Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69 (1951)
Heft: 38

Artikel: Zur Aufwertung des Wirkungsgrades bei Pumpen und Turbinen
Autor: Rütschi, K.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-58921

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

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

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

Download PDF: 04.01.2026

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

69. Jahrgang

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

Nummer 38

Zur Aufwertung des Wirkungsgrades bei Pumpen und Turbinen

Von Ing. K. RÜTSCHI, Brugg

DK 621.25 00157

In dieser Zeitschrift ist umfassend über das Wesen und die Bedeutung des Modellversuches und der Umrechnung des dabei gemessenen Wirkungsgrades auf die Verhältnisse bei der Grossausführung berichtet worden [1] *. Es ist das Bestreben weitester Kreise, diese Umrechnung mittels einer einfachen Aufwertungsformel zu finden, die so zuverlässig ist, dass die Praxis die Garantieabnahme am Modell als bindend anerkennt und die teuren Grossversuche vermieden werden können.

Die Schaffung ganzer Reihen modellähnlicher Pumpen [2] gab nun erstmals Gelegenheit, nicht nur eine oder bestenfalls zwei Modellmaschinen mit der Grossausführung zu vergleichen, sondern es standen für systematische Vergleichsversuche jeweils fünf bis sieben modellähnliche Maschinen zur Verfügung. Jede Pumpe in einer solchen Modellreihe war 1,25 mal grösser als die vorhergehende, und es wurden fünf verschiedene Reihen mit stets anderen Laufradformen geprüft, worüber in [3] eingehend berichtet worden ist. Ein Vergleich der in solcher Ausführlichkeit früher noch nie durchgeführten Versuche mit den bisherigen Aufwertungsformeln ergab grosse Abweichungen. Diese sind darauf zurückzuführen, dass in den bis jetzt bekanntgewordenen Formeln lediglich der Einfluss der Reynoldsschen Zahl und nicht auch der Rauhigkeit erscheint, für welche eine geometrische Aehnlichkeit zwischen den Typen einer Modellreihe kaum zu verwirklichen ist. Daneben spielen noch andere Einflüsse mit, wie sie aus hydraulischen, von der Fabrikation herrührenden und giessereitechnischen Bedingungen einer jeden Maschinengrösse zugeordnet sind.

Die wichtigsten Aufwertungsformeln, die bisher verwendet wurden, lauten:

Moody I
$$\frac{1-\eta}{1-\eta_v} = \left(\frac{D_v}{D}\right)^{1/4}$$

Staufer
$$\frac{1-\eta_h}{1-\eta_{hv}} = \left(\frac{D_v}{D}\sqrt{\frac{H_v}{H}}\right)^{1/4}$$

Pfleiderer [4]
$$\frac{1-\eta_h}{1-\eta_{hv}} = \left(\frac{R_{ev}}{R_e}\right)^{0,1}$$

Ackeret [1]
$$\frac{1-\eta_h}{1-\eta_{hv}} = {}^1/_2\left[1+\left(\frac{R_{ev}}{R_e}\right)^{1/5}\right]$$

Hierin bedeuten:

D den Laufraddurchmesser in m
H die Förderhöhe oder das Gefälle in m
v das Fusszeichen für Modellmaschine
R_e die Reynoldssche Zahl ($D\sqrt{2gH}/\nu$ oder $u_2 D/\nu$)
ν die kinematische Zähigkeit in m²/s

*) Die Nummern in eckigen Klammern beziehen sich auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes.

