Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 68 (1950)
Heft: 48

Artikel: Das Segnersche Wasserrad
Autor: Dubs, Robert
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-58121

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: 09.12.2025

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

68. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 48

Das Segnersche Wasserrad

DK 621.242.4

Von Professor ROBERT DUBS, Zürich

Im Jahre 1750 wurde von *J. A. von Segner*, damals Professor in Göttingen, die im folgenden theoretisch erläuterte und experimentell untersuchte Wasserkraftmaschine erfunden. Wir können somit in diesem Jahr ihr 200jähriges Jubiläum begehen.

Johann Andreas Segner wurde 1704 in Pressburg geboren. Nach Abschluss seiner Studien betätigte er sich als praktischer Arzt und Professor der Mathematik und Physik in Göttingen (1735 bis 1755). Später siedelte er nach Halle über, wo er geadelt wurde und im Jahre 1777 starb. Die Konstruktion und die Wirkungsweise der von ihm erfundenen Wasserkraftmaschine wurde von ihm in zwei Abhandlungen beschrieben, deren Titel lauteten:

1. Programma quo theoriam machinae cujusdam hydraulicae praemittit. Gott. 1750.

2. Programma in quo computatio formae atque virium machinae hydraulicae nuper descriptae. Gott. 1750.

Die beiden Abhandlungen sind auch in deutscher Sprache in dem «Hannoverschen Anzeiger» (1750, No. 35 und No. 38, sowie 1753, No. 70) veröffentlicht worden. In der Folge wurde auch ein Segnersches Wasserrad zum Antrieb einer Getreidemühle zu Nörten bei Göttingen verwendet. Als Beginn der Geschichte des Wasserturbinenbaues könnte somit das Jahr 1750 bezeichnet werden, obschon damals das Wort «Turbine» für diese Wasserkraftmaschine noch nicht verwendet wurde und diese Bezeichnung erst im Jahre 1825 (Burdin, Fourneyron) aufkam.

Der Anstoss zu seiner Erfindung dürfte J. A. von Segner durch die von Daniel Bernoulli im Jahre 1738 (siehe Hydrodynamica Argentorati 1738, Sect. 13, § 4 und Seite 280) theoretisch abgeleitete und experimentell nachgeprüfte Reaktionswirkung des aus einem Gefäss seitlich ausfliessenden Wassers empfangen haben.

Die Erfindung J. A. von Segners veranlasste seinen grossen Zeitgenossen Leonhardt Euler zu einer grundlegenden theoretischen Untersuchung, die unter dem Titel «Recherches sur l'effet d'une machine hydraulique proposée par M. Segner, Professeur à Gottingue» (Histoire de l'Académie Royale des sciences et belles lettres, t. 6, p. 311/354) erschienen ist, und auf die hier besonders verwiesen werden soll, da bei den nun folgenden Ableitungen vom Momentensatz von Euler ausgegangen wird.

Tritt eine Wassermenge Q in ein Laufrad mit der absoluten Geschwindigkeit c_1 ein, wobei der Vektor c_1 mit der Umfangsgeschwindigkeit u_1 des Rades den Winkel α_1 bildet, und ist beim Austritt aus dem Laufrad die absolute Geschwindigkeit c_2 und der Winkel α_2 (Bilder 1 und 2), so erhält man nach Euler für das vom Wasser an das Laufrad abgegebene Drehmoment M_H den Ausdruck

$$(1) \qquad M_H = \frac{\gamma}{g}\int_0^Q (c_1 \cos\alpha_1 R_1 - c_2 \cos\alpha_2 R_2)\, dQ$$

Bei rein radialer Durchströmung des Laufrades (Fourneyronturbine und erste Francisturbine) sind über den ganzen Eintritt R_1, c_1 und α_1 konstant; ebenso sind über den ganzen Austritt R_2, c_2 und α_2 konstant. Die Gleichung (1) geht dann über in

$$(1\text{a}) \qquad M_H = \frac{\gamma Q}{g}(c_1 \cos\alpha_1 R_1 - c_2 \cos\alpha_2 R_2)$$

In Bild 3 ist die Segnerturbine dargestellt. Bild 4 zeigt die zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke unter der Annahme, dass die Zuströmung zum Laufrad (Armstern) ohne Vorrotation (c_1 senkrecht zur Ebene von u_1) und die Ausströmung aus den Armen in der Ebene der Rotation ($\beta_2 = 0$) erfolgt. Dann wird

$$c_1 \cos\alpha_1 = 0$$

und

$$c_2 \cos\alpha_2 = w_2 \cos\beta_2 - u_2 = w_2 - u_2$$

da $\alpha_1 = 90^0$ und $\beta_2 = 0^0$ sind.

Aus Gleichung (1) folgt dann

$$M_H = \frac{\gamma}{g}\int_0^Q -(w_2 - u_2) R_2\, dQ$$

Damit nun vom durchströmenden Wasser ein Drehmoment an das Laufrad (Armstern) abgegeben werde, muss $c_2 \cos\alpha_2$ d. h. $w_2 - u_2$ negativ sein, d. h. der Winkel α_2 muss grösser als 90^0 sein. Wir können dann schreiben

$$(1\text{b}) \qquad M_H = \frac{\gamma}{g}\int_0^Q (w_2 - u_2) R_2\, dQ$$

Da nun beim Segnerschen Wasserrad die Dimensionen der Austrittsöffnungen gegenüber den Raddimensionen klein sind, so darf angenommen werden, dass w_2 und u_2 über den Austrittsquerschnitt konstant sind (event. kann mit einem Mittelwert gerechnet werden) und wir erhalten dann

$$(1\text{c}) \qquad M_H = \frac{\gamma Q}{g}(w_2 - u_2) R_2$$

Wenn man vorerst von allen Verlusten (Mengenverluste, Ventilationsverlust, Lagerreibungsverluste) absieht, so erhält man für die Radleistung L_H den Ausdruck:

$$L_H = M_H \omega$$

oder

$$L_H = \frac{\gamma Q}{g}(w_2 - u_2) R_2 \omega$$

$$(2) \qquad L_H = \frac{\gamma Q}{g}(w_2 - u_2) u_2$$

Wird nun das Gefälle H in der Segnerturbine ausgenützt, so beträgt die disponible Leistung

$$(3) \qquad L_d = \gamma Q H$$

und als Wirkungsgrad des Wassers auf den Schaufeln erhält man dann

$$\eta_H = \frac{L_H}{L_d} = \frac{(w_2 - u_2) u_2 \gamma Q}{g \gamma Q H}$$

oder

$$\eta_H = \frac{(w_2 - u_2) u_2}{g H} = \frac{2 u_2 (w_2 - u_2)}{2 g H}$$

ferner

$$(4) \qquad \eta_H = 2 \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}\left(\frac{w_2}{\sqrt{2gH}} - \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}\right)$$

