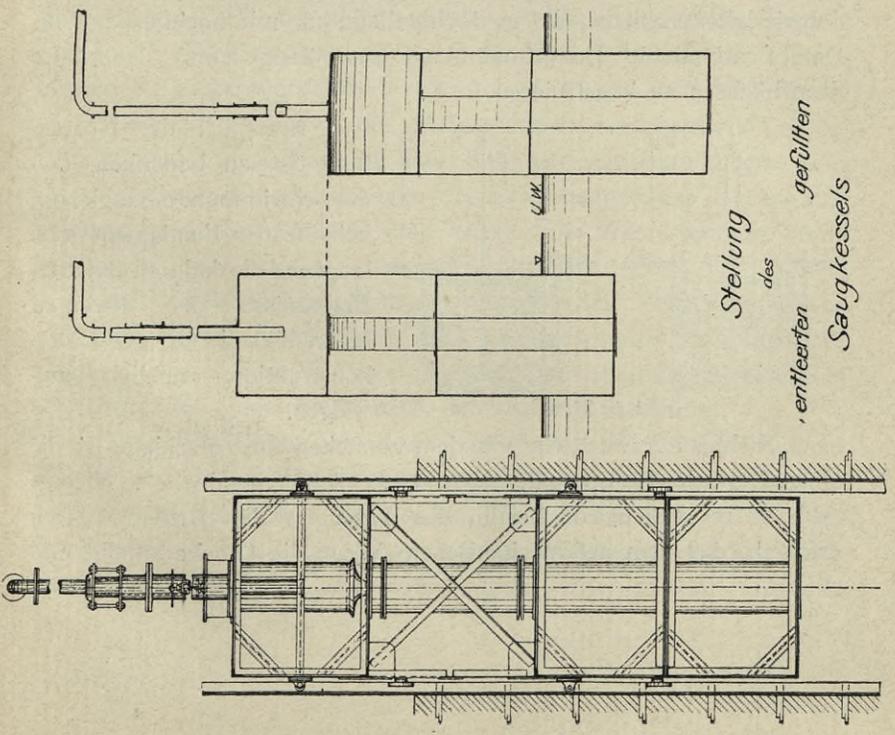


Abb. 27.



strömende Gewichtsmenge der Luft ist dann bei der gleichen Bedeutung der Buchstaben, wie auf Seite 48 angegeben,

$$G = \alpha F \cdot 0,790 \sqrt{\frac{p'(p-p')}{T}},$$

und mithin die Ausflußzeit

$$t = \frac{G'}{G},$$

worin  $G'$  das Gesamtgewicht der im Kessel enthaltenen Luft ist.

Der Wirkungsgrad  $\alpha$  der Saugleitung wird in derselben Weise, wie auf Seite 55 angegeben, ermittelt.

Es ist leicht zu ersehen, daß man den Schwimmkasten auch so gestalten kann, daß das zur Entlüftung erforderliche Vakuum immer geringer wird. Doch dürfte dies praktisch keinen Wert haben, da schon bei der beschriebenen Anordnung das für die Entlüftung nötige Vakuum einer Wassergeschwindigkeit im Heber entsprechen wird, die an sich ungeeignet ist, größere Mengen Luft mit fortzuführen.

Im Vergleich mit den festen Saugkesseln könnte gegen den neuen Vorschlag eingewandt werden, daß diese Anordnung komplizierter und teurer sei als die alte. Der erste Einwand wäre nur auf die Stopfbüchse zu beziehen. Doch kann ihre Konstruktion keine Schwierigkeiten bieten, wo es doch gelingt, für mit hochgespanntem Dampf arbeitende Dampfmaschinen zuverlässige und dauerhafte Stopfbüchsen zu konstruieren.

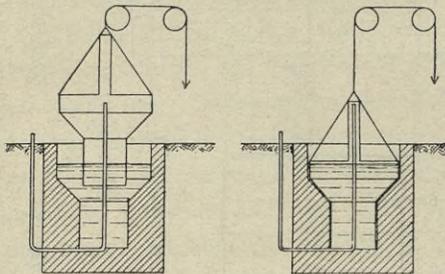


Abb. 28.

Bezüglich der Kostenfrage ist zu bedenken, daß der schwimmende Saugkessel kein festes Fundament verlangt und die dadurch erzielten Ersparnisse den etwaigen Mehraufwand für die Eisenkonstruktion reichlich aufwiegen.