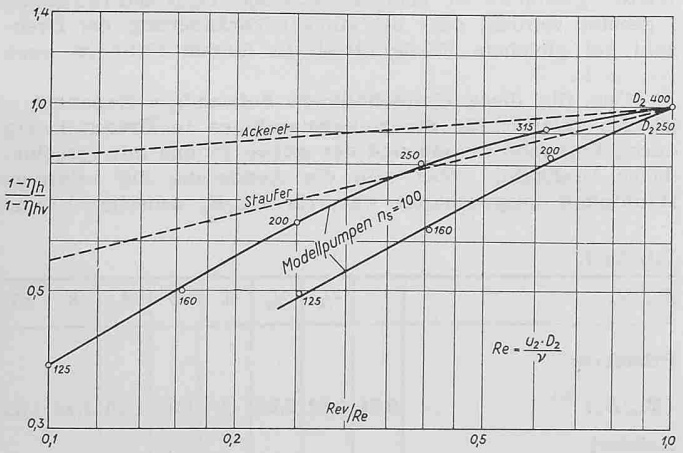

Bild 1. Wirkungsgradaufwertung $(1-\eta_h)/(1-\eta_{hv})$ in Fkt. von R_{ev}/R_e. Je nachdem, welcher Laufraddurchmesser als Grossausführung gewählt wird, ergibt sich stets ein anderer Verlauf von $(1-\eta_h)/(1-\eta_{hv})$

In diesen Formeln kommt der Einfluss der Verschiedenheit der relativen Rauhigkeit nicht zum Ausdruck. Das hat zur Folge, dass die Aufwertung tatsächlich mit grösser werdenden Absolut-Abmessungen der Modellmaschine viel stärker abnimmt.

Bild 1 zeigt am besten das unterschiedliche Verhalten von Versuch und bisherigen Aufwertungsformeln, wobei die punktierten Linien aus [1] stammen. Die Aufwertungen nach Ackeret und Staufer treffen nur in einem bestimmten Bereich zu, und zwar am ehesten bei grösseren Maschinen, wie die Annäherung der ausgezogenen Versuchskurve an die punktierten Linien zeigt. Hier kommt dem Einfluss der Rauhigkeit nicht mehr die gleiche Bedeutung zu wie bei kleineren Modellen, die insbesondere bei Kreiselpumpen häufig vorkommen. Da es sich in solchen Fällen um mässige Wirkungsgrade handelt, würden die bisherigen Formeln viel zu geringe Aufwertungen ergeben.

Infolge der Rauhigkeitseinflüsse ergibt sich ein anderer Kurvenverlauf, wenn man der Grossausführung statt einem Raddurchmesser von z. B. 400 mm einen solchen von z. B. 250 mm zugrunde legt. Trotz gleichem Durchmesserverhältnis $D_v/D = 1:2$ oder bei gleicher Drehzahl von $R_{ev}/R_e = 0,25$ wird dann z. B. das eine Mal $(1-\eta_h)/(1-\eta_{hv}) = 0,65$, das andere Mal 0,49. Je nachdem also von welcher festen Abmessung aus die Versuchsresultate umgerechnet werden, ergeben sich beliebige andere Werte, und dies ist der beste Beweis dafür, dass die bisher übliche Vergleichsbasis R_{ev}/R_e oder D_v/D ungenügend ist.

In Bild 2 ist das Ergebnis der neuen Versuche zusammengefasst. Durch Vergleiche der hydraulischen Wirkungsgrade ergab sich die interessante Tatsache, dass unabhängig von der geometrischen Form, d.h. trotz verschiedener spezifischer Schnelläufigkeit der Räder, der Laufrad-Innendurchmesser D_1, also der Saugmund oder Rohrdurchmesser, sich als kennzeichnende Vergleichsgrösse herausschälte. Jeder Maschinengrösse ist ein Festwert f zugeordnet, der das Verhältnis zum optimalen Wirkungsgrad angibt. Dieser Wirkungsgrad ist bei einem Saugmunddurchmesser von 2500 mm angenommen.

Das auf Bild 2 ausgezogene Kurvenstück entspricht mit durch Messtoleranzen bedingten kleinen Abweichungen den Versuchsresultaten aller 30 geprüften Pumpen. Der punktierte Teil der Kurve gründet auf früheren Untersuchungen [5], denen als Basis statt des Rohrdurchmessers die hievon abhängige Fördermenge zugrunde lag. Der vor Jahren an verschiedenen Pumpenfabrikaten festgestellte Verlauf von η_h stimmt mit diesen neuesten Versuchen überein. Im weiteren wurden einige neuere, in der Literatur bekanntgewordene Resultate zur Nachprüfung herbeigezogen. So entsprechen z.B. die Punkte E_v und E den Vergleichswerten der Etzelwerk-Modellversuche [6].