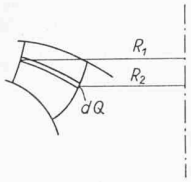

Bild 1

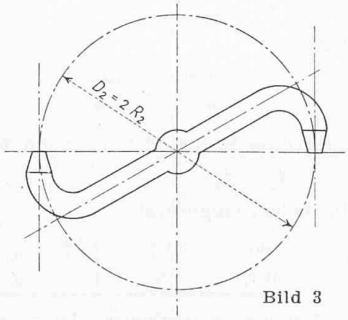

Bild 3

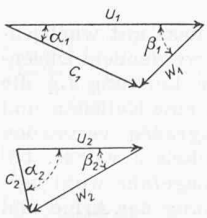

Bild 2

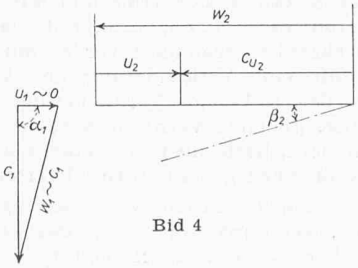

Bild 4

Wenn wir nun eine ideale Strömung voraussetzen, d. h. die Druckverluste H_v im Armstern vernachlässigen, so können wir schreiben

$$(5) \qquad \frac{w_2^2}{2g} = H + \frac{u_2^2}{2g}$$

oder

$$\frac{w_2}{\sqrt{2gH}} = \sqrt{1 + \frac{u_2^2}{2gH}}$$

Setzen wir

$$(6) \qquad \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} = K_{u2}$$

so folgt aus Gl. (4)

$$(7) \qquad \underline{\eta_H = 2K_{u2}\left(\sqrt{1 + K_{u2}^2} - K_{u2}\right)}$$

Zur Diskussion dieses Ausdruckes für η_H ist es zweckmässig, eine Umformung durchzuführen. Wir setzen:

$$K_{u2} = \sinh x$$

Eine solche Substitution ist zulässig, denn $\sinh x$ ist bei positiven Werten von x auch stets positiv und ändert sich monoton mit x (Bild 5). Mit dieser Substitution geht Gl. (7) über in:

$$\eta_H = 2 \sinh x \left(\sqrt{1 + \sinh^2 x} - \sinh x\right)$$

nun ist

$$\sqrt{1 + \sinh^2 x} = \cosh x$$

und damit folgt:

$$\eta_H = 2 \sinh x \,(\cosh x - \sinh x)$$

Weiter gilt:

$$\sinh x = {}^1/_2 \left(e^{x} - e^{-x}\right)$$

und

$$\cosh x = {}^1/_2 \left(e^{x} + e^{-x}\right)$$

damit erhalten wir:

$$\eta_H = 2 \cdot {}^1/_2 \left(e^{x} - e^{-x}\right)\left[{}^1/_2 \left(e^{x} + e^{-x}\right) - {}^1/_2 \left(e^{x} - e^{-x}\right)\right]$$

oder, vereinfacht

$$(8) \qquad \underline{\eta_H = 1 - e^{-2x}}$$

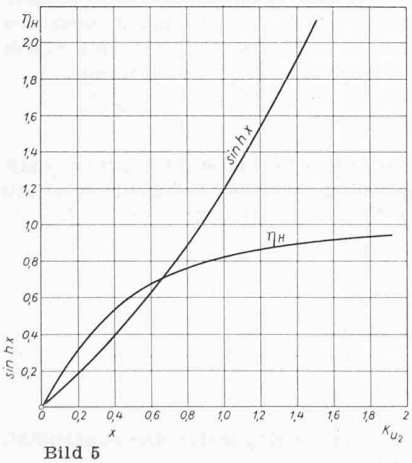

Bild 5

Aus dieser Beziehung erkennen wir nun sofort, dass mit wachsendem x, d. h. wachsendem Wert K_{u2}, der Wirkungsgrad zuerst stark zunimmt und sich für $x \rightarrow \infty$, d. h. $K_{u2} \rightarrow \infty$ asympthotisch dem Grenzwert η_H gleich 1 nähert. Dieses Ergebnis ist natürlich, nachdem wir eine verlustfreie Strömung vorausgesetzt haben. In Bild 5 ist der Verlauf des Wirkungsgrades η_H in Funktion von K_{u2} für die ideale Strömung dargestellt.

Es ist nun noch zu untersuchen, welche Bedingungen erfüllt sein müssen, damit das aus den Düsen des Armsternes austretende Wasser bei der Drehbewegung nicht in Kollision mit dem nachfolgenden Arm gerät. Wir setzen voraus, dass die Drehaxe senkrecht sei und betrachten die absolute Bewegung der aus den Düsen austretenden Wasserteilchen. Es war $c_2 \cos \alpha_2 = w_2 - u_2$ für den Fall, bei dem alle Arme in der Rotationsebene liegen ($\beta_2 = 0$). Für den Stillstand des Armsternes ist $u_2 = 0$ und wir erhalten $c_2 \cos \alpha_2 = w_2$. Man erkennt ohne weiteres, dass in diesem Falle alle Wasserteilchen nach dem Verlassen der Düse sich in einer Tangentialebene zum Rotationszylinder bewegen (Bild 6). Die höchste Drehgeschwindigkeit wird erreicht, wenn das vom Laufrad

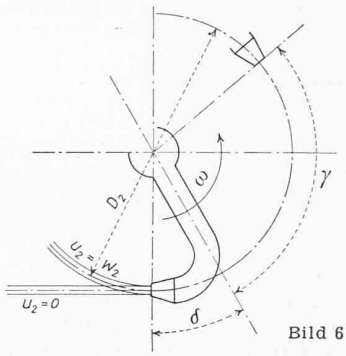

Bild 6

abgegebene Drehmoment verschwindet, d. h. nach Gl. (1c) für $w_2 = u_2$, wobei dann $c_2 \cos \alpha_2$ gleich Null wird. In diesem Falle haben wir dann am Austritt keine Umfangskomponente c_{u2} der absoluten Geschwindigkeit und damit auch keine Zentripetal-Beschleunigung der Absolutbewegung. Die austretenden Wasserteilchen werden gewissermassen auf eine Kreiszylinderfläche «ausgeleert», wobei der Durchmesser des Zylinders gleich dem Durchmesser D_2 des Armsterns ist (Bild 6).

