

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Band:** 65/66 (1915)  
**Heft:** 5

**Artikel:** Ueber Zusammenhang zwischen Leistung und Umlaufzahl bei Wasserturbinen  
**Autor:** Strickler, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-32274>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 19.11.2024

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

# Ueber Zusammenhang zwischen Leistung und Umlaufzahl bei Wasserturbinen.

Von Dipl.-Ing. A. Strickler, Zürich.

(Schluss von Seite 41.)

### III.

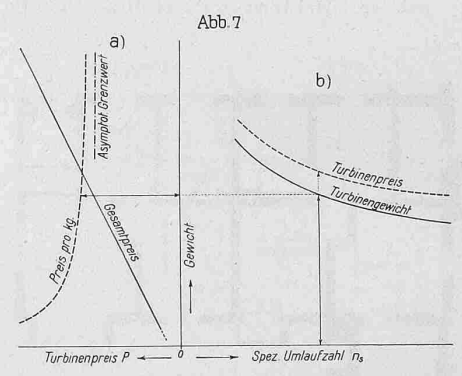
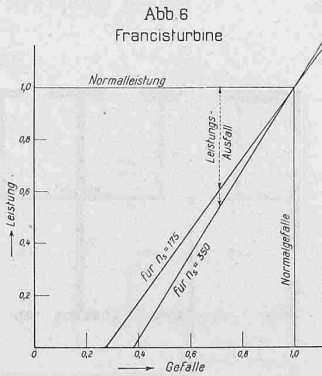
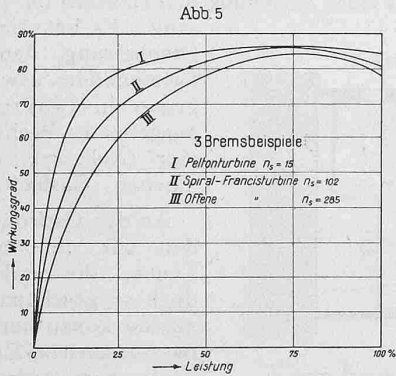
Da die Wirtschaftlichkeit eines Maschinentypus hauptsächlich bestimmt ist durch den Wirkungsgrad und die Anlagekosten, soll der Einfluss der spezifischen Umlaufzahl von Wasserturbinen auf diese beiden Faktoren kurz skizziert werden.

Mit höherer spezifischer Umlaufzahl nimmt der maximale Wirkungsgrad der Turbinen etwas ab; noch fühlbarer wird aber der Abfall bei Teilbelastung. Abbildung 5 gibt hier drei verschiedene Beispiele aus der Praxis, jeweils für konstante Gefälle. Ist letzteres zeitlich veränderlich (Hoch- und Niederwasserperioden bei Niederdruckanlagen, verschiedene Wasserstände in den Stauseen bei Talsperrenanlagen), so ist von Wichtigkeit der Abfall an Leistung bei

entwicklung des Turbinenbaues verschieben. Dass die Gewichtskurve eine hyperbelartige sein muss, ist leicht einzusehen: die Laufraddurchmesser werden bei gegebenem Gefälle und gegebener Leistung ungefähr umgekehrt proportional den Umlaufzahlen (genau, wenn für  $k_u$  keine Variation zugelassen wird); das Gesamtgewicht wird unter sonst gleichen Umständen hauptsächlich vom Laufraddurchmesser abhängen; es wird zwar nicht direkt proportional, sondern etwas weniger stark zunehmen. Daraus folgt dann eine Abhängigkeit des Gewichtes von  $n_s$ , die durch die hyperbelartige Kurve in Abbildung 7 qualitativ dargestellt ist.

Der Preis pro Gewichtseinheit wird für schwere Maschinen vom gleichen Typus geringer als für leichtere; der Verkaufspreis von Turbinen bewegt sich ungefähr nach den Kurven in Abbildung 7a. Der Totalpreis verläuft annähernd als Gerade; der Preis der Gewichtseinheit wird dann eine Hyperbel, deren Asymptoten die P-Axe und die Linie des Grenzwertes sind.

