

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 83/84 (1924)
Heft: 3

Artikel: Die Ringfeder, ein neues Maschinenelement
Autor: Wetzel, C.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-82830>

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: 30.01.2025

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

MODERNE WIENER ARCHITEKTUR.

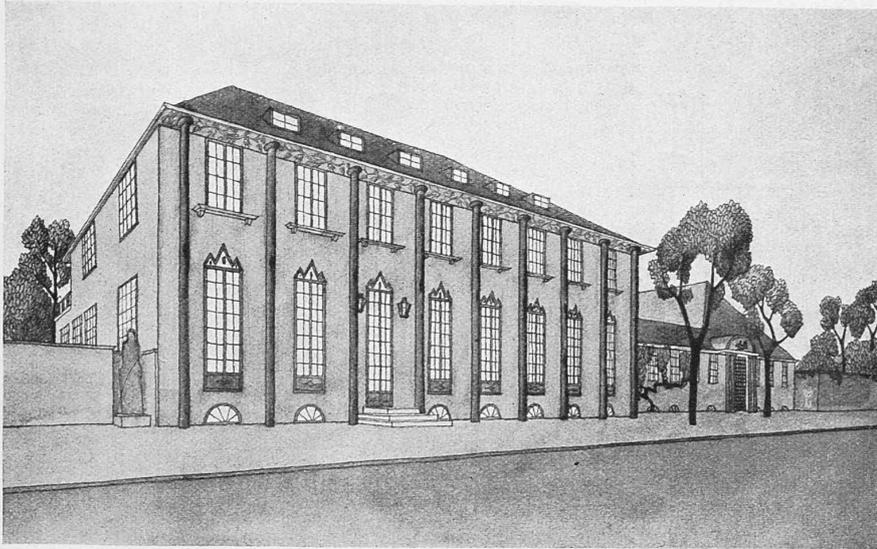


Abb. 24. Entwurf zur Villa eines Eisenhändlers von Arch. Prof. Jos. Hoffmann.
Ansicht der Strassenseite; Säulen und Fensterumrahmungen in Gusseisen.

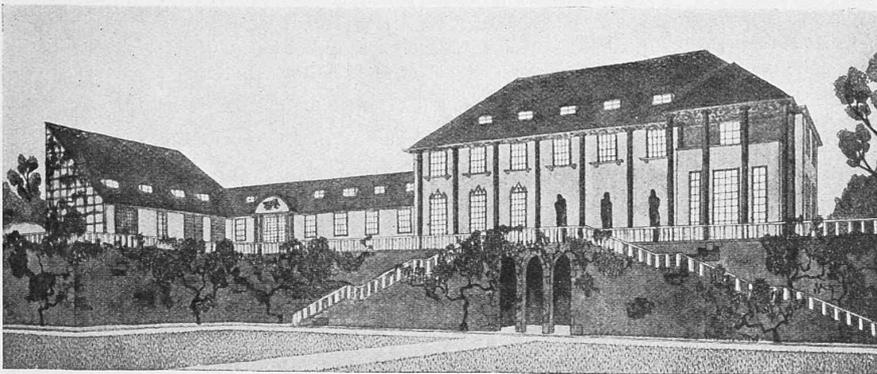


Abb. 25. Gartenseite obiger Villa an der Peripherie Wiens.

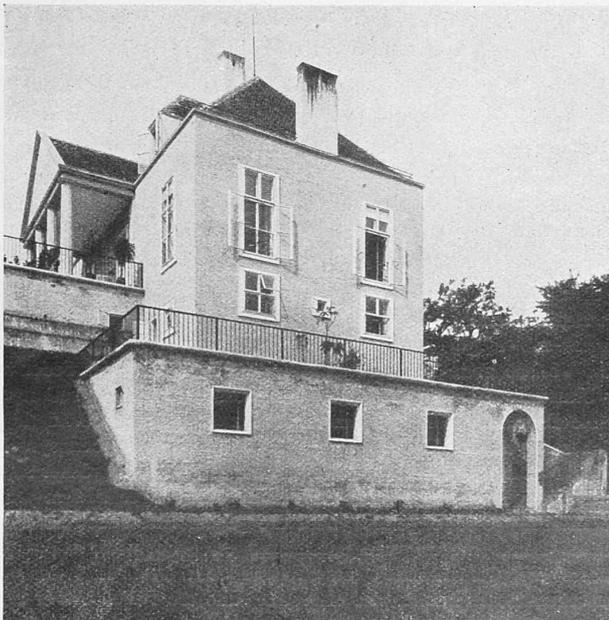


Abb. 26. Villa an der Peripherie Wiens.
Arch. Prof. Oskar Strnad.

frischen Atem in das Schaffen der jungen Generation.