Nicht zu verwechseln mit dem vorstehenden Vorschlage ist die Herrn Professor Hotopp patentierte „bewegliche Saugglocke“. Wie aus Abb. 28 ersichtlich, soll bei ihr das Ansaugen der Heber dadurch erfolgen, daß man auf mechanischem Wege die Glocke anhebt und

so den Raum für die aus dem Heber zu entfernende Luft schafft. Die zu dieser Bewegung erforderlichen Antriebsmittel müssen sehr kräftig sein, wenn die Bewegung in kurzer Zeit ausgeführt werden soll. Zu beachten ist auch, daß die zum Heben erforderliche Kraft während der Bewegung, entsprechend der fortschreitenden Luftverdünnung, immer größer wird. Da ferner die Glocke sich in der Ruhelage im Wasser befindet, könnten Gegengewichte nur in beschränktem Maße angewandt werden.

Es bedarf also keiner weiteren Erörterung, daß die vorgedachte Hotoppsche bewegliche Saugglocke für größere Ansaughöhen ungeeignet ist. Sie ist daher bislang auch noch nicht verwandt worden, trotzdem ihre Patentierung bereits aus dem Jahre 1893 stammt.

## 2. Formgestaltung der Heber.

Im Kapitel II, 1 war an dem Beispiel der Machnower Schleuse besprochen worden, welchen Einfluß eine Veränderung der Abmessungen des Scheitelquerschnitts des Hebers auf die Werte  $a$ , d. h. auf die Höhe hat, um welche das Wasser zur Inbetriebsetzung des Hebers über den Heberücken gehoben werden muß. In demselben Kapitel war ferner festgestellt worden, daß ein senkrechter Abfall des stromabwärts gekehrten Heberschenkels für die Entlüftung des Hebers am günstigsten ist (vergl. S. 10 und Abb. 4 ebendort). Weitere Besprechungen der Formgestaltung des Hebers blieben für später vorbehalten.

Hierzu sei zunächst daran erinnert, daß der Heber als ein Teil des Umlaufkanals anzusehen ist und daß alle Einschränkungen der Querschnitte und Verschärfungen der Krümmungen des Hebers den Wirkungsgrad des Umlaufs und somit seine Wasserführung beeinträchtigen.

Bei den bisher ausgeführten Schleusen mit Heberschlüssen wird die Umlaufbreite im Heber uneingeschränkt durchgeführt, während durch eine Verringerung der Querschnittshöhe eine Einschnürung des Querschnitts nach dem Scheitel zu erfolgt.

Diese Einschränkung des Querschnitts im Heber geschieht einmal, um die bei der Inbetriebsetzung des Hebers aus diesem zu entfernende Luftmenge und somit die erforderliche Größe des Saugkessels zu verringern, ferner um die Wassergeschwindigkeit im Scheitelquerschnitt zu vermehren, damit eine größere saugende

Wirkung des Hebers (höheres Vakuum) für die Entlüftung des Saugkessels erzielt wird.

In folgender Tabelle sind die Abmessungen der Umläufe und des Querschnitts der Heberscheitel der Machnower Schleuse und von vier Schleusen des Elbe-Trave-Kanals zusammengestellt.

	Mach- nower Schleuse	Krumm- esser Schleuse	Donner- Schleuse	Büssauer Schleuse	Behlen- dorfer Schleuse
Schleusenkammer:					
Gefälle . . . .	max 3,33 m	2,75 m	3,68—4,18 m	1,65—3,15 m	1,65 m
Grundfläche . . .	690 qm	1390 qm	1390 qm	1390 qm	1390 qm
Inhalt . . . .	2300 cbm	3820 cbm	5100—5800 cbm	2300—4370 cbm	2300 cbm
Umläufe:					
Querschnitt . . .	2,46 qm	2,4 qm	2,76 qm	2,15 qm	2,15 qm
Scheitelquer- schnitt . . . .	1,387 qm	1,7 qm	1,92 qm	1,65 qm	1,65 qm
Größte Höhe . . .	1,8 m	1,7 m	1,9 m	1,6 m	1,6 m
Scheitelhöhe . . .	0,95 m	1,1 m	1,2 m	1,1 m	1,1 m
Breite . . . .	1,5 m	1,6 m	1,6 m	1,5 m	1,5 m
Hebervolumen . . .	12 cbm	11 cbm	15 cbm		8 cbm

Wie die vorstehende Tabelle zeigt, ist bisher der Scheitelquerschnitt im Vergleich zu dem des Umlaufs recht erheblich eingengt.

Ver mehrt man nun, durch eine günstigere Einführung der Saugleitung in den Heber, wie sie in Abb. 15 auf S. 27 dargestellt ist, die saugende Wirkung des Hebers, und ordnet man vor allem zur Entlüftung der Heber einen schwimmenden Saugkessel an, der (vergl. S. 60 u. ff.) für seine Entlüftung eine erheblich geringere saugende Kraft (Vakuum) des Hebers verlangt, so wird es nicht nötig sein, den Scheitelquerschnitt des Hebers in der Weise einzuengen, wie es bisher geschehen ist. Inwieweit es überhaupt erforderlich sein wird, bei Neuanlagen bei Benutzung der hier gemachten Vorschläge für die Einführung der Saugleitung in den Heber und die Konstruktion des Saugkessels den Scheitelquerschnitt mit Rücksicht auf die Abmessungen des Saugkessels und dessen vollkommene Entlüftung durch den fließenden Heber zu verringern, muß für jeden Entwurf durch besondere Berechnung festgestellt werden.