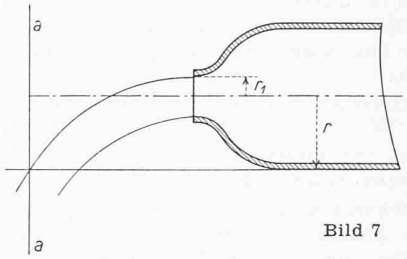

Bild 7

Es lässt sich nachweisen, dass im Gebiet $0 < u_2 < w_2$ die Wasserteilchen nach dem Verlassen der Düse sich auf einer Zylinderfläche bewegen, deren Leitkurve eine logarithmische Spirale ist. Dieser Nachweis ist von einem meiner früheren Assistenten, Dipl. Elektroing. Corrado Boehm, mathematisch streng erbracht worden. Bei senkrecht angenommener Welle wird infolge der Erdanziehung das Wasserteilchen eine parabelförmige Bahn auf der Zylinderfläche beschreiben, die im Grenzfall $u_2 = w_2$ auf dem Kreiszylinder mit dem Durchmesser D_2 liegt. Damit keine Kollision mit dem nachfolgenden Arm eintritt (Bild 7), muss das oberste Wasserteilchen um die Strecke $(r + r_1)$ gefallen sein, bevor der nachfolgende Arm an der Stelle aa eintrifft, es muss demnach sein:

$$r + r_1 = {}^1/_2\, g t_1^2$$

oder

$$t_1 = \sqrt{\frac{2(r + r_1)}{g}}$$

Anderseits folgt aus Bild 6 wegen der Rotation der Arme, wenn ihre Anzahl mit z_2 bezeichnet wird

$$\gamma = \frac{2\pi}{z_2} - \delta$$

wobei γ und δ in Bogenmass einzusetzen sind. Ist nun die Winkelgeschwindigkeit $\omega = \pi n/30$, so erhalten wir für die Zeit t_2, die verstreicht, bis der Arm an die Stelle aa kommt, den Ausdruck:

$$t_2 = \frac{\gamma}{\omega}$$

oder

$$t_2 = \frac{60}{n z_2} - \frac{30\,\delta}{\pi n}$$

Damit eine Kollision vermieden wird, muss

$$t_2 > t_1$$

sein. Oder, eingesetzt:

$$(9) \qquad \underline{\frac{60}{n z_2} - \frac{30\,\delta}{\pi n} \geqq \sqrt{\frac{2(r + r_1)}{g}}}$$

Aus dieser Beziehung ist zu ersehen, dass mit wachsender Anzahl z_2 der Arme und mit grösser werdendem Düsendurchmesser $(2r_1)$, d. h. mit wachsender Leistung L_H die Drehzahl n vermindert werden muss, wenn eine Kollision und damit eine Verkleinerung des Wirkungsgrades vermieden werden soll. Eine Verkleinerung des Winkels δ würde, bei sonst gleichen Verhältnissen, die Kollisionsgefahr wohl vermindern, hätte aber eine stärkere Krümmung der Arme und damit einen grösseren Druckverlust in den Armen zur Folge.

Eine wesentliche Verbesserung kann jedoch erreicht werden, wenn man die Arme des Sternes nicht in eine Ebene senkrecht zur Drehaxe legt ($\beta_2 = 0$), sondern sie gegenüber

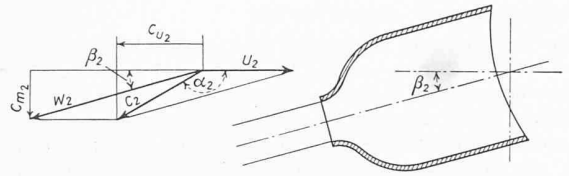

Bild 8

dieser Ebene neigt ($\beta_2 > 0$). Wir erhalten dann das in Bild 8 dargestellte Austrittsdreieck, und es wird nun

$$c_{u2} = c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u_2$$

und weiter

$$c_{m2} = c_2 \sin \alpha_2 = w_2 \sin \beta_2$$

Dank der Vertikalkomponente c_{m2} der absoluten Austrittsgeschwindigkeit wird in der Zeit t_1 ein grösserer vertikaler Weg s zurückgelegt als früher bei $\beta_2 = 0$. Es ist nun

$$s = {}^1/_2\, g\, t_1^2 + c_{m2}\, t_1$$

oder

$$s = {}^1/_2\, g\, t_1^2 + w_2 \sin \beta_2\, t_1$$

Anderseits muss nun bei geneigten Armen von den obersten Wasserteilchen ein kürzerer Weg in senkrechter Richtung zurückgelegt werden, damit keine Kollision mit dem nachfolgenden Arm und damit Selbstbremsung der Segnerturbine entsteht. Bei $\beta_2 > 0$ wird t_1 wesentlich kleiner und damit darf auch t_2 kleiner gemacht werden. Aus Gl. (9) folgt dann, dass man die Anzahl z_2 der Arme und damit die Leistung der Segnerturbine oder bei gleicher Leistung die Drehzahl vergrössern kann.

Für die Berechnung des Drehmomentes M_H, das vom Wasser auf den Armstern ausgeübt wird, gilt wieder die Gl. (1a), nur ist nun an Stelle von w_2 der Wert $w_2 \cos \beta_2$ zu setzen. Wir erhalten:

$$(10) \qquad M_H = \frac{\gamma Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - u_2)\, R_2$$

und für die Umfangskraft P_u

$$(11) \qquad P_u = \frac{M_H}{R_2} = \frac{\gamma Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - u_2)$$

Die Leistung L_H ergibt sich dann aus

$$(12) \qquad L_H = M_H\, \omega = \frac{\gamma Q}{g} (w_2 \cos \beta_2 - u_2)\, u_2$$

und für den Wirkungsgrad η_H folgt

$$\eta_H = \frac{L_H}{L_d} = \frac{(w_2 \cos \beta_2 - u_2)\, u_2}{g H}$$

oder

$$(13) \qquad \eta_H = 2 \frac{u_2}{\sqrt{2 g H}} \left(\frac{w_2 \cos \beta_2}{\sqrt{2 g H}} - \frac{u_2}{\sqrt{2 g H}} \right)$$

Die Relativgeschwindigkeit des Wassers in den Armen ruft in ihnen einen Druckverlust H_v hervor, und da die Reynoldsschen Zahlen für die Strömung in diesen Armen relativ hoch sind, so wird dort eine turbulente Strömung vorhanden sein, so dass wir der Einfachheit halber setzen dürfen[1]):

$$H_v = K \frac{w_2^2}{2 g}$$

Für die Berechnung von w_2 erhalten wir dann die Gleichung:

$$\frac{w_2^2}{2 g} = H + \frac{u_2^2}{2 g} - H_v$$

oder

$$\frac{w_2^2}{2 g} = H + \frac{u_2^2}{2 g} - K \frac{w_2^2}{2 g}$$

somit

$$\frac{w_2^2}{2 g} = \frac{H + \frac{u_2^2}{2 g}}{1 + K}$$

und

$$(14) \qquad \frac{w_2}{\sqrt{2 g H}} = \sqrt{\frac{1 + K_{u_2}^2}{1 + K}}$$

[1]) Siehe *R. Dubs:* «Angewandte Hydraulik», Seiten 192 bis 194.

