geführt ist. Die Anordnung derselben, welche aus Fig. 2 hervorgeht, ist die normale mit stehender Welle und an das Laufrad anschliessendem Saugrohr.

Das Laufrad besitzt die gewöhnliche Form bei einem äusseren Durchmesser $D_a = 1500$ mm, einem inneren $D_i = 1022$ mm, gemessen am „mittleren Wasserfaden". Die Zahl der Laufradschaufeln ist 28, die der drehbaren Leitradschaufeln 32, die Breite des Laufrades 335 mm.

Für den Fall des günstigsten Laufes, also stossfreien Eintritt des Wassers und senkrechten Austritt war dabei angesetzt:

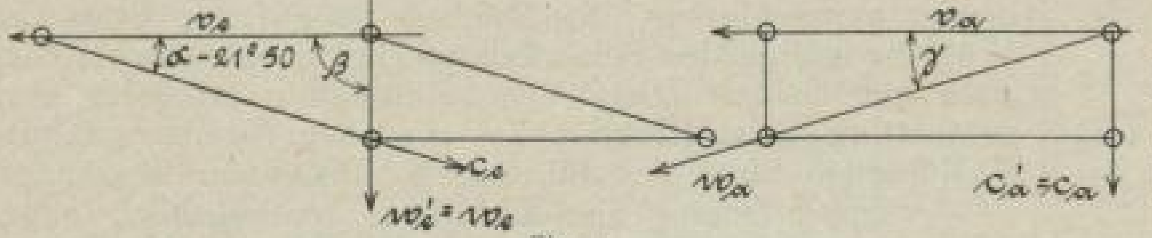

Fig. 3.

$$v_e = 5{,}21 \ ^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{Sek.}} = 2{,}9\sqrt{H} \text{ (entsprechend } n = 66)$$

$$v_a = b_1\, v_e = \frac{1022}{1500}\, v_e = 0{,}682\, v_e$$

$$= 3{,}53 \ ^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{Sek.}} = 1{,}97\sqrt{H}$$

$$\sphericalangle \beta = 90°;\quad \sphericalangle \gamma = 29°\,30;\quad c_a \perp v_a \text{ und } c_a = v_a\, tg\, \gamma$$

$$c_a' = c_a = 1{,}115\sqrt{H} = 2{,}04 \ ^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{Sek.}};\quad \frac{c_a^2}{2g} = 0{,}06\, H.$$

Für eben jenen oben genommenen Fall des günstigen Ganges ergab die Stellung der Leitradschaufel einen

$$\sphericalangle \alpha = 21°\,50'.$$

Ferner war berechnet

$$w_a = \frac{v_a}{\cos\gamma} = 4{,}08 \ ^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{Sek.}} = 2{,}27\sqrt{H}$$

$$w_e' = w_e = v_e\, tg\, \alpha = 5{,}21 \,.\, 0{,}401 = 2{,}12 \ ^{\mathrm{m}}/_{\mathrm{Sek.}} = 1{,}18\sqrt{H}$$

also (Gleichung 3)

$$\frac{w_e'}{w_a} = \frac{f_{a_r}}{f_{e_r}} = a = 0{,}523.$$

Der Querschnitt f_e des Leitrades, senkrecht c_e gemessen, ergab sich zu $f_e = 0{,}459$ qm.

Die angegebenen Geschwindigkeiten c_a und w_a beziehen sich auf den „mittleren Wasserfaden" des Laufrades, den