## V. Kapitel.

### Hilfs- und Nebeneinrichtungen für den Heberbetrieb.

Unter den Hilfs- und Nebeneinrichtungen für den Heberbetrieb sind zu verstehen die Steuervorrichtung, die Ventile und Fülleitung des Saugkessels, die Saugleitungen, die Belüftungsklappen der Heber, die Vakuumeter und Pegel. Ferner ist noch hinzuzurechnen die Luftpumpe zur Entlüftung des Saugkessels, die jedoch nur unter besonderen Umständen erforderlich ist.

Die Konstruktion der Steuervorrichtung (vergl. Abb. 2 auf S. 7) und der Ventile des Saugkessels ist ein maschinentechnisches Detail und bietet keine sonderlichen Schwierigkeiten. Es soll daher hierauf nicht weiter eingegangen werden.

Desgleichen bedarf die Anordnung und Größenbestimmung der Fülleitung keiner Erörterungen.

Über die Einmündung der Saugleitungen in die Heber ist bereits im Kapitel III, 3 eingehend gesprochen worden. Für die Querschnittsbestimmung der Leitungen bleibt zu bedenken, daß dieselben für den Vorgang des Ansaugens im allgemeinen nicht groß genug gewählt werden können, daß aber zugleich bei der Entlüftung des Saugkessels durch sie dem Heber nicht so viel Luft zugeführt werden darf, daß die Wasserführung des letzteren benachteiligt wird. Die bei der Machnower Schleuse gewählten Querschnitte (vergl. S. 5 und 7) können im allgemeinen als genügend bezeichnet werden, doch dürfte eine Vergrößerung der Durchmesser der Unterheberleitungen auf 10 bis 11 cm sowie der der Oberheberleitungen auf 12 bis 13 cm mit Rücksicht auf ein schnelleres Ansaugen der Heber nicht unzweckmäßig sein. Zu berücksichtigen bleibt ferner bei der Querschnittsbestimmung der Saugleitungen immerhin auch die Kostenfrage, bei der zu erwägen ist, daß eine Vergrößerung des Leitungsquerschnitts auch eine Vergrößerung der Abmessungen der Steuervorrichtung zur Folge hat.

Vom Heber aus sind die Saugleitungen erst eine Strecke senkrecht in die Höhe zu führen, um zu vermeiden, daß Wasser in diese hineinströmt. Die Festsetzung der Länge dieser senkrechten Strecke erfolgt nach ähnlichen Gesichtspunkten, wie auf S. 28 für die Zusammenführung der beiden Saugrohrmündungen angegeben. Es bleibt schließlich noch zu erwähnen, daß man an den tiefsten Punkten der Saugleitungen Zapfhähne anordnen muß, um das Kondenswasser von Zeit zu Zeit ablassen zu können.

Wie vorstehend erwähnt, wird man die Saugleitungen so bemessen, daß durch sie dem fließenden Heber die Luft nur in beschränktem Maße zugeführt wird. Es können jedoch Fälle eintreten, wo man gezwungen ist, durch starke Luftzufuhr den Lauf des Hebers zu unterbrechen, z. B. wenn sich zwei nebeneinanderliegende Schiffe zwischen den Kammerwänden festpressen und somit der Bewegung des Wasserspiegels nicht mehr folgen können.

Um dann die Schließung unterbrechen zu können, müssen an den Hebern Belüftungsklappen vorhanden sein, die schnell und leicht zu öffnen sind. Dieselben haben bei der Machnower Schleuse einen Durchmesser von 10 cm (vergl. Abb. 1 auf S. 6); es ist hierbei möglich, durch sie den Hebern so viel Luft zuzuführen, daß bei einem Gefälle von 2 m der Durchfluß des Wassers in rund 30" unterbrochen wird. Diese Zeit wird im allgemeinen genügen, doch würden auch hier noch etwas größere Abmessungen oder besser die Anordnung zweier Klappen sich als vorteilhaft erweisen.

Die Vakuumeter und Wasserstandsanzeiger der Kammer und gegebenenfalls der Sparbecken bilden eine notwendige Ausrüstung des Steuerungsraumes. Denn nur mit ihrer Hilfe kann der betreffende Wärter die Heber usw. richtig bedienen. Ihre Anordnung ist ferner auch deshalb dringend geboten, weil durch sie ein Irrtum in der Schaltung sofort erkennbar wird, der besonders im Sparbetrieb, wo verschiedene Schaltungen schnell aufeinander folgen, immerhin vorkommen kann.