Der Kurvenverlauf auf Bild 2 zeigt deutlich, dass kleinere Maschinen eine stärkere Wirkungsgrad-Aufwertung erfahren, wonach mit grösser werdenden Abmessungen die Aufwertung sich asymptotisch einem Höchstwert nähert. Versuche an grösseren Pumpen [7] bestätigten die Werte von Bild 2, wonach bei Rohrlichtweiten von über 1000 mm kaum mehr eine Wirkungsgradverbesserung zu erreichen ist.

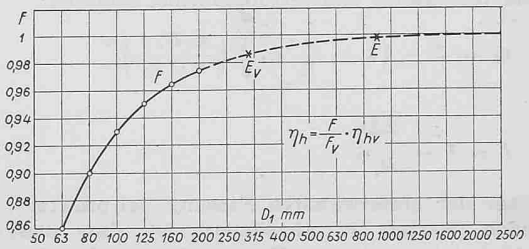

Bild 2. Wirkungsgradaufwertung in Abhängigkeit des Laufradinnendurchmessers D_1. Punkte E_v und E entsprechen der Modellpumpe und der Grossausführung für das Etzelwerk

Der Wert f lässt sich für verschiedene Laufrad-Innendurchmesser D_1 bei Kreiselpumpen durch folgende Beziehung ausdrücken:

$$f = 1 - \frac{3{,}15}{D_1^{1{,}6}}$$

wobei D_1 in cm einzusetzen ist. Für die Aufwertung modellähnlicher Maschinen muss nun lediglich der hydraulische Wirkungsgrad η_{hv} des Modelles mit dem von den Laufrad-Innendurchmessern D_1 abhängigen Verhältnis f/f_v vervielfacht werden, so dass gilt:

$$\eta_h = \frac{f}{f_v}\,\eta_{hv}$$

Anstelle des hydraulischen Wirkungsgrades η_h, der bei den erwähnten Versuchen zur Vereinheitlichung der Ergebnisse verschiedener Laufradformen herangezogen werden musste, genügt für die Aufwertung modellähnlicher Pumpen oder Turbinen der innere Wirkungsgrad η_i, der nach Ausscheidung der Gleitflächenverluste N_m (Stopfbüchse und Lagerung) bestimmt wird zu:

$$\eta_i = \frac{\eta}{\eta_m} \text{ mit } \eta_m = \frac{N - N_m}{N}$$

Man kann nun dieser Aufwertung $\eta_h/\eta_{hv} = f/f_v$ entgegenhalten, dass sie den Einfluss der Drehzahl n oder der Förderhöhe H sowie der Zähigkeit, d. h. die Reynoldssche Zahl unberücksichtigt lässt. Hier ist aber streng zu unterscheiden, ob die Modellversuche zur Wirkungsgrad-Umrechnung auf grössere Einheiten, wie z. B. bei Turbinen oder Pumpen, dienen sollen, wo die Reynoldssche Zahl durch andere Einflüsse ganz in den Hintergrund gedrängt wird, oder ob an ein und der selben Maschine der Einfluss der Drehzahl oder des Fördermediums (Wasser verschiedener Temperatur, Oel, Luft usw.) bestimmt werden soll.

Am deutlichsten wird dieses verschiedene Verhalten durch Bild 3 veranschaulicht [8], das die bekannten Widerstandsbeiwerte λ für Rohrleitungen in Abhängigkeit von log R_e und d/k (k = Rauhigkeitszahl des Rohrwerkstoffes, z. B. für Gusseisen, nicht asphaltiert $\sim$ 0,35) darstellt. Obschon die Verluste in einer Pumpe oder Turbine sich anders zusammensetzen als bei der einfacheren Rohrströmung [9], bietet diese doch infolge ihrer verbreiteten Kenntnis eine gut verständliche Vergleichsmöglichkeit. Wenn man den Widerstandsbeiwert λ dem Verlustwert $1 - \eta_h$ zuordnet, so sieht man, dass von einer bestimmten R_e-Zahl an (log R_e = $\sim$ 6) der Wert λ bei gleichem Werkstoff und damit gleicher Rauhigkeitszahl k nur noch allein vom Durchmesser d abhängig ist, sich also ähnliche Verhältnisse einstellen, wie sie bei den Pumpen für den Saugmunddurchmesser D_1 festgestellt wurden. Diese vertikale Veränderung entspricht im Prinzip also der Aufwertung verschieden grosser Maschinen, und auch der Wert λ verläuft umso flacher, je grösser der Durchmesser d wird. Daneben besteht für jede bestimmte Rohrgrösse (oder Maschinengrösse) auch noch eine Abhängigkeit von der Reynoldsschen Zahl (horizontale Basis), die in unserem Falle jedoch nur dann praktische Bedeutung hat, wenn an ein und der selben Maschine Wirkungsgradänderungen bei stark verminderter Drehzahl oder anderen Zähflüssigkeiten bestimmt werden müssen.