Aus diesen beiden Faktoren: Gewicht und Preis der Gewichtseinheit ergibt sich der Verkaufspreis in Abhängig-



vermindertem Gefälle, aber konstanter Umlaufzahl. Das Verhalten von Turbinen mit verschiedenen spezifischen Umlaufzahlen in dieser Hinsicht zeigt Abbildung 6. Daraus ist ersichtlich, dass für schnelllaufende Turbinen grössere Hochwasser-Reserven aufzustellen sind, als für langsamer laufende.

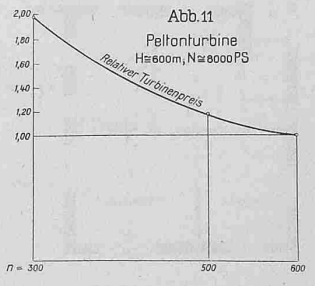
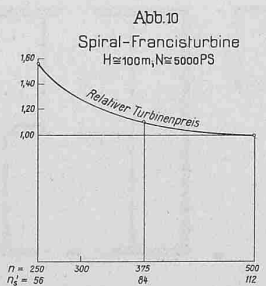
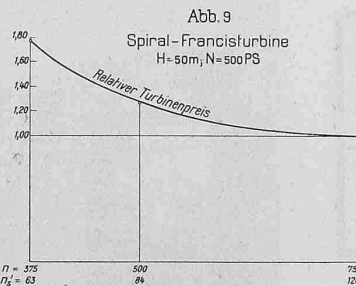
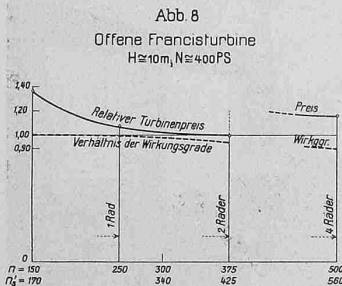
Die Untersuchung des Einflusses der Tourenzahl auf die Anlagekosten einer hydraulischen Kraftzentrale soll hier vorerst auf die Turbinen allein beschränkt werden.

Naturgemäss sind diese für die Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlage nicht allein massgebend, sondern Wirkungsgrad und Preis der Generatoren, sowie die Kosten der baulichen Teile des Maschinenhauses sind mitbestimmend, und es müssen für jeden einzelnen Fall diese Einflüsse in summa ermittelt werden.

keit der Tourenzahl; die Kurve muss aus dem oben erwähnten Grunde flacher verlaufen als die Gewichtskurve (Abbildung 7 b).

Ueber das relative Verhalten der Turbinenpreise (ohne Regulatoren und Zubehör) geben drei Beispiele in Abbildungen 8 bis 11 Auskunft. Daraus ist ersichtlich:

1. Bei offener, horizontalachsiger Anordnung ist für einen bestimmten Fall eine Francis-Turbine mit vier Rädern (Zwillingsanordnung vorausgesetzt). Der Turbinenpreis erreicht ein Minimum für  $n'_s = 425$  oder  $n_s \approx 300$ . Schon von  $n_s =$  etwa 240 an ist die Verbilligung mit steigender Umlaufzahl keine bedeutende mehr. Die Weiterentwicklung von Francisrädern mit höheren spezifischen Umlaufzahlen als 300 scheint daher nicht im Interesse



Wird ein bestimmter Turbinentypus systematisch für verschiedene spezifische Umlaufzahlen durchkonstruiert, so wird für einen bestimmten Fall (gegebenes Gefälle und gegebene Leistung) der Materialaufwand umso geringer, je höher die Umlaufzahl gewählt wird. Der allgemeine Charakter dieser Gewichtsabnahme ist in Abbildung 7 b graphisch dargestellt. Sie findet statt nur bis zu einer gewissen Grenze, die uns denjenigen Zustand angibt, in dem wir die günstigste Materialausnützung vor uns haben. Dieser Punkt ist kein fester, er wird sich mit der Weiter-

des Turbinenpreises, sondern des Generatorpreises und der Gebäudekosten zu liegen, letzteres namentlich für vertikalachsige Anordnung;