Setzen wir diesen Wert in die Gl. (13) ein, so ergibt sich

$$(15) \qquad \eta_H = 2 K_{u2} \left(\sqrt{\frac{1 + K_{u_2}^2}{1 + K}} \cos \beta_2 - K_{u2} \right)$$

Wie man aus dieser Beziehung ersieht, ist für den gleichen Wert von K_{u2} der Wirkungsgrad η_H infolge des Druckverlustes im Armstern und der Neigung der Arme nun kleiner geworden. Es wird nun η_H und damit auch L_H gleich Null für $K_{u2} = 0$ und

$$K_{u2} = \frac{\cos \beta_2}{\sqrt{1 + K - \cos^2 \beta_2}}$$

Der maximale Wert des Wirkungsgrades η_H tritt nun nicht mehr für $K_{u2} = \infty$ auf, sondern, wie durch Differentiation der Gl. (15) und Nullsetzung berechnet werden kann, für:

$$(16) \qquad K_{u2} = \sqrt{{}^1/_2 \left[\sqrt{1 - \frac{1}{1 - \frac{1 + K}{\cos^2 \beta_2}}} - 1 \right]}$$

Setzen wir diesen Wert von K_{u2} in die Gleichung (15) ein, so erhalten wir den maximalen Wert von η_H. Streng genommen müsste berücksichtigt werden, dass der Wert von K mit der Reynoldsschen Zahl variiert, was praktisch bedeutet, dass er bei gleichen Dimensionen des Armsternes mit grösseren w_2-Werten, d. h. höheren Gefällen und Drehzahlen abnimmt, so dass der Wirkungsgrad η_H wachsen würde. In Bild 9 ist der Verlauf von η_H in Funktion von K_{u2} für einen angenommenen Wert $K = 0{,}02$ und unter Zugrundelegung von $\beta_2 = 0$ (keine Neigung der Arme) dargestellt.

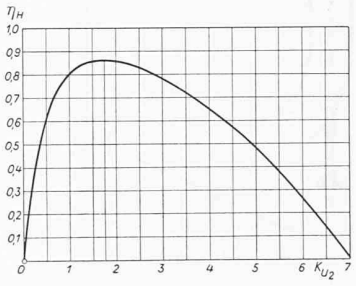

Bild 9

Ausser den Druckverlusten H_v im Armstern, die im Wirkungsgrad η_H enthalten sind, treten aber noch weitere Verluste auf. Beim Uebergang vom ruhenden (Eintritt des Wassers in das Rad) zum rotierenden Teil tritt ein Wassermengenverlust ΔQ (Spaltverlust) auf; man kann einen Wassermengenwirkungsgrad η_Q definieren als

$$\eta_Q = \frac{Q - \Delta Q}{Q}$$

in Analogie zum Gefällwirkungsgrad

$$\eta_H = \frac{H - H_v}{H}$$

Als hydraulische Leistung L_h des Rades hat man nun

$$L_h = L_d\, \eta_H\, \eta_Q$$

Infolge der Rotation des Armsternes (Rades) entsteht dann noch ein weiterer Verlust infolge des Luftwiderstandes (Ventilation) und der Reibung in den Lagern. Bezeichnet man die dadurch verloren gehende Leistung mit ΔL, so lässt sich der mechanische Wirkungsgrad η_m definieren als

$$\eta_m = \frac{L_h - \Delta L}{L_h}$$

Die an der Welle (Kupplung) vorhandene Leistung L_t ist dann gegeben durch:

$$L_t = L_h\, \eta_m$$

oder

$$L_t = L_d\, \eta_H\, \eta_Q\, \eta_m$$

Wir bezeichnen mit $\eta_t = \eta_H\, \eta_Q\, \eta_m$ den totalen Wirkungsgrad der Maschine und haben dann:

$$L_t = L_d\, \eta_t$$

oder

$$\eta_t = \frac{L_t}{L_d}$$

Die Aufteilung des totalen Wirkungsgrades η_t in die Teilwirkungsgrade η_H, η_Q und η_m lässt die Stellen erkennen, an denen noch Verbesserungsmöglichkeiten vorhanden sind. Bei Wirkungsgradmessungen an hydraulischen Maschinen wird heute allgemein nur der totale Wirkungsgrad η_t bestimmt, der vom Lieferanten der Maschine garantiert worden ist. Für den Konstrukteur der Maschine ist es aber von Interesse