Man kann nun diese beiden Einflüsse, einmal der Grössenabhängigkeit und sodann der Reynoldsschen Zahl, nach einem Vorschlag von Prof. Pfleiderer, Braunschweig, durch folgende verbesserte Aufwertungsformel erfassen:

$$\eta_i = 1 - \left(1 - \frac{f}{f_v}\,\eta_{iv}\right)\left(\frac{n_v D_v \nu}{n D \nu_v}\right)^{\alpha}$$

wobei:

$$f = 1 - \frac{2{,}21}{D_1^{3/2}}$$

gegenüber der ersterwähnten Fassung bei praktisch gleichbleibenden Werten so abgeändert ist, dass dieser Faktor f auch leicht mit dem Rechenschieber ohne logarithmische Teilung gerechnet werden kann. Auf der einen Seite der Formel sind nun die durch den Versuch festgestellten, einer bestimmten Grösse zugeordneten Eigenheiten (relative Rauhigkeit usw.) berücksichtigt, anderseits sind die Einflüsse der Drehzahl oder des Produktes nD oder der kinematischen Zähigkeit mit eingeschlossen. Ist aber beim Versuchsmodell und bei der Grossausführung das Produkt nD gleich, was man nach Möglichkeit anstrebt, und kommt in beiden Fällen die gleiche Förderflüssigkeit in Frage, so fällt für Grössenaufwertungen praktisch der rechtsseitige Klammerausdruck weg, und die Aufwertung reduziert sich wieder allein auf den Verhältniswert f.