2. Bei Spiral-Francis turbinen ist die Verbilligung mit steigender Umlaufzahl eine stärkere als bei offenen Turbinen. Dies rührt von dem grossen Anteil des Spiralgehäuses am Gesamtgewicht her; das Gewicht des Gehäuses ist nahezu umgekehrt proportional der Umlaufzahl für einen gegebenen Fall. Aus Preisrück-sichten für die Spiralturbinen allein scheint es nicht

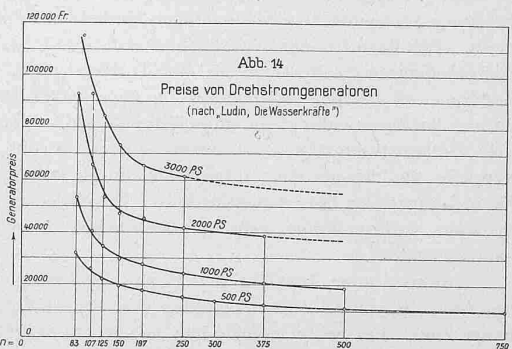
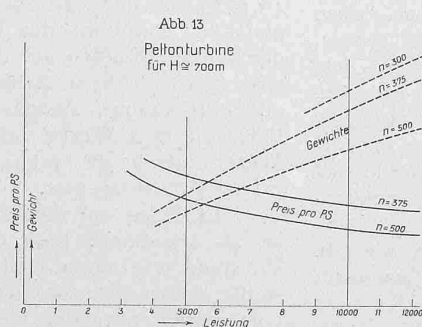
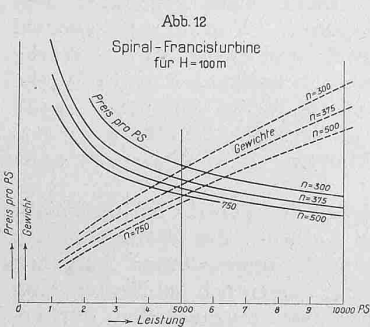
nötig zu sein, mit der spezifischen Umlaufzahl  $n_s'$  wesentlich über etwa 120 zu gehen.

3. Bei *Pelton*turbinen ist die Preisreduktion mit steigender Umlaufzahl eine noch bedeutendere als bei Spiralturbinen. Der Grund liegt hier nicht nur im Gewicht des Gehäuses allein, sondern auch des Laufrades und des Fundamentrahmens.

Alle diese betrachteten relativen Preiskurven gelten natürlich nur für eine systematische Durchführung der Konstruktion, und immer *ohne* Regulatoren und sonstige Zubehörteile, auf welche die Wahl der Umlaufzahl keinen Einfluss hat.

#### IV.

Wurde im Vorhergehenden der Einfluss der Umlaufzahl auf den Turbinenpreis bei *gegebener* Maschinenleistung untersucht, so soll auch noch kurz auf die Abhängigkeit des Preises von einer *veränderlichen* Maschinengrösse (Normalleistung) eingegangen werden. Um hier ein klares Bild zu bekommen, muss jetzt der Preis der ganzen Turbine einschliesslich Regulatoren und sonstigem Zubehör betrachtet werden, weil deren Grösse und Kosten mit der Normalleistung veränderlich sind.



Aus Abbildung 12 ist ersichtlich, dass bei 100 m Gefälle die spezifischen Turbinenpreise (Preise pro PS) für 10000 PS-Einheiten noch nicht ganz ein Optimum erreichen. Ebenso zeigt Abbildung 13, dass sie bei Pelton-turbinen für etwa 700 m Gefälle bei 12000 PS noch nicht auf dem minimalen Werte stehen. Beiläufig möge hier bemerkt werden, dass für  $H=700\text{ m}$ ,  $N=12000\text{ PS}$ ,  $n=500/\text{min}$  der Materialaufwand bei rationellen, modernen Ausführungen unter 4 kg/PS sinkt (Pelton-turbine mit Regulator, Fundamentrahmen, Ablenker oder Druckregler und Absperrschieber). Beide Abbildungen beziehen sich auf horizontalachsige Turbinen.