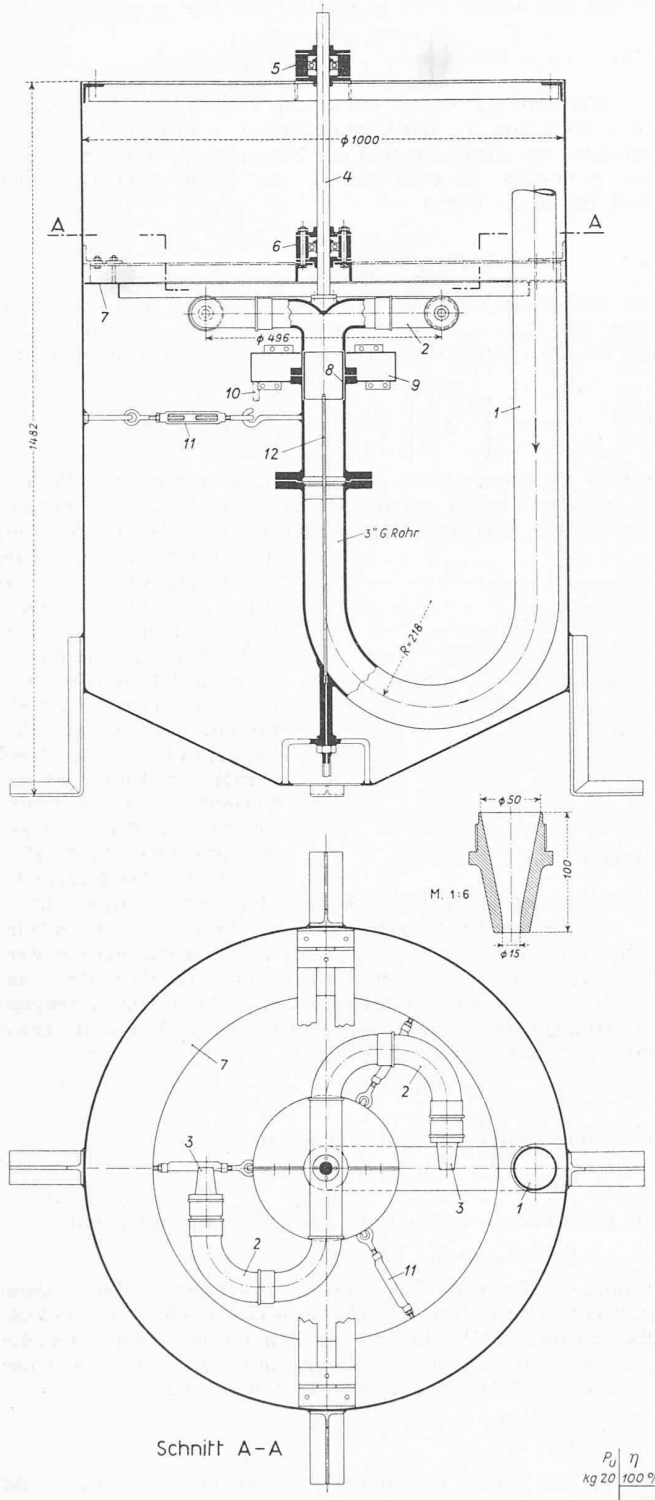

Bild 10. Segner-Versuchsturbine, gebaut im Institut für Hydraulik und hydraulische Maschinen an der ETH in Zürich, Masstab 1 : 15.
1 Zuleitrohr; 2 Rotor; 3 Düsen; 4 Turbinenwelle, an deren oberem Ende die Bremsscheibe aufgesetzt wurde; 5 oberes Führungslager; 6 unteres Radiaxlager; 7 Spritzdeckel mit Abtropfrand; 8 Dichtungshülse, mit dem feststehenden Zuleitrohr fest verbunden; 9 Auffangbehälter für das Leckwasser; 10 Ablauf zu 9; 11 Spannvorrichtung zum Zentrieren der Dichtungshülse 8 gegenüber dem Rotor 2; 12 Röhrchen für Druckmessung

zu wissen, welche Möglichkeiten zur Verbesserung des totalen Wirkungsgrades vorhanden sind, was durch eine Analyse dieses Wirkungsgrades erkannt werden kann[2]).

[2]) Siehe auch Dr. *H. Fikret Taygun:* «Untersuchungen über den Einfluss der Schaufelzahl auf die Wirkungsweise eines Freistrahlrades». Mitteilung No. 1 aus dem Institut für Hydraulik und hydraulische Maschinen an der ETH, Zürich; sowie Dr. *M. J. Hassan:* «Der Einfluss der Schaufelzahl des Laufrades auf den Wirkungsgrad bei Kreiselradmaschinen (Ueberdrucklaufräder)». Mitteilung No. 2 aus dem Institut für Hydraulik und hydraulische Maschinen an der ETH, Zürich. Verlag A.-G. Gebrüder Leemann in Zürich.

Versuche mit einer Segnerturbine

Im Institut für Hydraulik und hydraulische Maschinen an der ETH in Zürich wurden im Jahre 1947 mit einer Segnerturbine eingehende Versuche durchgeführt, um die Charakteristiken dieser Maschine auch experimentell festzustellen. Der Aufbau der Turbine geht aus Bild 10 hervor; ihre Hauptdaten waren: Raddurchmesser $D_2 = 496$ mm, Düsenaustrittdurchmesser $d_1 = 15$ mm, Anzahl Arme $z_2 = 2$, Innendurchmesser der Arme $d_2 = 50$ mm. Die Messungen wurden bei zwei mittleren Betriebsgefällen von $H = 5$ m und $H = 10$ m durchgeführt und alle Messergebnisse jeweilen auf das mittlere Gefälle umgerechnet. Der Winkel β_2 wurde verschieden eingestellt. Im Bereich des besten Wirkungsgrades waren die Reynoldsschen Zahlen für die Strömung im Armstern von der Grössenordnung $R_e = 50\,000$ bei $H = 5$ m und $R_e = 75\,000$ bei $H = 10$ m Gefälle. Der Druckverlust im Armstern wurde durch einen besondern Versuch bestimmt und die Konstante $K = 0{,}021$ bei $H = 5$ m und $K = 0{,}015$ bei $H = 10$ m ermittelt. Damit konnte η_H berechnet werden. Die Wassermengenverluste ΔQ wurden ebenfalls bei jedem Versuch durch eine besondere Messung bestimmt, und so konnte jeweilen auch η_Q ermittelt werden. Die Leistungsverluste ΔL infolge Luftwiderstand und Lagerreibung, d. h. der mechanische Wirkungsgrad η_m, konnte dann mit Hilfe des direkt gemessenen totalen Wirkungsgrades η_t und der bekannten Wirkungsgrade η_H und η_Q berechnet werden. Zur Kontrolle wurde dann auch noch die Verlustleistung ΔL durch einen besondern Versuch bestimmt. Zur Leistungsmessung von L_t diente eine Pronysche Reibungsbremse und zur Drehzahlmessung ein Hasler-Zähler. Zur Wassermessung wurde ein geeichter Behälter benützt, während die Gefällsmessung vermittelst geeichter Präzisionsmanometer erfolgte. Alle diese Messungen wurden von meinem damaligen ersten Assistenten Dipl. Ing. phys. Paul Weber unter Mithilfe meines weiteren Assistenten Dipl. Elektro-Ing. Corrado Boehm ausgeführt, und ich benütze diese Gelegenheit gerne, um den beiden Herren für ihre wertvolle Arbeit meinen besten Dank auszusprechen.

Um eine vollständige Charakteristik der untersuchten Segnerturbine zu erhalten, wurden die Versuche mit verschiedenen Neigungswinkeln β_2 durchgeführt. Die folgende Tabelle 1 enthält die vollständigen Messergebnisse für einen Neigungswinkel $\beta_2 = 4^\circ\ 41'\ 47''$ ($\sim 4{,}7^\circ$). In Bild 11 sind die auf ein konstantes Gefälle von $H = 10$ m umgerechneten Versuchsergebnisse in Funktion von K_{u_2} dargestellt; Bild 12 zeigt die bei gleichem Neigungswinkel β_2 erhaltenen Zahlen bei einem mittleren Versuchsgefälle von $H = 5$ m. Aus den Diagrammen ist zu entnehmen, dass mit der Segnerturbine praktisch ein maximaler Wirkungsgrad von 70 % erreicht werden konnte, was mit Rücksicht auf die kleinen Dimensionen doch sehr beachtenswert ist. In Bild 13 sind die Versuchsergebnisse für einen Neigungswinkel $\beta_2 = 1^\circ\ 49'\ 5''$ bei einem mittleren Versuchsgefälle von $H = 10$ m dargestellt.