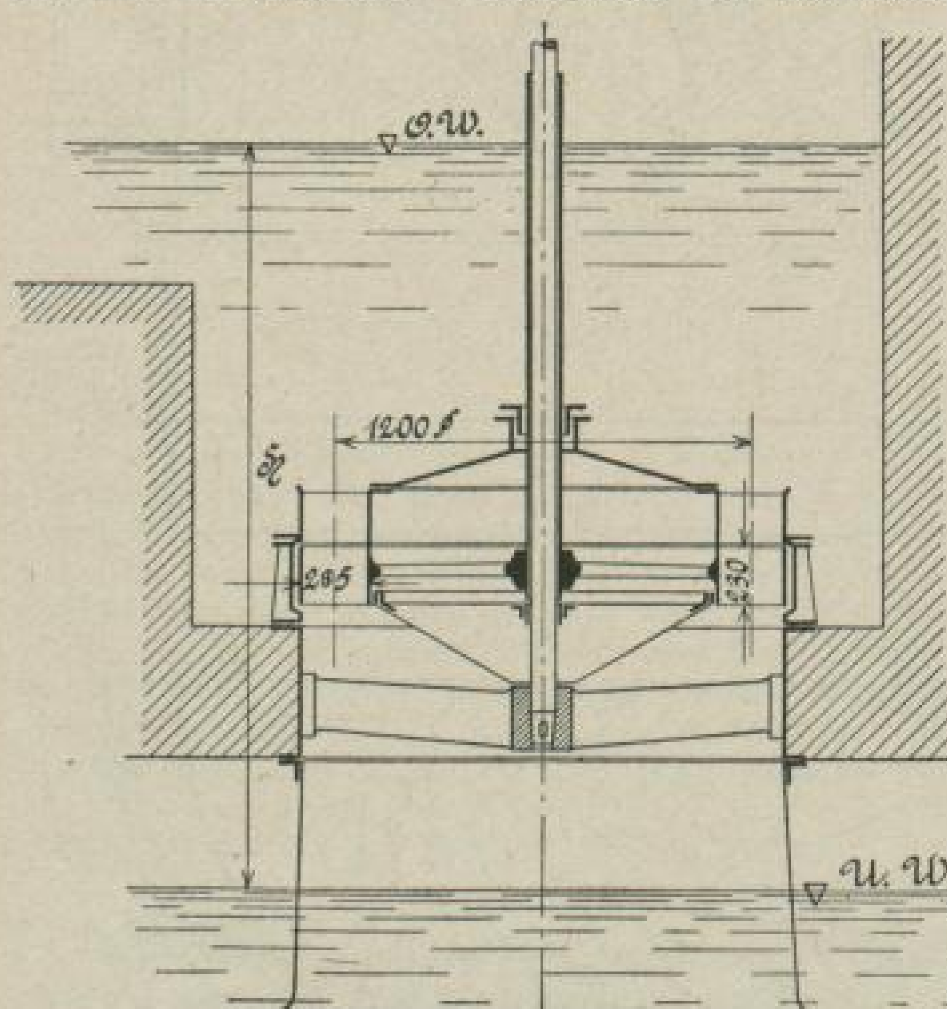

Fig. 4.

wir uns etwa durch die Mitte der Austrittskante geführt denken; in Wirklichkeit ändert sich die Grösse von w_a über den Austrittsbogen, während sie hier als gleichmässig über dessen ganze Länge verteilt angenommen ist. Die aufgestellten Beziehungen gelten in dieser Form aber auch ganz allgemein für eine gewöhnliche Radialturbine äusserer Beaufschlagung mit Schaufeln konstanter Breite bei Einhaltung der gegebenen Masse (vgl. Fig. 4).

Dazu soll ferner zunächst der $\sphericalangle \alpha$ nicht als veränderlich angesehen werden, sondern soll die angegebene Grösse von 21° 50' als unverändert beibehalten werden, wie das bei einer jeden Turbine mit feststehenden Leitradschaufeln der Fall ist.

Unter Zugrundelegung der obigen Abmessungen soll nunmehr zunächst festgestellt werden, welchen Einfluss eine Veränderung in der *Umlaufszahl* der Turbine auf die bezüglichen Geschwindigkeiten u. s. w. im Laufrade, und damit auf die Leistung und das ausgeübte Drehmoment bewirkt. Eine derartige Veränderung tritt im Betriebe bei jeder Ent- oder Belastung der Turbine auf; eine Entlastung, d. h. eine Verkleinerung des von der Turbine zu überwindenden Drehmomentes, bewirkt jedesmal, wie bekannt, eine Erhöhung der Umlaufszahl, während eine Belastung, d. h. eine Vergrösserung des zu überwindenden Drehmomentes eine Verringerung der Umlaufszahl zur Folge hat. Die eventuell vorhandene Reguliervorrichtung hat diese Geschwindigkeitsänderungen auszugleichen.

