Setzt man $\frac{6000 \cdot a_{R_0}}{\mu_1} = \frac{6000 \cdot p_m \cdot v}{\pi} = w$, so vereinfacht sich der Ausdruck in:

$$l = \frac{P_m \cdot n}{w}. \tag{336}$$

w ist eine an bewährten Ausführungen ermittelte, dem Produkt $p_m \cdot v$ verhältnisgleiche Erfahrungszahl. Aus Formel (336) folgt wiederum, daß der Durchmesser keinen Einfluß auf die Wärmeentwicklung durch die Reibung hat. Für w gibt Bach u. a. folgende Zahlen (die entsprechenden für $p_m \cdot v = \frac{w}{1910}$ sind gleichzeitig angeführt):

	w	$p_m \cdot v$
Für Schwungrad- und Kurbelwellenlager	15000	7,9
wenn mit Weißmetall ausgegossen, bis zu	40000	20,9
für Kurbelzapfen an normalen Dampfmaschinen	37500	19,5
an gekröpften Wellen, wenn die Lager mit Weißmetall ausgegossen sind, bis zu	90000	47

4. Berechnungsbeispiele für zylindrische Tragzapfen.

Bei der Berechnung eines Zapfens geht man zweckmäßig so vor, daß unter Annahme des Flächendrucks p die nötige Auflagefläche ermittelt, dann das Verhältnis der Länge

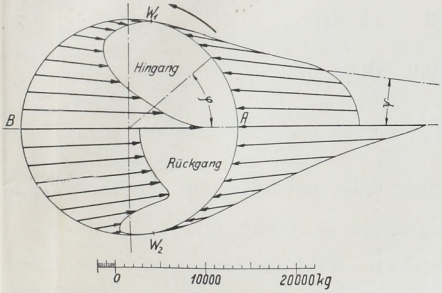

Abb. 1112. Die am Kurbelzapfen wirkenden Kräfte bei 14% Füllung der Pumpmaschine Tafel I. Hochdruckseite.

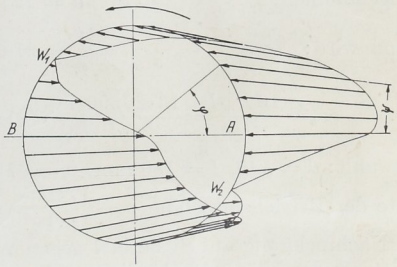

Abb. 1113. Die am Hochdruckkurbelzapfen angreifenden Kräfte, wenn die Dampfmaschine der Tafel I als Betriebsmaschine mit 40% Füllung läuft.

zum Durchmesser nach der Umfanggeschwindigkeit oder den Konstruktionsverhältnissen angenommen, gegebenenfalls nach den Formeln (329) und (332) berechnet wird. Der Zapfen ist dann auf Festigkeit und Sicherheit gegen Warmlaufen nachzuprüfen und nötigenfalls abzuändern.

Beispiel 2. Kurbelzapfen der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Der Zapfen ist nach Abb. 1109 belastet, bestehe aus Flußstahl, sei geschliffen und laufe in einer mit Weißmetall ausgegossenen Bronzeschale.

Um die Eigenart der Belastung des Zapfens zu zeigen, wurden Richtung und Größe der an ihm angreifenden Kräfte in den verschiedenen Kurbelstellungen in Abb. 1112 und 1113 wiedergegeben. Die Kräfte sind aus den Kolbenüberdrucklinien der Hochdruckseite hergeleitet, und zwar in der ersten Abbildung für die Wasserwerkmaschine bei 14% Füllung unter Antrieb der unmittelbar angekuppelten Pumpe, in der zweiten für die als Betriebsmaschine gedachte Dampfmaschine allein bei 40% Füllung, beide Male ohne Berücksichtigung der Massenkräfte und des Wirkungsgrades.

Die Kurven wurden gefunden, indem zu den einzelnen Zapfenstellungen, z. B. zu der unter dem Winkel φ, die Schubstangenrichtung unter dem Winkel ψ gesucht und auf ihr die zugehörige Kraft aufgetragen wurde.

Der Zapfen ist im wesentlichen schwellend beansprucht. Zwar haben die hohen Drucke in den Totpunkten A und B der Abb. 1112 entgegengesetzte Richtung, da sich aber auch der Zapfen um 180° gedreht hat, werden stets dieselben Fasern, nämlich die