#### V.

Da, wie schon angedeutet, für die Anlagekosten von hydraulischen Zentralen auch der Generatorenpreis eine Rolle spielt, soll dieser Punkt ebenfalls kurz berührt werden, soweit er mit unserem Thema in Zusammenhang steht. Abbildung 14 zeigt die Variation der Preise von Drehstromgeneratoren in Abhängigkeit von der Umlaufzahl (nach A. Ludin: „Die Wasserkräfte“). Die Preise sind Mittelpreise der Jahre 1905 bis 1910 und gelten für die gebräuchlichen Spannungen und Periodenzahlen; die Leistungsangaben beziehen sich auf den Leistungsbedarf für  $\cos \varphi = 0,8$ . Demnach existieren hier ebenfalls sogenannte „günstigste Umlaufzahlen“, für die der Preis praktisch genommen ein Minimum oder einen tiefsten Grenzwert (für die Konstruktionsweise mit ausgeprägten Polen) erreicht. Für kleine Leistungen liegt diese Umlaufzahl etwas höher als für grosse. Für letztere ist die Verbilligung mit steigender Umlaufzahl eine ganz bedeutende bis zu etwa 187 Uml/min, nachher ist sie viel geringer. Für kleinere Leistungen unter 1000 PS scheint keine so scharf ausgesprochene Grenze zu bestehen. Vergleicht man diese Abhängigkeit des Preises von der Umlaufzahl mit jener bei den Turbinen, so ist ein grundlegender Unterschied darin zu finden, dass die praktische Grenze der günstigen

Umlaufzahlen bei den Generatoren in der Hauptsache nur von der Normal-Leistung der Maschine abhängt, bei den Turbinen aber ausserdem noch vom Gefälle. Vergleicht man Abbildung 14 mit Abbildungen 1, 2 und 4, so ist folgendes zu erkennen:

1. Bei *kleinern* Gefällen (unter 10 m) lässt sich fast durchwegs auch mit den höchsten bisher gebräuchlichen Schnellauertypen der Wasserturbinen die für die Generatoren „günstigste Umlaufzahl“ nicht annähernd erreichen. Die Konstruktion von schnelllaufenden Francisrädern mit  $n_s > 300$  hat dabei aus diesem Grunde noch ein weites Feld der Entwicklung vor sich.
2. Bei *mittlern* Gefällen (etwa 20 bis 30 m) lassen sich mit Doppelspiralturbinen Umlaufzahlen erreichen, die sowohl für die Turbinen als auch für Drehstromgeneratoren praktisch ein Preis-Minimum ergeben.
3. Bei *grössern* Gefällen (über 100 m) ergeben sich mit zweistrahligem Pelton-turbinen zunächst noch zu kleine Umlaufzahlen und erst über 200 m kann mit zweistrahligem Pelton-turbinen die für direkten Antrieb von Generatoren günstigste Umlaufzahl praktisch erreicht werden.

Der Zweck dieser Zusammenstellungen war, dem Ingenieur, der sich mit der Projektierung von hydraulischen Zentralen zu befassen hat, einige Anhaltspunkte über die Wahl der Umlaufzahlen der Maschinenaggregate zu geben.

#### Zusammenfassung.

- I. Es wird gezeigt, wie für Wasserturbinen die Umlaufzahlen von Leistung und Gefälle abhängig sind, unter Verwendung des bekannten Begriffs der spezifischen Umlaufzahl.
- II. Unter Berücksichtigung des heutigen Standes der Turbinenbautechnik werden für drei verschiedene Turbinenarten (Normalkonstruktionen) die maximal erreichbaren Leistungen bei gegebenen Umlaufzahlen graphisch dargestellt.
- III. An einigen Beispielen wird der Einfluss der spezifischen Umlaufzahl auf die beiden Haupt-Faktoren der Wirtschaftlichkeit: Wirkungsgrad und Anlagekosten erläutert.