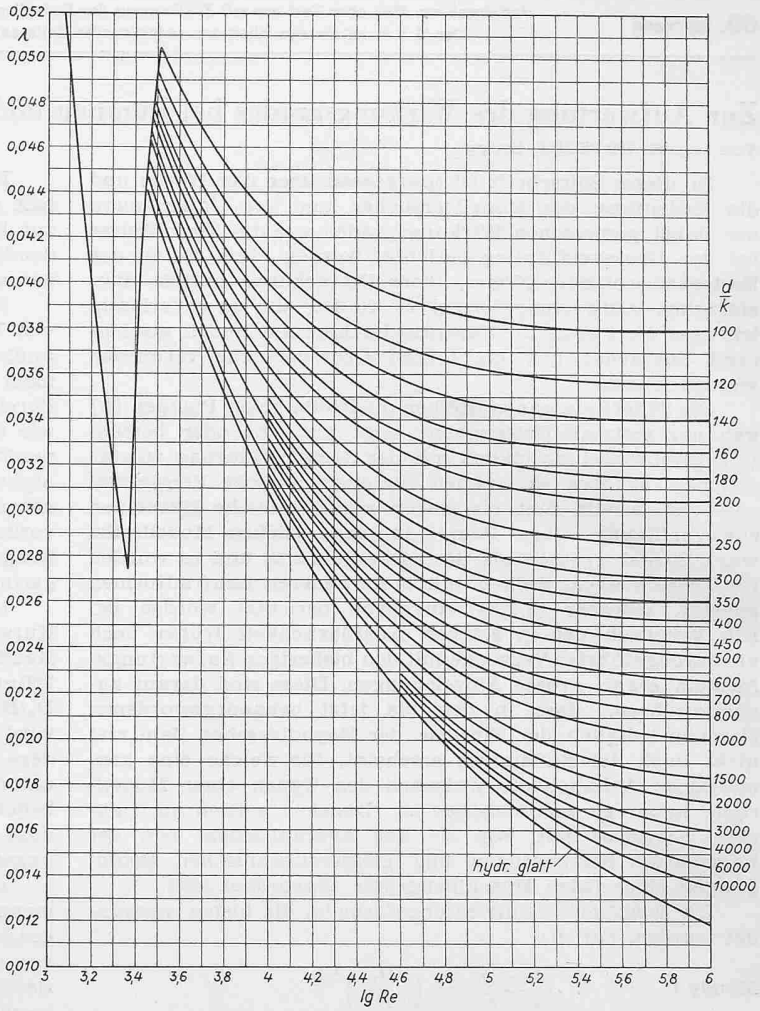

Bild 3. Widerstandsbeiwerte λ für Rohrleitungen in Abhängigkeit von log R_e bei verschiedenen Werten d/k nach [8]. d = Rohrdurchmesser in mm; für k ist zu setzen:

Flusstahl verzinkt	k = 0,2 mm
Gusseisen asphaltiert	k = 0,15 mm
Gusseisen nicht asphaltiert	k = 0,35 mm

Die Erweiterung der Formel ist vor allem dann nützlich, wenn ein und die selbe Maschine mit einem anderen Fördermittel geprüft werden soll, z. B. Heisswasserpumpen mit Wasser gewöhnlicher Temperatur, wobei D_v/D und f/f_v gleich 1 gesetzt werden, oder bei starker Veränderung der Drehzahl bei gleichem Fördermittel. In diesem Falle ist auch $\nu/\nu_v = 1$.

Der für diese Umrechnungen notwendige Exponent α ist am Institut für Strömungsmaschinen in Braunschweig durch Versuche an ein und der selben Pumpe mit verschiedener Drehzahl, wobei also die Aenderung der relativen Rauhigkeit ausgeschaltet war, für R_{ev}/R_e zwischen 10 und

Tabelle 1.

R_{ev}/R_e	1/8	1/4	1/2	1	2	4	8	16
Pfleiderer $(R_{ev}/R_e)^{0,1}$	0,81	0,87	0,93	1	1,07	1,15	1,23	1,32
Ackeret $\frac{1}{2}\left[1 + (R_{ev}/R_e)^{0,2}\right]$	0,83	0,88	0,93	1	1,07	1,16	1,26	1,37

0,1 ziemlich zuverlässig zu 0,1 ermittelt worden. Dieser Exponent, der der bisherigen Aufwertungsformel der VDI-Kreiselpumpen-Regeln (nach Pfleiderer) 1943 zugrunde lag, dürfte im Mittel den Verhältnissen gut entsprechen. Es ist aber möglich, dass er bei ganz kleinen oder ganz grossen Maschinen noch eine Korrektur erfährt. Im übrigen ist interessant, dass auch die Aufwertungsformel nach Ackeret praktisch die gleichen Ergebnisse liefert, wie der Vergleich auf Tabelle 1 zeigt.

Es ist aber nochmals zu betonen, dass Aufwertungen allein auf Grund der Reynoldsschen Zahl und mit dem oben angegebenen Exponenten nur für Umrechnungen bei ein und der selben Maschine Gültigkeit haben. Bei Umrechnungen auf andere Maschinengrössen hat sich, wie erläutert, der Einfluss absoluter Grössen, gekennzeichnet durch den Saugmunddurchmesser D_1, als vorherrschend gezeigt. Der auf Bild 2 dargestellte Verlauf von f gilt für Kreiselpumpen, während er für Turbinen noch nachzuprüfen wäre. Es ist zu hoffen, dass sich Wissenschaft und Praxis auf Grund der vorliegenden Versuche, die in dieser Anzahl und Systematik früher noch nie vorgenommen wurden, auf die neue Aufwertungsformel einigen, damit in Zukunft Wirkungsgrad-Garantien bereits am Modell anerkannt werden.

Literaturnachweis:

[1] Dr. E. Mühlemann «Zur Aufwertung des Wirkungsgrades von Ueberdruck-Wasserturbinen», SBZ 1948, Nr. 24, S. 331*.

[2] K. Rütschi «Die Normung von Kreiselradmaschinen», SBZ 1947, Nr. 4, S. 41*.

[3] «Schweizer Archiv f. angew. Wissensch. u. Techn.» 1951, Heft 2.