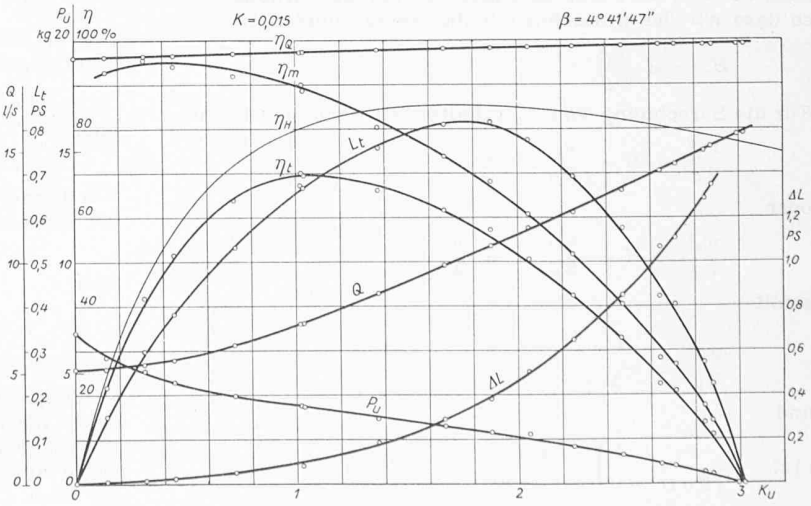

Bild 11

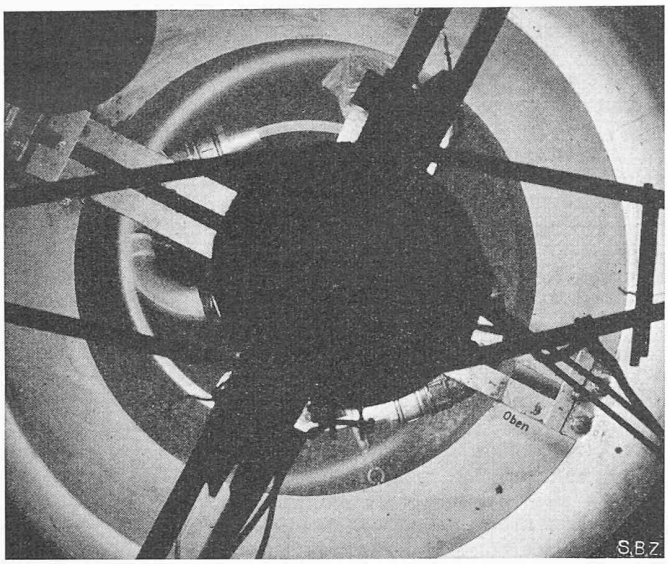

Bild 14. Stroboskopische Aufnahme des Wasserstrahls bei der Durchgangsdrehzahl

Der maximale Wirkungsgrad beträgt hier nur noch 65,5 %, aber, was sehr interessant ist, das Verhältnis zwischen der Durchgangsdrehzahl und der Drehzahl des besten Wirkungsgrades ist auf 1,14 gefallen, was auf die bereits früher erwähnte «Selbstbremsung» zurückzuführen ist. Der steile Abfall der Wirkungsgradkurve, d. h. die im Verhältnis zur Nenndrehzahl sehr kleine Durchgangsdrehzahl, wäre den Generatorkonstrukteuren gewiss sehr erwünscht; dieser Vorteil muss aber auch hier mit einem Wirkungsgradverlust erkauft werden.

Bild 14 zeigt eine stroboskopische Aufnahme der Segnerturbine im Betrieb bei einer Durchgangsdrehzahl von 1193 U pro min, $H = 5{,}48$ m, $\beta_2 \sim 1^0$. Bei $\beta_2 = 0^0$, $H = 10{,}46$ m konnte die Durchgangsdrehzahl 425 U/min gemessen werden. Der Einfluss des Neigungswinkels auf die Grösse der Durchgangsdrehzahl ist hier deutlich zu erkennen. Anschliessend sind Versuche mit den Neigungswinkeln $\beta_2 = 3^0\ 14'\ 6''$, sowie 7^0, $20'$ und 9^0, $54'$ durchgeführt worden. Weiter ist der Einfluss der verschiedenen Höhenlage der Düsen auf die Wirkungsweise der Segnerturbine untersucht worden. Dabei konnte festgestellt werden, dass die Versuchsergebnisse qualitativ in guter Uebereinstimmung mit den theoretisch entwickelten Beziehungen stehen.

Durch eine Verminderung des Druckverlustes H_v, d. h. eine Verbesserung der Wasserführung, könnte η_H noch ge-