#### Die Aussichten der Gasturbine.

Die Verbrennungsturbine kann noch auf keinen besonders erfolgreichen Entwicklungsgang zurückblicken. Aus den unzähligen Vorschlägen auf diesem Gebiete sind nur wenige einigermaßen brauchbare Konstruktionen hervorgegangen, von denen wir seinerzeit die Gleichdruckturbine von *Armengaud*<sup>1)</sup> und die Verpuffungsturbine von *Holzwarth*<sup>2)</sup> gewürdigt haben. Keiner dieser beiden Typen scheint jedoch bis jetzt über das Versuchsstadium hinausgekommen zu sein. Immerhin darf das Problem allgemein als soweit geklärt angesehen werden, als nach der überwiegenden Ansicht nur eine nach dem Gleichdruckverfahren arbeitende Turbine Aussicht auf praktischen Erfolg haben kann. Da aber bei der Verbrennungsturbine weder eine bessere Brennstoffausnützung als bei der Verbrennungs-

<sup>1)</sup> Siehe: *Barbezat*, „La turbine à gaz“, Bd. XLIV, S. 100 (27. Aug. 1904) sowie „Essai d'une turbine à pétrole“, Bd. LIII, S. 36 (16. Januar 1909).

<sup>2)</sup> Siehe Bd. LIX, S. 205 (13. April 1912) und Bd. LX, S. 68 (3. Aug. 1912).

Kolbenmaschine, noch Ersparnisse in den Anlage- und Betriebskosten diesen gegenüber erwartet werden dürfen, wird die Turbine ohnehin nur für Leistungen in Betracht kommen, die ausserhalb des Bereiches der Kolbenmaschine liegen, wie übrigens einestheils schon aus ihrer Analogie zur Dampfturbine geschlossen werden kann.

Die grösste Schwierigkeit, die sich bei der Verbrennungsturbine dem Konstrukteur entgegenstellt, ist wie bekannt die hohe Temperatur des Treibmittels, die mit Rücksicht auf die mit steigender Temperatur sinkende Festigkeit des Materials eine Kühlung entweder des Gasgemisches vor seinem Eintritt in die Düse oder des Laufrades erforderlich macht, sofern nicht übermässig hohe Expansionsgrade verwendet werden sollen. Abgesehen von einer Abkühlung des Gasgemisches durch Kühlung der Wände der Verbrennungskammer, was eine direkte Energievergeudung bedeutet, sowie der inneren Kühlung von Laufrad und Schaufeln, die wegen den damit verbundenen schroffen Temperaturwechseln im Laufrad zu verwerfen ist, stehen dazu zwei Mittel zur Verfügung: Die Verbrennung mit Luftüberschuss und die Kühlung des Gasgemisches durch Wassereinspritzung mit nachfolgender Verdampfung in der Verbrennungskammer.

In einer sehr ausführlichen Arbeit, die vor einiger Zeit in der „Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen“ erschien<sup>1)</sup>, hat nun Dr.-Ing. J. Magg in Graz untersucht, wie sich der wirtschaftliche Wirkungsgrad von Gasturbinenanlagen bei beiden Kühlmethoden stellt. Die Berechnungen geschehen auf Grund des Stodola'schen Entropiediagramms für Gase für eine Turbine von 5000 PS Leistung, und zwar einmal bei Verwendung von Gicht- oder Koksofengas, und einmal bei Verwendung von Roh- oder Teeröl. Dadurch entstehen vier Untersuchungsfälle, bei denen wieder sowohl der direkt gekuppelte als der getrennt aufgestellte, durch Dieselmotor angetriebene Kompressor berücksichtigt wird. Die berechneten Werte sind in einer ganzen Reihe sehr übersichtlicher Raumiagramme zusammengestellt.