[4] VDI-Kreiselpumpenregeln. Ausgabe 1943, oder C. Pfleiderer: Die Kreiselpumpen, 3. Aufl. Verlag Springer, S. 174/175.

[5] K. Rütschi «Ueber den Wirkungsgrad von Kreiselpumpen», SBZ Bd. 109, S. 63* (6. Febr. 1937).

[6] R. Thommen: Die Speicherpumpanlage des Etzelwerkes. «Wasser- und Energiewirtschaft» 1950, Nr. 6/7.

[7] Nach einer privaten Zuschrift von Ing. Bela Petry, Weise Ltda., Sao Paulo.

[8] Aus J. J. Holba, Kreiselpumpen-Handbuch, E. Vogel, Stockerau, siehe auch O. Kirschmer «Die Wasserwirtschaft», 39. Jahrg., S. 137 bis 142 und S. 168 bis 174.

[9] R. Dubs «Angewandte Hydraulik», Zürich 1947, Verlag Rascher, Seite 151.

Erfahrungen in der Anwendung elektrischer Dehnungsgeber («strain gages»)

DK 531.781.2 : 621.879

Von Dr. sc. techn. J. H. MEIER, Dipl. Ing. ETH, Versuchs-Ingenieur der Bucyrus-Erie Company, South-Milwaukee, Wisconsin, USA

(Schluss von Seite 519)

8. Das Abtasten einzelner Geber

Wenn eine grosse Anzahl von Gebern wiederholt an einen «strain indicator» angeschlossen werden müssen, so sind besondere Schaltanlagen empfehlenswert. Für viele, sogar grössere Messobjekte, genügen selbsthergestellte Geräte vollkommen. Schaltbretter mit grossen Stöpseln erweisen sich als sehr praktisch; es muss aber genügend Federkraft auf die Stöpsel wirken, und die Stöpsel müssen peinlich sauber gehalten werden. Für solche Installationen ist es zweckmässig, etwa fünf Geber gemeinsam zu erden. Dabei darf eine der Zugangsleitungen nur nach jeder fünften Messung geschaltet werden. Der Verlust infolge gemeinsamer Erdung ist immer noch so klein, dass die Messung nicht ungünstig beeinflusst wird. Es ist auch leichter, etwaige Fehler zu finden, falls nicht zu viele Geber gemeinsam geerdet sind. Schaltbretter haben den Vorteil, dass die Stöpselöffnungen ähnlich angeordnet werden können wie die Dehnungsgeber auf dem Objekt, so dass einzelne Gebiete rasch gewählt und überprüft werden können. Wird auch die Tabelle zum Aufschreiben der Ablesungen in dieser Weise angeordnet, so lassen sich die Fehlermöglichkeiten stark verringern, und die Darstellung der Resultate ist so klar, dass man noch nach Jahren auf die Tabelle zurückgreifen kann und die gewünschten Werte sehr rasch erhält.

Die auf Bild 9 dargestellte Doppelklammer eignet sich gut zum direkten Anstecken an die Geber-Zuleitungsdrähtchen. Wenn eine solche Doppelklammer gebraucht wird, müssen überhaupt keine Leitungen und Schalter installiert werden. Die Doppelklammer besteht aus zwei kleinen «Krokodilmund-Klammern», die durch ein Stück isolierendes Kunstharz zusammengehalten werden. Silber-Kontaktstreifen verringern den Uebergangswiderstand zwischen Geber und Klammer auf ein sehr wohl zulässiges Mass. Die ganze Klammer ist so leicht, dass sie von den Geber-Zuleitungsdrähtchen leicht getragen werden kann. Es wird immerhin empfohlen, etwas Zelluloid-Zement an die Stelle zu streichen, wo die Zuleitungsdrähtchen das Papier verlassen, um ein Ablösen der Drähtchen vom Papier zu erschweren, falls einmal durch Unvorsichtigkeit am Kabel gezogen wird. Wenn die freien Griffe der Doppelklammer gegeneinander gepresst werden, öffnen sich beide Klammern gleichzeitig. Sie werden dann so über die Zuleitungsdrähtchen gehalten, dass beim Schliessen beide Drähtchen erfasst werden. Ein leichtes Bewegen der Klammer nach dem Aufsetzen bewirkt guten Kontakt. Mit wenig Uebung kann man mit dieser Klammer Ablesungen beliebig wiederholen, wobei die Streuung weniger als $\pm$ 3 Millionstel cm/cm beträgt. Diese Doppelklammer ist so einfach in der Handhabung, dass sogar ein einarmiger Mann damit umgehen kann. Bei ihrem Gebrauch wird empfohlen, das Protokoll gleich anzuordnen wie die Geber auf dem Prüfstück, um Fehler möglichst zu vermeiden.