Wenn wir ein Facit aus dem Besprochenen ziehen wollen, so können wir sagen, dass hier ein ehrlicher Wille selbstvertrauend an der Arbeit ist und bereits in Vielem dauerhafte Früchte getragen hat. Aus diesen Werken spricht die lebendige Wesensart eines Volkes, das ohne allzuviele Polemik, scheinbar mit Leichtigkeit, die Problematik architektonischer Grundfragen zu überwinden und lösen weiss und dessen Wege subjektivistischer Selbständigkeit ein ziemlich einheitliches Gesamtbild zeigen. Solche Einheit beweist, dass heute ein Höhepunkt architektonischer Entwicklung erreicht worden ist. Dieser gesunde Höhepunkt, der dem Morgen nicht schaden kann, der keinen Keim des Verfalls in sich birgt, regt den kritischen Betrachter zu produktivem Schaffen an und hilft mit, das Pro et Contra über subjektivistische Architekturfragen zu klären.

Die Ringfeder, ein neues Maschinenelement.

Von Ing. (S. I. A.) C. Wetzel, Zürich.

Häufig tritt an den praktischen Konstrukteure die Notwendigkeit der Verwendung nachgiebiger, bzw. federnder Unterlagen für grosse Kraftwirkungen heran, wobei vielfach auch eine Arbeitsvernichtung erwünscht oder erforderlich ist. Dies wird z. B. überall da der Fall sein, wo zeitlich aufeinanderfolgende Kraftimpulse bei starrer Lagerung des Maschinenkörpers auf dem Fundament zu Erschütterungen führen, die sich durch Resonanz verstärken können. In diesem Falle ist daher eine energische Dämpfung erwünscht, die innerhalb des Zeitintervalls zwischen zwei Kraftimpulsen die Schwingungsarbeit aufzuzehren vermag. Eine derartige Aufgabe liegt z. B. vor bei der Lagerung von Chabotten für Dampfhammer.

Andererseits müssen des öfteren grössere Arbeitsgrössen federnd aufgenommen, jedoch nach Möglichkeit schnell vernichtet werden, wie z. B., um bei dem genannten Fall zu bleiben, bei Dampfhammern. Bei diesen wird der rückläufige Kolben durch eine Feder abgefangen, jedoch beschleunigt die Feder den Kolben wieder bei der Richtungsumkehr, wobei dem Hammerführer das Gefühl für die Schlagwirkung verloren geht, sodass er diese nur grob abzustufen vermag. Je weniger der Kolben von der sich ausdehnenden Feder beeinflusst wird, um so feiner kann der Hammerführer die Intensität des Schlages bemessen.

Ein anderes wichtiges Anwendungsgebiet kraftverzehrender Federn ist die Pufferung der Fahrzeuge. Die beim Zusammendrücken der Puffer in diesen aufgespeicherte Arbeit wird beim Zurückgehen der bisher üblichen Puffer frei, und beansprucht die Zugvorrichtungen. Da die Federn der Zugvorrichtungen aus betriebstechnischen Gründen aber schwächer sind, als die der Puffer, so muss, sofern keine Arbeitsverzehrung erfolgt, die Differenz der Arbeitsfähigkeiten der Puffer und Zugapparate durch die starren Kupplungen, bzw. durch die Untergestellkonstruktion aufgenommen werden, was vielfach zu Zugstrennungen durch Bruch der Kupplungen, bzw. zu hohen Beanspruchungen und vorzeitigem Verschleiss der Wagenkonstruktion führt. Insbesondere wird dieser Uebelstand sich in Zukunft geltend machen, da die Zunahme der Ladefähigkeit der Fahrzeuge auch eine Vergrösserung der Pufferarbeit bedingt, während die Arbeit der Zugvorrichtungen nicht entsprechend erhöht werden kann.