Selbst unter äusserst günstigen Voraussetzungen, wie z. B. die Annahme eines Wirkungsgrades von 75% für den Kompressor (eine Zahl, die heute noch nicht erreicht ist), führen alle diese Untersuchungen zu höchst unbefriedigenden Ergebnissen. Bei direkt angetriebenem Kompressor bewegt sich der wirtschaftliche Wirkungsgrad der Gesamtanlage zwischen 13 und 19%; im ungünstigsten Falle, bei der Gleichdruck-Gichtgas-Turbine mit Luftüberschuss, muss die für 5000 PS Nutzleistung bestimmte Turbine für eine Bruttoleistung von 16700 PS gebaut werden, von denen der Kompressor 11700 PS verbraucht. Bei der Gleichdruck-Rohöl-Turbine mit Wassereinspritzung, die von den vier Fällen mit direkt angetriebenem Kompressor die besten Resultate liefert, beträgt die erforderliche Kompressorleistung immer noch 4400 PS. Etwas günstiger, d. h. zu 22 bis 25%, stellt sich der wirtschaftliche Gesamtwirkungsgrad bei Anlagen mit Diesel-Kompressor. Letzterer verbraucht im ungünstigsten Falle 3800, im günstigsten 2300 PS.

Die Ergebnisse der einzelnen Untersuchungen lassen deutlich erkennen, dass während einerseits bei Verwendung eines direkt angetriebenen Kompressors, selbst unter eher zu günstigen Voraussetzungen, der wirtschaftliche Wirkungsgrad einer modernen, guten Dampfturbinen- und Kesselanlage kaum erreicht wird, wobei sich die Anlage auch im Preis nicht günstiger stellt, dass andererseits, trotz des günstigeren Wirkungsgrades, mit Rücksicht auf die viel höheren Erstellungskosten der Anlage, auch die Verwendung eines Diesel-Kompressors vollkommen aussichtslos ist.

Eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Gleichdruck-Turbine mit Wassereinspritzung lässt sich dadurch erreichen, dass die im auspuffenden Gasgemisch enthaltene, also sonst verlorene Wärme, zur Verdampfung des Einspritzwassers verwendet und der so gebildete Dampf den Treibgasen als Kühlmittel beigemischt wird. Für eine nach diesem Gesichtspunkt gebaute Gleichdruck-Rohöl-Turbine, mit Dampfeinblasung und Wärmeregenerierung (mit direkt angetriebenem Kompressor), berechnet Magg z. B. unter Zugrundelegung einer Zusatzdampfmenge von 25 kg auf 1 kg Rohöl, einer Temperatur des Zusatzdampfes von 750° abs. = 477° C, sowie eines Wirkungsgrades von je 70% für Turbine und Kompressor, einen wirtschaftlichen Gesamtwirkungsgrad von 46%, bei einer Zusatzdampfmenge von 20 kg/kg und sonst gleichen Voraussetzungen einen solchen von 44%. Diese günstige Beurteilung erfährt jedoch eine

<sup>1)</sup> Siehe die Nummern 10, 11, 12 und 16 vom Jahrgang 1914, sowie 12, 13, 14 und 15 vom Jahrgang 1915 der genannten Zeitschrift.

wesentliche Einschränkung, wenn die Abmessungen, Betriebs- und Arbeitsbedingungen des Wärmeregenerators näher ins Auge gefasst werden. Ob es gelingen wird, doch praktisch brauchbare Lösungen zu finden, entzieht sich zur Zeit noch der Beurteilung. Gegenwärtig stehen der Verwirklichung dieses Verfahrens noch enorme Schwierigkeiten entgegen. Immerhin dürfte nach dem Gesagten am ehesten die Gasturbine mit Dampfeinblasung und Wärmeregenerierung als aussichtsreich erscheinen und ein Fortschritt zu befriedigenden Ergebnissen nur auf diesem Weg zu suchen sein.

## Schweiz. Maschinen-Industrie im Jahre 1914.

In gewohnter Weise geben wir im Folgenden einen kurzen Ueberblick über die Lage der Maschinen-Industrie der Schweiz im vergangenen Jahre. Wir entnehmen diese Daten, nebst den diesen vorausgeschickten Angaben über die Tätigkeit des *Vereins schweizerischer Maschinen-Industrieller* im betreffenden Jahre, dem Ende Juni erschienenen Jahresbericht dieses Vereins.