Es erübrigt sich noch, die Anlage einer Luftpumpe zur Entlüftung der Saugkessel zu besprechen, wie solche bei der Machnower Schleuse vorgesehen ist. Dieselbe ist bestimmt, für Fälle, wo der fließende Heber die Saugkessel nicht genügend entlüftet, unterstützend einzugreifen, um den immerhin recht umständ-

lichen Vorgang des Füllens der Saugkessel aus der oberen Haltung zu vermeiden.

Die Luftpumpe in Machnow ist ein Zentrifugalgebläse mit elektrischem Antrieb. Ihre Leistung ist so bemessen, daß sie bei tiefstem Unterwasserstand die beiden Saugkessel von zusammen 21,644 cbm Inhalt in 15 Minuten entlüften kann.

Diese Einrichtung sollte bei keiner Heberschleuse fehlen, wo elektromotorische Kraft an sich vorhanden oder unschwer zu bekommen ist. Man würde durch sie die Fülleitungen und Wasserschieber der Saugkessel, die andernfalls unbedingt erforderlich sind (vergl. S. 5), überflüssig machen<sup>1)</sup>.

Folgende Kostenzusammenstellung auf Grund der in Machnow gezahlten Preise diene zum Vergleich der erforderlichen Aufwendungen:

#### Kosten der Fülleitung und Ventile.

1. 90 m Fülleitung aus gußeisernen Flanschrohren einschl. Dichtungen und Verlegen für das lfd. m 25 Mk. . . . . .	=	2250 Mk,
2. Zwei Wasserschieber zum Absperren der Fülleitung, das Stück 60 Mk. . . . . .	=	120 „
3. Zwei Wasserschieber zum Absperren der Abflüsse leitungen der Saugkessel, das Stück 400 Mk. . . . . .	=	800 „
		<hr/>
		Summe 3170 Mk.

Die Kosten der Luftpumpe mit Elektromotor, Anlasser, Schaltbrett usw. belaufen sich dagegen nur auf rund 2600 Mk.

Der Stromverbrauch für eine vollständige Entlüftung eines Saugkessels von beispielsweise 30 cbm Inhalt bei einer mittleren Lage desselben von 3 m über dem Unterwasser würde sich bei einem Wirkungsgrad der Luftpumpe einschl. des Antriebsmotors von 60 vH. auf

$$\frac{30\,000 \cdot 3 \cdot 0,736}{75 \cdot 0,6} = 1472 \text{ Kilowattsekunden}$$

berechnen. Demnach würden sich bei einem Preis der Kilowattstunde von 10 Pf. die Kosten einer vollständigen Entlüftung auf 4,09 Pf. belaufen, eine Betriebsausgabe, die vergleichsweise nicht ins Gewicht fällt.

<sup>1)</sup> In Machnow entschloß man sich erst zu ihrer Anordnung, nachdem bereits die Saugkessel mit Fülleitung usw. eingebaut waren.

## VI. Kapitel.

### Über die Grenzen der Verwendung der Heberschlüsse.

Aus den vorstehenden Untersuchungen ergibt sich, daß die Grenze für die Verwendung der Heberschlüsse unter Voraussetzung der vollkommenen Entlüftung des Saugkessels durch den fließenden Heber allgemein nicht festgelegt werden kann; jedoch wird es auf Grund der in dieser Arbeit gegebenen Unterlagen möglich sein, für jeden Einzelfall gesondert zu entscheiden, ob die betreffende Schleuse für die Anordnung von Heberschlüssen geeignet ist oder nicht.

Soweit man die vollkommene Entlüftung des Saugkessels durch den fließenden Heber zur Bedingung macht, wird die Verwendung der Heberschlüsse für gewisse Gefälle ausgeschlossen sein. Es steht jedoch nichts im Wege, bei Schleusen mit zeitweise geringem Gefälle den Saugkessel bei kleinem Wasserstandsunterschiede für jede Schleuse neu aus dem Oberwasser zu füllen, zumal dieser vielfach mit den Zeiten des Wasserreichtums der oberen Haltung zusammenfallen wird. Man müßte allerdings dann zweckmäßig den Schieber der Fülleitung und den der Abflußleitung zwangsläufig kuppeln, wie es bei der Krummesser Schleuse, an der zuerst die Heberschlüsse versucht wurden, der Fall ist. Ferner wäre durch geeignete Anordnung des Saugkessels dafür Sorge zu tragen, daß das Einschalten der Fülleitung unmittelbar vom Steuerungsraum besorgt werden kann.