9. Messbrückenschaltungen und Aufzeichnungsgeräte

Bei der Auswahl der Instrumente zum Gebrauch mit Dehnungsgebern sollte Vielseitigkeit der Anwendung einer der ersten Gesichtspunkte sein. Ausserdem sind Empfindlichkeit und verschwindend kleine Nullverschiebungen unbedingt erforderlich. Instrumente, die Dehnungsgebern genügen, eignen sich auch zum Gebrauch mit sozusagen allen anderen Arten von Gebern, besonders weil die meisten von ihnen grössere Ausgangsignale liefern als Dehnungsgeber. Wer einige Erfahrung hat mit Dehnungsgebern, wird die Vorteile anderer Geber rasch erkennen für Probleme, für die sich Dehnungsgeber nicht gut eignen.

Für den vielseitigen Gebrauch soll die Brückenschaltung so aufgebaut sein, dass Widerstand und Kapazität ins Gleichgewicht gebracht werden können, wie das z.B. bei der Schaltung nach Bild 1 der Fall ist. Eine solche Messbrückenanordnung kann bei Widerstandsgebern mit Gleich- oder Wechselstromspeisung arbeiten; aber auch Geber, die auf Induktionsänderung beruhen, können angeschlossen werden. Bezugsignale, die durch parallele Widerstände hervorgerufen werden, genügen fast immer für die Eichung, da Induktionsgeber meistens direkt geeicht werden können. Die Brückenschaltung nach Bild 1 erlaubt die wahlweise Erdung des Stromkreises. Im Falle von Widerstandsgebern wird meistens eines der Ausgangsignale geerdet. Sollte es aber nötig werden, gleichzeitig verschiedene Spannungen aufzuzeichnen, die in einem komplizierten Netz vorkommen können, so werden die einzelnen Messbrücken nicht geerdet, um Kurzschluss zu vermeiden.

Die Wahl der Aufzeichnungsgeräte hängt sehr vom benötigten Frequenzbereich ab. Für schnelle Vorgänge ist photographische Aufzeichnung nicht zu umgehen; aber heute sind direktschreibende Aufzeichnungsgeräte erhältlich, die einer grossen Anzahl von Aufgaben genügen. Für kompliziertere Versuche an grossen Maschinen im Freien, wo die Versuchsbedingungen nicht beliebig wiederholt werden können, sind direktschreibende Geräte besonders vorteilhaft.

Für die Untersuchung der Arbeitsvorgänge bei grossen Baggern, mit denen sich der Verfasser meistens zu befassen hat, genügt in den meisten Fällen eine zuverlässige Frequenzwiedergabe von Null bis 35 Hertz. Bild 10 zeigt ein sechsfaches Aufschreibegerät mit diesem Frequenzbereich, das den besonderen Verhältnissen angepasst wurde [1]).

[1]) Hersteller: Offner Electronic Inc., 5320 North Kedzie Avenue, Chicago.

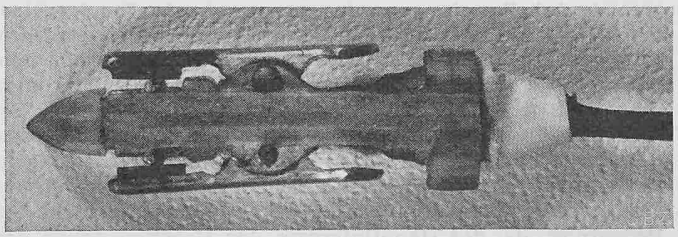

Bild 9. Doppelklammer für die Zuleitungsdrähtchen von Dehnungsgebern (Naturgrösse)