Zu Ende 1914 waren dem Verein 154 Werke mit insgesamt 36123 Arbeiter angeschlossen, gegenüber 155 Werken mit 43081 Arbeitern am Schluss des Vorjahres. Es ergibt sich somit eine Abnahme von 6958 Mann oder 16,15% in der Zahl der Arbeiterschaft gegenüber dem gleichen Zeitpunkt des Vorjahres. Von der Gesamtzahl der Werke entfallen auf den Kanton Zürich 54 (55) Werke mit 13692 (16740) Arbeitern, Schaffhausen 9 (9) Werke mit 4148 (4390), Aargau 10 (9) Werke mit 3793 (4259), Bern 25 (25) Werke mit 3061 (3565), Solothurn 11 (12) Werke mit 2778 (3120), Thurgau 9 (9) Werke mit 2082 (2192) Arbeitern usw.

In Bezug auf die Tätigkeit des Vereins im Berichtjahr ist zu erwähnen, dass der Ausbruch des Weltkriegs den Vorstand vor einer Reihe neuer ungewohnter Aufgaben stellte, denen sich noch weitere, namentlich bei Neuregelung kommander normaler Verhältnisse hinzugesellen dürften. Eine besondere Aufmerksamkeit wurde dem *Warenverkehr mit dem Ausland* und der damit zusammenhängenden Versorgung unserer Industrie mit Rohmaterialien geschenkt, in welcher Hinsicht von dem vom Bundesrat in Aussicht genommenen *Einfuhrtrust* eine wesentliche Besserung der Verhältnisse zu erhoffen war.

Einen schweren Verlust hat der Verein durch den Hinschied seines langjährigen Vorstandsmitgliedes Ingenieur *Robert Meier*, Generaldirektor der L. v. Roll'schen Eisenwerke, erlitten, dem auch wir in unserm vorletzten Band (Nr. 2 und 3 vom Juli 1914) einen Nachruf gewidmet haben.

Ueber die *Lage der schweizerischen Maschinen-Industrie* im Jahre 1914 finden wir in der dem bezüglichen Bericht beigegebenen „Uebersicht des Verkehrs in Maschinen, Maschinenteilen und Eisenkonstruktionen, nach den hauptsächlichsten Absatzländern geordnet“ die folgenden Zahlen:

Eine *Verminderung der Einfuhr* ist bei den meisten Positionen eingetreten, und zwar bei: Dampf- und andere Kessel aus Eisen von 2321300 auf 1820800 Fr., aus andern Metallen von 145200 auf 107300 Fr.; Spinnereimaschinen von 2251000 auf 1157700 Fr.; Webstühle von 401500 auf 297300 Fr.; andere Webereimaschinen von 569100 auf 435000 Fr.; Strick- und Wirkmaschinen von 354200 auf 248800 Fr.; Stickmaschinen von 1368900 auf 278700 Fr.; Nähmaschinen von 2477400 auf 1360200 Fr.; Buchdruckerei- und Buchbindereimaschinen von 2464100 auf 1552700 Fr.; Ackergeräte von 719600 auf 611400 Fr.; hauswirtschaftliche Maschinen von 568000 auf 376800 Fr.; landwirtschaftliche Maschinen von 2030500 auf 1583100 Fr.; elektrische Maschinen, Transformatoren von 1542800 auf 1374800 Fr.; Papiermaschinen von 1415400 auf 1333200 Fr.; Müllereimaschinen von 184900 auf 132400 Fr.; Wasserkraftmaschinen von 745500 auf 464900 Fr.; Dampfmaschinen von 851400 auf 494400 Fr.; Werkzeugmaschinen von 6204200 auf 4125200 Fr.; Maschinen für Nahrungsmittel von 2008900 auf 1304000 Fr.; nicht besonders genannte Maschinen und mechanische Geräte von 11867000 auf 8288300 Fr.; eiserne Konstruktionen von 1488000 auf 996800 Fr.; Automobile, nicht gepolsterte, von 4157100 auf 3262400 Fr.; Automobile, gepolsterte, von 5046500 auf