Unter diesen Voraussetzungen würde die Verwendung der Heberschlüsse erst dann eine Begrenzung finden, wenn der Unterschied der Wasserstände beider Haltungen so gering wird, daß es unmöglich ist, einen Saugkessel von ausreichenden Abmessungen in der erforderlichen Höhe über dem Unterwasser anzuordnen.

Unter diesen Umständen ist die Verwendung der Heberverschlüsse indessen immer noch möglich bei Anordnung eines schwimmenden Saugkessels, der an sich schon durch den fließenden Heber in allen Fällen auch bei geringerem Gefälle entlüftet wird als ein fester, indem man für die Zeiten geringer Wasserstandsunterschiede der beiden Haltungen die Verwendung einer Luftpumpe vorsieht.

Bei Schleusen mit Hubtoren bleibt — nebenbei bemerkt — noch die Möglichkeit offen, zu Zeiten geringer Gefälle den Wasserstandswechsel der Kammer durch teilweises Öffnen der Tore zu bewirken. Es ist dabei keineswegs nötig, den Antriebsmotor besonders stark zu bemessen, wenn nur durch geeignete Konstruktion des Tores dafür gesorgt wird, daß der Auftrieb die durch den wagerechten Wasserdruck erzeugte Reibung zum Teil aufhebt. Daß sich dies ohne Schwierigkeiten erreichen läßt, dafür gilt als Beweis, daß es bei den Obertoren der Machnower Schleuse erforderlich war, sogar Wasserballastkästen anzuordnen, um ein vorzeitiges und selbsttätiges Anheben der Tore auszuschließen.

Diese Art des Wasserstandsausgleichs auch bei größeren Gefällen zu benutzen, verbietet sich jedoch im Interesse der sicheren Lage der Schiffe in der Kammer.

Aus den vorstehenden Betrachtungen ergibt sich also, daß ein zu geringes Schleusengefälle die Verwendung der Heber nicht ausschließt, sofern man die Entlüftung des Saugkessels durch den fließenden Heber nicht zur ausschließlichen Bedingung macht und gegebenenfalls die für den Betrieb der Luftpumpe erforderliche elektromotorische Kraft zur Verfügung hat.

Bei der Frage der Verwendung von Heberverschlüssen bei Seeschleusen ist zu bedenken, daß die Abwehr der Sturmfluten eine sehr hohe Lage der Heberrücken erfordert, so daß man, um die Heber ansaugen zu können, die Saugkesselunterkante in vielen Fällen über dem Hafenwasserstand, der im allgemeinen höher oder gleich dem Außenwasserstand ist, anordnen muß. Da ferner auch das Gefälle täglich großen Schwankungen unterworfen ist, wäre in jedem Falle die Anordnung eines schwimmenden Saugkessels und einer Luftpumpe geboten. Es sei noch bemerkt, daß man das für jede Schleusung abzusaugende Luftquantum erheblich vermindern kann, wenn man die Heber nach der jedesmaligen

Benutzung nur teilweise belüftet. Es ist bei einiger Aufmerksamkeit unschwer zu erreichen, daß bereits vor dem Ansaugen das Wasser im oberen Schenkel bis fast zum Heberrücken steht.

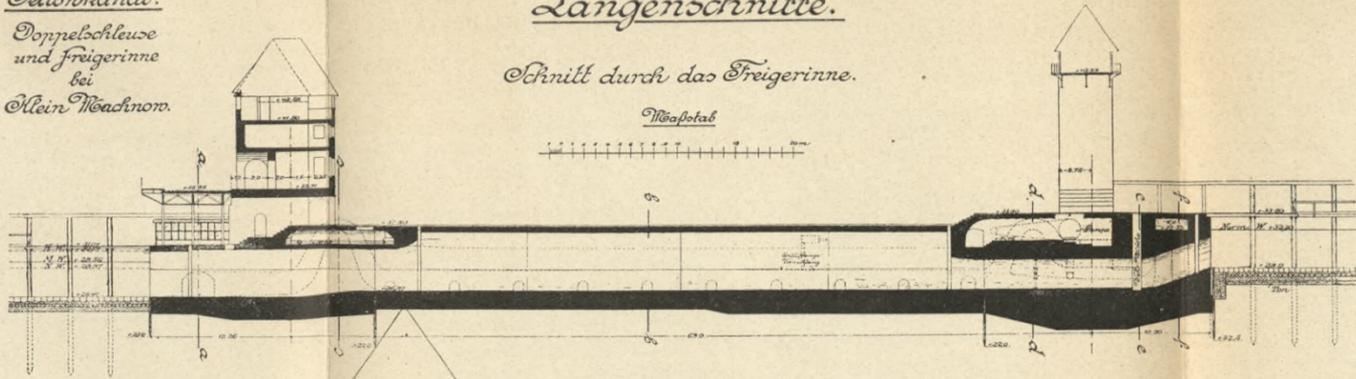
Die Verwendung der Heberverschlüsse ist also bei Seeschleusen technisch keineswegs ausgeschlossen. Ob in wirtschaftlicher Hinsicht hier dem Heberverschlusssystem vor anderen der Vorzug zu geben ist, muß von Fall zu Fall entschieden werden.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