Tabelle 1. Zusammenstellung der Messergebnisse

Messpunkt	Messwerte							Umrechnung auf $H = 10$ m				Charakteristische Werte				
	Gefälle H m	Wassermenge Q l/s	Dispon. Leistung L_d PS	Drehzahl n U/min	Umfangskraft [1] P_u kg	Bremsleistung L_t PS	Totaler Wirkungsgrad η_t %	Wassermenge Q l/s	Drehzahl n U/min	Umfangskraft [1] P_u kg	Leistung L_t PS	Leckwasser ΔQ l/s	Wirkungsgrade η_Q %	η_H %	η_m %	K_{u2}
1	9,670	14,93	1,927	1510	0,140	0,2115	11,0	15,21	1537	0,414	0,223	0,177	98,8	78,2	14,2	2,875
2	9,760	14,82	1,930	1500	0,175	0,2625	13,6	15,00	1518	0,514	0,272	0,175	98,8	78,6	17,5	2,840
3	9,740	14,19	1,842	1430	0,270	0,3860	21,0	14,38	1448	0,794	0,403	0,174	98,8	79,8	26,8	2,710
4	9,810	13,10	1,713	1305	0,430	0,5610	32,7	13,22	1318	1,256	0,577	0,174	98,7	81,9	40,4	2,470
5	9,810	12,12	1,585	1190	0,565	0,6730	42,4	12,23	1202	1,750	0,652	0,180	98,5	83,6	51,6	2,250
6	9,700	11,32	1,467	1080	0,685	0,740	50,4	11,50	1097	2,024	0,774	0,179	98,4	84,7	60,6	2,050
7	9,770	10,57	1,377	995	0,790	0,786	57,1	10,70	1007	2,316	0,814	0,182	98,3	85,2	68,1	1,880
8	9,820	9,75	1,278	885	0,890	0,788	61,7	9,84	893	2,596	0,810	0,188	98,1	85,3	73,7	1,670
9	9,720	8,46	1,098	725	1,000	0,725	66,1	8,58	736	2,948	0,757	0,189	97,8	84,3	80,1	1,370
10	9,510	7,02	0,891	535	1,165	0,624	70,0	7,20	548	3,510	0,672	0,187	97,3	80,2	89,8	1,025
11	9,430	6,06	0,762	375	1,295	0,486	63,8	6,24	386	3,936	0,531	0,190	96,9	71,7	91,9	0,722
12	9,250	5,35	0,659	230	1,475	0,339	51,4	5,56	239	4,570	0,381	0,189	96,5	56,7	94,0	0,448
13	9,480	5,21	0,658	164	1,675	0,275	41,8	5,34	168,5	5,064	0,297	0,190	96,3	45,5	95,5	0,315
14	9,380	5,01	0,627	73	1,855	0,1535	21,6	5,17	75,8	5,668	0,149	0,192	96,2	24,2	92,8	0,141
15	9,320	4,96	0,616	0	1,210	0	0	5,14	0	6,800	0	0,197	96,0	0	—	0
16	9,750	7,12	0,925	545	1,175	0,641	69,3	7,21	552	3,454	0,667	0,191	97,3	80,3	88,7	1,033
17	9,780	13,91	1,816	1395	0,293	0,409	22,5	14,07	1411	0,858	0,422	0,169	98,8	80,6	28,3	2,640
18	9,670	15,58	2,006	1585	0	0	0	15,86	1612	0	0	0,168	98,9	76,7	0	3,020
19	9,550	15,38	1,958	1565	0	0	0	15,72	1600	0	0	0,168	98,9	77,0	0	2,990

[1]) Hebelarm 716 mm

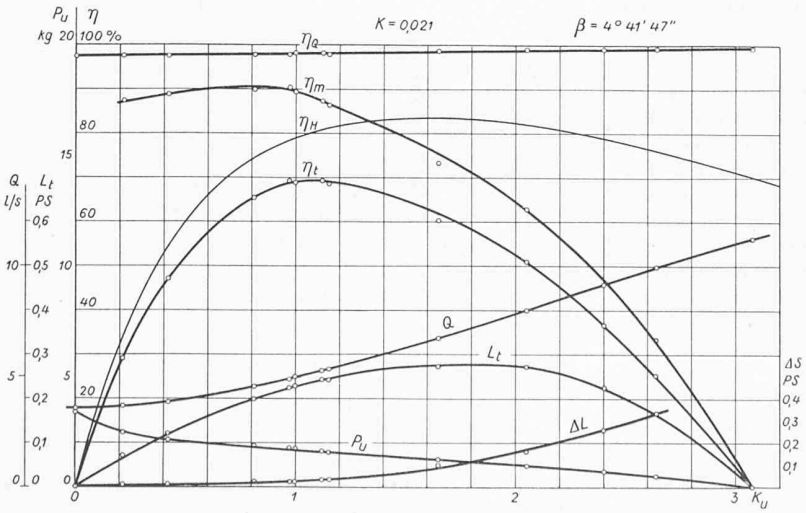

Bild 12

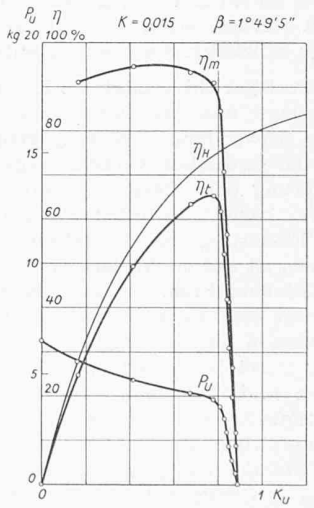

Bild 13

hoben werden und ebenso wäre es möglich, durch eine entsprechende Verkleidung der Arme den Luftwiderstand zu vermindern und damit den mechanischen Wirkungsgrad η_m zu heben. Damit würde eine Verbesserung des totalen Wirkungsgrades η_t erzielt.

Interessant ist, dass mit dieser Segnerturbine spezifische Drehzahlen erreicht werden können, die zwischen denjenigen einer eindüsigen Freistrahlturbine und einer langsam laufenden Ueberdruckturbine liegen. Da die Konstruktion der Segnerturbine ausserordentlich einfach und sehr widerstandsfähig ist, könnte ihre Fabrikation auch heute noch ein gewisses Interesse bieten, wenn es sich um Fälle handelt, bei denen keine Drehzahlregulierung unbedingt nötig ist und eine kleine Wasserkraft mit den geringsten Kosten ausgenützt werden soll.

Zur Innenrenovation der katholischen Pfarrkirche in Biberist

DK 726.5 (494.32)

Dieser in der SBZ 1950, Nr. 44, S. 609* beschriebene Umbau ruft einer Kritik. Die Umgestaltung des Innenraumes verstösst in auffälliger Weise gegen die Grundsätze richtiger Denkmalpflege. Der Unterzeichnete kennt dieses Gotteshaus nur aus dem Beschrieb und den Abbildungen in der SBZ. Doch lässt sich auf Grund dieser Unterlagen ohne weiteres feststellen, dass die Renovation von falschen Voraussetzungen ausgegangen ist und gesamthaft keine gute Lösung darstellt. Es soll hier nicht auf Einzelheiten eingegangen, sondern nur auf die nach meiner Auffassung wesentlichen Mängel des vorliegenden Umbaues hingewiesen werden.

Die Kirche ist noch vor der Mitte des 19. Jahrhunderts in klassizistischem Stil erbaut worden. Es haben an diesem Bau also Handwerker mitgewirkt, die noch im 18. Jahrhundert geboren sind. Die Abbildungen des alten Bauzustandes zeigen denn auch, dass es sich um einen schön gegliederten, feierlichen Kirchenraum gehandelt hat. Aus kunsthistorischen und allgemeinen künstlerischen Gründen hätte es sich sehr gelohnt, wenn man sich hauptsächlich darauf beschränkt hätte, die jüngeren Zutaten aus dem Anfang des 20. Jahrhunderts zu entfernen. Die Gegenüberstellung des alten und des neuen Zustandes (Bild 1 u. 2) zeigt im allgemeinen Raumeindruck keine Verbesserung. Der alte Raum wirkt einheitlicher und geschlossener. Er scheint aus *einem Geist* heraus geschaffen trotz der hohen Empore und dem entzweigeschnittenen und heute «freigelegten» hinteren Fenster. Die Wände sind mit Bogenfenstern und Pilastern gegliedert. Den Rundbogen der Fenster antworten die Bogen der Eingangstüre und des Chores. Das kräftige, typische Abschlussgesims der Wand trennt klar die Wand von der Decke. Der Uebergang erfolgt mittels einer grossen Hohlkehle. Der strengen Gliederung — auch der Empore — entspricht die waagrechte Gipsdecke. Die im heute so beliebten flachen Bogen gewölbte schwere Naturholzdecke passt auch in den stark veränderten klassischen Raum nicht hinein. Ebenso die bühnenmässige Abtrennung des Chores.