Die beiden Forderungen der hohen Kraftentwicklung bei wirksamer Abbremsung des Rückganges werden nun in idealer Weise durch das im Folgenden beschriebene Ringfeder-Element verwirklicht. Es liegt auf der Hand, dass solche stossverzehrende Pufferungen die vernichtenden Wirkungen eines Zugzusammenstosses zum mindesten mildern werden; sie dürften daher ausser an den schweren Wagen besonders an den Lokomotiven am Platze sein.

Wenn vorstehend auf die grossen schweren Bahnfahrzeuge hingedeutet wurde, so ist zu sagen, dass die gleichen Gründe für die Anwendung der Ringfeder-Pufferung an kleinern Bahnwagen, an fahrbaren Kranen u. a. sprechen, denn eine Beseitigung des Hin- und Herschleuderns bedeutet eine Schonung aller Konstruktionsteile, eine Verlängerung der Lebensdauer und damit die Verrbilligung der Anlage, und welche Annehmlichkeit sie für die Fahrgäste bedeutet, bedarf keines Hinweises.

Ein weiteres Anwendungsgebiet der Ringfeder liegt in dem Abfangen hydraulischer Stösse und Schläge beliebiger Grösse, in der Vernichtung schädlicher Kraftauswirkungen an grossen Maschinenanlagen jeglicher Art und vielen anderen Gelegenheiten.

Das Ringfeder-Element der „Ringfeder G. m. b. H.“ in Urdingen besteht, wie Abb. 1 darstellt, aus zwei vollkommen geschlossenen Ringen a und b, von denen die Aussenflächen des Innenrings a, bzw. die Innenflächen des Aussenrings b kegelförmig gestaltet sind. Wird nun auf diese beiden Ringe ein axialer Druck ausgeübt, so drücken sich beide Ringe ineinander, wobei der Aussenring gedehnt, der Innenring aber gedrückt wird. Ausserdem entsteht eine namhafte Reibung, die die Federkraft beim Zusammendrücken wesentlich erhöht, sie beim Zurückgehen aber wirksam vermindert (Abb. 2), also die gewünschte Abbremsung hervorruft. Je nach der gewünschten Federung werden verschiedene Elemente hintereinander geschaltet, sodass auf diese Weise eine beliebig weiche Feder entsteht. Es werden dabei je zwei Elemente a bzw. b der Abb. 1 zusammengefasst, um die Feder standsicher zu gestalten. Abb. 3 und 4 zeigen Anwendungen dieser Feder, und zwar Abb. 3 die Ringfeder als Kolbenfang für Dampfhämmer, Abb. 4 einen Ringfederpuffer.

Diese Feder stellt die erste praktisch ausgeführte und brauchbare Zug- und Druckfeder dar, denn es werden die Aussenringe rein auf Zug, die Innenringe rein auf Druck beansprucht, wobei allerdings geringe Nebenbeanspruchungen auf Biegung auftreten, die indessen für die Beurteilung der Wirkungsart unwesentlich sind. Da aber bekanntlich Zug- und Druckbeanspruchungen eine weit bessere Ausnutzung des Stahls in bezug auf Arbeitsvermögen darstellen, als die bekannten anderen Beanspruchungsarten, so ist diese Feder jeder andern bekannten Federgattung um das vier- bis fünffache an Arbeitsfähigkeit überlegen. Es lassen sich daher mit diesem neuen Element Kraft- bzw. Arbeitswirkungen erzielen, die mit andern Federgattungen bekannter Art unerreichbar sind, wie dies aus obestehender Normalreihe ersichtlich ist. Diese stellt eine Grobreihe von Triebfedern dar, beginnend mit einer Feder von 48,9 cm Aussendurchmesser und 199,8 t Axialkraft, und endend mit einer Feder von 8,2 cm Aussendurchmesser und 5,55 t Axialdruck.