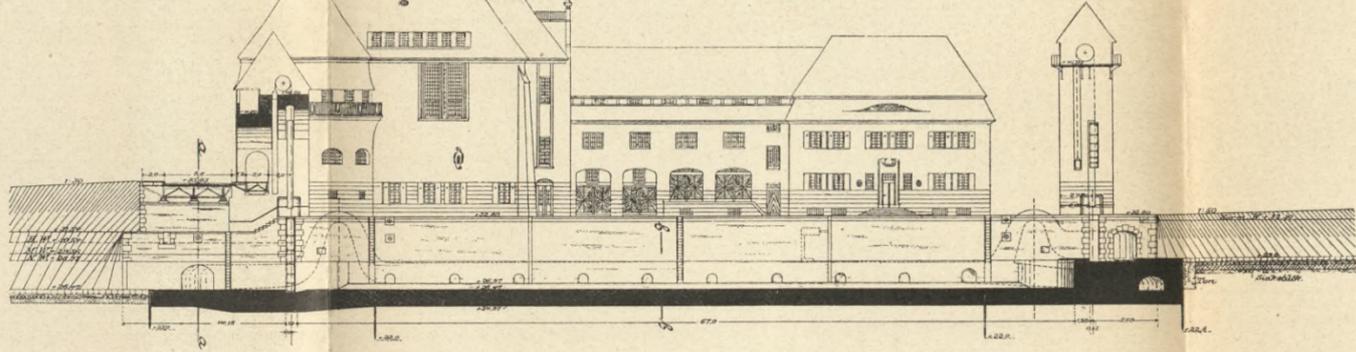
Seltowkanal.  
Doppelschleuse  
und Freigerinne  
bei  
Klein Machnow.

Langenschnitte.

Schnitt durch die Freigerinne.



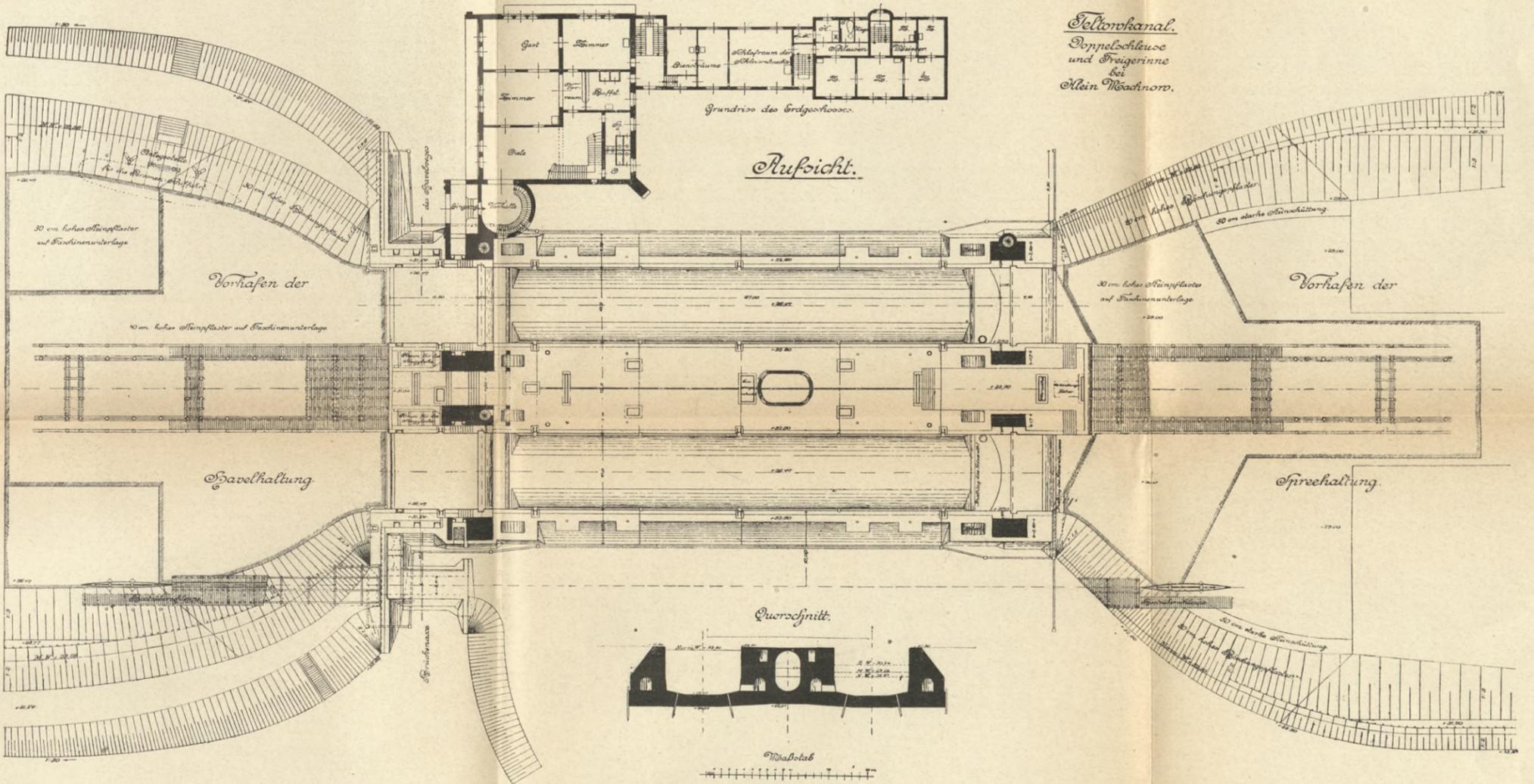
Schnitt durch die Kammer.