Das Innere dieser mehr als hundert Jahre alten Kirche wurde ohne Berücksichtigung denkmalpflegerischer Gesichtspunkte in einer modischen, an den Heimatstil anlehnenden Auffassung renoviert. Es stellt sich nun auch noch die Frage, wie das klassizistische Aeussere dazu passt.

Arch. W. Burger, Winterthur

Die Verkehrsgestaltung in der Berner Innenstadt und der Berner Bahnhof

DK 656.21 : 711.4 (494.24)

Von Arch. OTTO SENN, Basel

Wir zeigten in den Nrn. 30 bis 32 des laufenden Jahrganges das Ergebnis des Wettbewerbes für die Verkehrsgestaltung der Berner Innenstadt ausführlich. Heute lassen wir die Studie eines Teilnehmers dieser Veranstaltung folgen, der sich mit den Empfehlungen und Schlussfolgerungen des Preisgerichtes auseinandersetzt.

Die Entwirrung der bestehenden Verkehrsknoten kann, wie das Ergebnis des Wettbewerbes zeigt, entweder auf einer Ebene (Horizontallösung) oder auf zwei Ebenen (Vertikallösung) versucht werden. Beide Lösungen schliessen Vor- und Nachteile in sich ein, die trotz der stattgefundenen Prüfung durch das Preisgericht nicht ganz klar liegen, denn dieses bekennt sich zur Horizontallösung, die aber bei Bedarf im Sinne einer Vertikallösung durch den Bau eines Strassentunnels erweitert werden soll. Der Einsender, der der Verfasser des von uns ebenfalls veröffentlichten ersten Ankaufes (SBZ Nr. 32, S. 436 *) ist, will die endgültigen Entscheidungen in der Stadtplanung von einer gründlichen Prüfung der vorgeschlagenen Massnahmen in technischer und finanzieller Hinsicht abhängig machen. Die Veranstaltung des mit grossen Mitteln aufgezogenen Wettbewerbes fände ihre Rechtfertigung darin, dass die ins Gespräch gezogenen privaten Fachleute auch dann oder gerade dann zu Wort kommen und angehört werden, wenn sie sich für Lösungen einsetzen, die nicht der offiziellen Anschauung entsprechen. Red.

Das Preisgericht richtet die Empfehlungen auf die «Horizontallösung» aus, will aber anderseits auch auf die zusätzliche Anwendung des entgegengesetzten Prinzipes, der Anlage unterirdischer Verkehrswege, nicht verzichten. Die Formulierung der «Gesichtspunkte für die Beurteilung der Entwürfe» basiert unverkennbar auf der überlegenen theoretischen Erfassung des Verkehrsproblems. Das Endergebnis des Urteils ist auf die Widersprüchlichkeit in der Nutzanwendung zurückzuführen. Gerade dieser Umstand lässt es gerechtfertigt erscheinen, die Resultate des Wettbewerbes den Empfehlungen des Preisgerichtes gegenüberzustellen. Die Meinung dabei ist es, es lasse sich bei weiterem Studium doch eine eindeutige und verbindliche Aussage machen über die konsequente, schrittweise zu verwirklichende Lösung des so mannigfaltigen Berner Problems.

Die Standortfrage des Bahnhofs braucht nicht erörtert zu werden. Das Preisgericht bejaht mit Recht die Forderung der Experten (Gutachten vom 16. 1. 1948), den alten Platz beizubehalten. Gerade von Basel aus kann den beneidenswerten Vorzügen der Berner Verhältnisse besonderes Verständnis entgegengebracht werden. Des weiteren wird von der Voraussetzung ausgegangen, auch auf weite Sicht sei die Altstadt zwischen Zeitglocken und Bubenbergplatz als Schwerpunkt des Geschäftslebens zu betrachten. Es handelt sich im folgenden darum, ausgehend von dieser Basis, die grundlegenden Fragen des Verkehrsproblems darzulegen. Die städtebaulich-architektonischen Aspekte und die speziellen Fragen der Gestaltung des Bahnhofs und der Post werden hier nicht erörtert. Vorausgeschickt sei die Umschreibung der verwendeten Begriffe. Diese gehen zurück auf den Bericht des Preisgerichtes, dem im übrigen sämtliche Zitate entstammen, soweit sie nicht dem Programm entnommen sind.

Die «Horizontallösung» ist identisch mit den Empfehlungen des Preisgerichtes, das sich auf die preisgekrönten Projekte stützt: Die Verkehrswege im Bahnhofgebiet werden geändert, nach Massgabe der gesteigerten Belastung

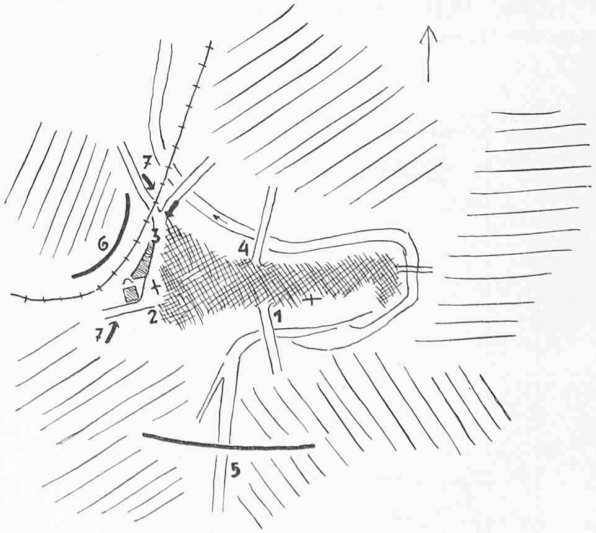

Bild 1. Radialverbindungen und Umfahrungslinien. 1 Kirchenfeldbrücke, 2 Bubenbergplatz, 3 Bollwerk, 4 Kornhausbrücke. Die Umfahrungslinien: 5 projekt. Aarebrücke, 6 Grosse Schanze oder weiter nördlich, 7 Strassentunnel, eine Fehldisposition