Es lassen sich, wenn erforderlich, ohne technische Schwierigkeiten, auch Federn mit weit grösseren Kraftwirkungen beliebiger Höhe ausführen, sofern die Durchmesser entsprechend gewählt werden können. Die Federung lässt sich durch die Anzahl der Elemente beliebig erhöhen. Es werde z. B. verlangt, dass 50000 kg mit 8 cm Federung abzufedert werden. Die in der Tabelle nächstliegende Normalfeder ist die Feder I 4 mit 25 cm Aussendurchmesser und 52800 kg Höchstbelastung. Die Federung dieses Elementes beträgt 0,39 cm, folglich ist die Anzahl „n“ der Elemente $n = 8 : 0,39 = 20,5$. Bei 20 Elementen hat die Feder eine Federung von 7,8 cm und eine Höhe von $20 \cdot 2,6 = 52$ cm. Die Berechnung der Feder gestaltet sich verhältnismässig einfach, wenn man von gleichen Beanspruchungen der Aussen- bzw. Innenringe ausgeht. Soll mittels einer Ringfeder eine Höchstkraft P federnd aufgenommen werden, so ist zu berücksichtigen, dass ein Teil dieser Kraft rein elastisch, der andere als Reibung auftritt. Bezeichnet P die Summe beider Kräfte, N den zwischen den Konusflächen wirkenden Radialdruck (Abb. 1), so wird bekannter Weise

$$P = N \frac{\operatorname{tg} \alpha + \varphi}{1 - \varphi \operatorname{tg} \alpha}, \text{ und für } \varphi = 0: P_0 = N \operatorname{tg} \alpha$$

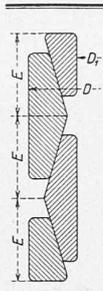


Abb. 5.

| No. der Feder | Hauptabmessungen der Feder in cm | | | Höchstbeanspruchungen | | Gesamt-Arbeitsvermögen cmkg | Federung pro Element cm | Höchstbelastung | | Rücklaufkraft kg |
|---------------|----------------------------------|----------------|------|---------------------------------------|--|-----------------------------|-------------------------|-----------------|----------------|------------------|
| | D | D ₁ | E | Aussenringe kz = cmkg ² | Innenringe Kd = 1,2 kz cmkg ² | | | elastisch kg | mit Reibung kg | |
| 1.1 | 48,9 | 42,85 | 5,1 | 9200 | 11300 | 49332 | 0,79 | 1.4900 | 199800 | 55600 |
| 1.2 | 39,1 | 34,18 | 4,1 | 9200 | 11040 | 24694 | 0,625 | 79000 | 126400 | 34200 |
| 1.3 | 31,3 | 27,48 | 3,3 | 9200 | 11090 | 12600 | 0,5 | 50400 | 80600 | 22400 |
| 1.4 | 25 | 21,86 | 2,6 | 9200 | 10950 | 6420 | 0,39 | 33000 | 52800 | 14700 |
| 1.5 | 20 | 17,38 | 2,1 | 9200 | 10600 | 3300 | 0,33 | 20100 | 32200 | 8950 |
| 1.6 | 16 | 14,05 | 1,7 | 9200 | 11000 | 1693 | 0,244 | 13880 | 22200 | 6400 |
| 1.7 | 12,8 | 11,16 | 1,35 | 9200 | 11500 | 990 | 0,21 | 8900 | 14200 | 3850 |
| 1.8 | 10,2 | 8,95 | 1,1 | 9200 | 10600 | 440 | 0,165 | 5300 | 8500 | 2300 |
| 1.9 | 8,2 | 7,21 | 0,9 | 9200 | 11000 | 234 | 0,135 | 3470 | 5550 | 1400 |

P_0 ist die elastisch aufgenommene Axialkraft. Es ist dann weiter

$$\frac{P}{P_0} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \varphi}{(1 - \varphi \operatorname{tg} \alpha) \operatorname{tg} \alpha} \text{ bzw. } P_0 = P \frac{\operatorname{tg} \alpha (1 - \varphi \operatorname{tg} \alpha)}{\operatorname{tg} \alpha + \varphi}$$

für $\operatorname{tg} \alpha = 0,3$ und $\varphi = 0,16$ wird $P_0 = 0,62 P$.

Es ist somit die elastische Arbeit A zu leisten und zwar ist $A = \frac{P_0 f}{2}$, wobei f die Federung bedeutet. Wird ein Volumen V mit einer Beanspruchung k rein auf Zug bzw. Druck derart beansprucht, dass in jeder Faser k wirkt, so ist die Arbeitsfähigkeit dieses Systems bei dem Elastizitätsmodul E :

$$A = \frac{V k^2}{2 E}, \text{ und somit } V = \frac{P_0 f E}{k^2}$$

Bezeichnet l die Länge der Feder in ganz zusammengedrückt Zustand, D ihren Aussen- und d ihren Innendurchmesser, so wird $V = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) l$. D und l ergeben sich aus den Raumverhältnissen, d alsdann aus vorstehender Formel. Der mittlere Durchmesser beträgt $d_0 = \frac{1}{2} (D + d)$. Der Durchmesser des Schwerpunktkreises eines äusseren Ringes beträgt $(d_0 + x)$ und der eines Innenringes $(d_0 - x)$. Der Aussenring dehnt sich diametral um das