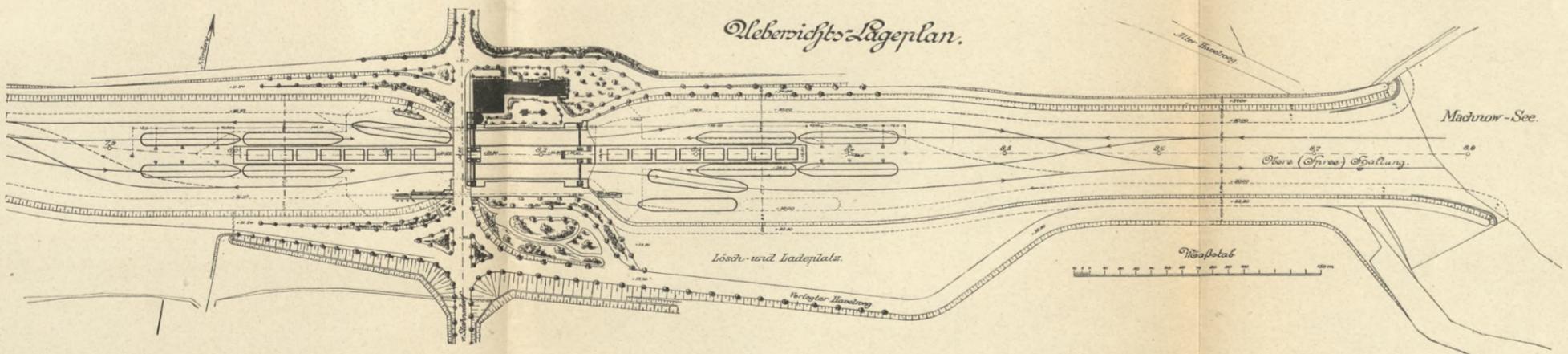
Seltowkanal.  
Doppelschleuse  
und Freigerinne  
bei  
Klein Machnow.

Grundriss des Brückenhauses.

Aufsicht.