Das nutzbare Gefälle H der Turbine werde als konstant angesehen; dann galt nach der oben entwickelten Gleichung 5)

$$\frac{c_e^2}{2g} = \frac{H - \dfrac{v_e^2 - v_a^2}{2g}}{\dfrac{\sin^2\alpha}{a^2}(1 + \varphi_3 - a^2) + (1 + \varphi_1 + \varphi_2)}$$

$$= \frac{H - \dfrac{v_e^2 - v_a^2}{2g}}{b}$$

Ich setze nunmehr $v_e = a_1\sqrt{H}$, worin a_1 veränderlich. (Ebenso wie v_e mögen alle Grössen, der Einfachheit der Rechnung wegen, als entsprechende Vielfache von $\sqrt{H}$ ausgedrückt werden.) So ist

$$v_e^2 = a_1\sqrt{H};\quad v_e^2 = a_1^2 H;\quad v_a = b_1\, v_e = b_1\, a_1\sqrt{H}$$

$$v_a^2 = a_1^2\, b_1^2\, H;\quad v_e^2 - v_a^2 = a_1^2(1 - b_1^2)\, H$$

oder, da

$$b_1 = \frac{D_a}{D_e} = 0{,}682 : \frac{v_e^2 - v_a^2}{2g} = 0{,}027\, a_1^2\, H = a_2 H.$$

In dem Ausdruck „b" der Gleichung 5) sind für den vorliegenden Fall die Koeffizienten $\varphi_1 + \varphi_2 = 0{,}12$; $\varphi_3 = 0{,}08$ (nach Angaben von Prof. *Reichel*) angenommen und zwar als konstant für die verschiedenen Geschwindigkeiten; eine Annahme, die der Wirklichkeit nicht ganz entsprechen wird.

Dafür wird: $b = 1{,}525$ und

$$6)\ \frac{c_e^2}{2g} = \frac{H = a_2 H}{b} = \frac{H(1 - a_2)}{b} = \frac{H(1 - a_2)}{1{,}525}.$$

Daraus findet man

$$7)\ c_e = \sqrt{\frac{2g}{b}}\sqrt{1 - a_2}\sqrt{H} = 3{,}59\sqrt{1 - a_2}\sqrt{H}$$

und 8) $Q = c_e f_e$ als die jeweilig von der Turbine geschluckte Wassermenge.

Nach Gleichung 1a) ist weiter

$$w_e' = c_e \sin\alpha = 0{,}372\, c_e.$$

Die Grösse von w_e selbst ist danach leicht zeichnerisch zu ermitteln aus v_e, c_e und $\sphericalangle \alpha$; damit auch die Grösse c_n, welche den Stossverlust beim Eintritt bestimmt (vgl. Fig. 1).

Weiter ist nach Gleichung 3): $w_a = \dfrac{w_e'}{a} = \dfrac{w_e'}{0{,}523}$ bestimmt, und aus dem bekannten Wert $v_a = b_1 v_e$ und w_a und $\sphericalangle \gamma$ lässt sich nunmehr auch c_a leicht zeichnerisch feststellen. Damit ist man in der Lage, die oben angegebenen hydraulischen Verluste sämtlich auszurechnen, also auch η_h, und es wird sodann

$$N_h = \frac{\eta_h\, Q\, H\, 1000}{75}.$$

Bezeichnet ferner A die Arbeit in mkg, ω die Winkelgeschwindigkeit der Turbine, so ist bekanntlich

$$A = M_d\, \omega;\quad M_d = \frac{A}{\omega} = \frac{A\, D_e}{2\, v_e},$$