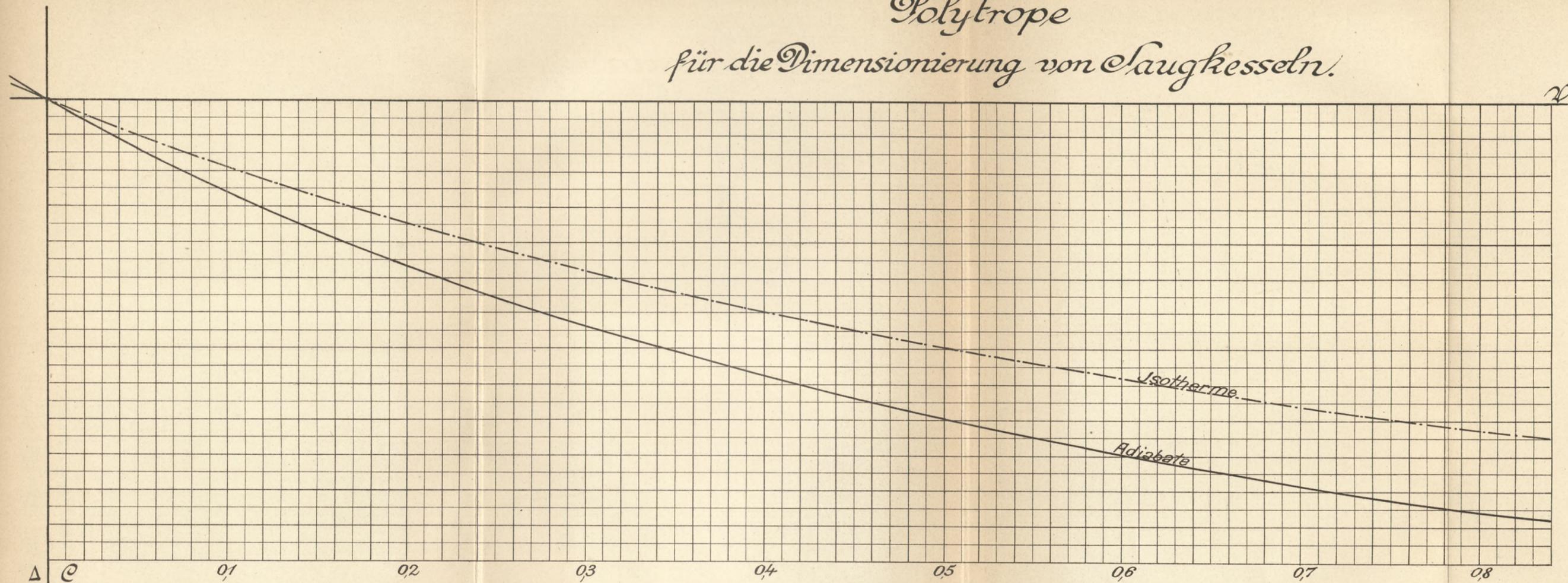


Übersichts-Lageplan.

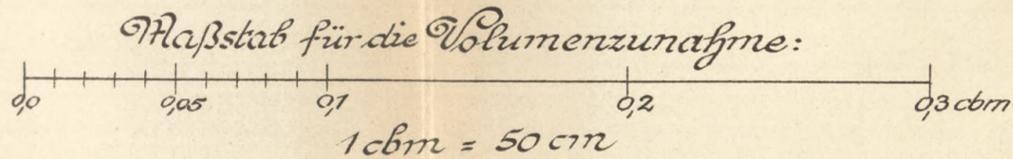




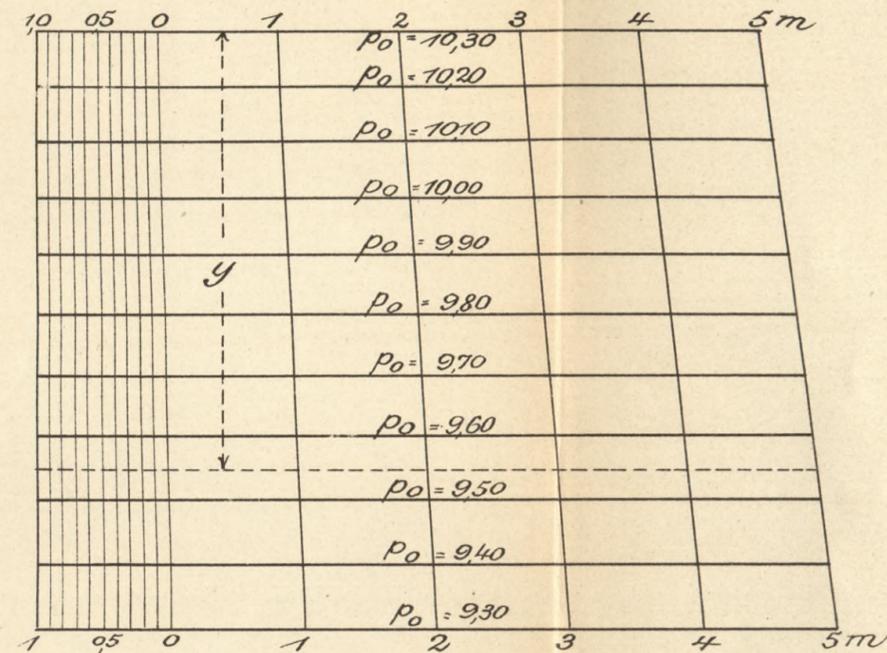
# Polytrope für die Dimensionierung von Saugkesseln.



Bemerk. Die für ΔC abgegriffenen Werte bedeuten den Raumbzuwachs den 1 cbm Luft durch die Druckverminderung erfährt.



Maßstab für die Vakua:



Weitere Maßstäbe können eingeschaltet werden nach der Formel

$$y = \frac{9579}{p_{0x}} - 93 \text{ cm}$$

Hierin bedeutet y den Abstand des gesuchten Maßstabes von dem für  $p_0 = 10,30$

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

S. 61

2-20

S - 96







Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297451