Mass $(d_0 + x) \frac{k}{E}$, und der Innenring um das Mass $(d_0 - x) \frac{k}{E}$, wodurch zwischen beiden ohne axialen Vorschub ein Spalt

$$s = \frac{1}{2} \frac{k}{E} (d_0 + x + d_0 - x) = \frac{d_0 k}{E}$$

entstände. Dieser Spalt s ergibt einen axialen Vorschub $f_1 = \frac{s}{\operatorname{tg} \alpha}$ pro Element, die Anzahl n der Elemente beträgt dann $n = \frac{f}{f_1}$ und die Höhe h eines Halbringes $h = \frac{l}{n}$.

Auf Grund dieser Daten lassen sich nunmehr alle Konstruktionsdaten der Feder bestimmen. Wichtig ist lediglich noch die Bestimmung der Zusatzbeanspruchungen. Bezeichnet r den Schwerkreishalbmesser eines ungedehnten Ringes, r' den des gedehnten Ringes, und J das Trägheitsmoment des Ringquerschnittes, so ergibt sich ein Zusatzmoment M im Ringquerschnitt von der Grösse $M = J \cdot E \frac{r' - r}{r' r}$. Der Zähler $(r' - r)$ ist aber gleich dem Wert $\frac{r k}{E}$, der Nenner mit sehr grosser Annäherung gleich r^2 , somit wird $M = \frac{k J}{r}$, da $M = \frac{J}{e} k_b$ ist, wobei e den Abstand der stärkst gespannten Faser des Ringquerschnittes von der neutralen Axe, und k_b die Zusatzbeanspruchung bedeuten. Es ist somit $\frac{J}{e} k_b = \frac{k J}{r}$, bzw. $k_b = \frac{k e}{r}$.

Ausserdem tritt zwischen den Ringen die axiale Druckkraft P auf, die eine Zusatzdruckbeanspruchung k_d erzeugt. Bezeichnet F die axiale Projektion der Kegelfläche eines Ringes, so wird $k_d = \frac{P}{F}$. Die Druckbeanspruchung k_d erzeugt eine Querkontraktion k_q , die sich zu $k_q = 0,3 k_d$ ergibt. Es wirkt somit in den Zugringen eine Beanspruchung $k + k_b + k_q$, und in den Druckringen eine solche von $k + k_b - k_q$.

Von besonderer Bedeutung für die Haltbarkeit der Feder ist der Umstand, dass die Zugringe eine grössere Zähigkeit verlangen als die Druckringe. Es werden deshalb zweckmässig die Zugringe weicher hergestellt als die Druckringe und diese höher beansprucht als jene. Der Querschnitt der Zugringe muss deshalb grösser sein, als die der Druckringe. Die Berechnung derartiger Federn wird zweckmässig so durchgeführt, dass die gewünschte Feder auf eine mittlere Beanspruchung wie vorstehend errechnet wird, und dass alsdann die Querschnitte entsprechend dem Verhältnis der gewünschten Beanspruchungen abgestuft, und die Feder in der veränderten Form nochmals wie folgt durchgerechnet wird. Man bestimmt das Volumen der Aussenringe sowie das der Innenringe besonders, errechnet dann für jede Gruppe die Arbeitsfähigkeit,

DIE RINGFEDER, EIN NEUES MASCHINEN-ELEMENT.

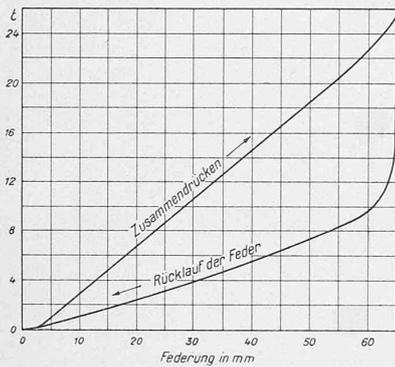


Abb. 2. Diagramm der Feder-Bewegungen bei Stoss und Rücklauf.

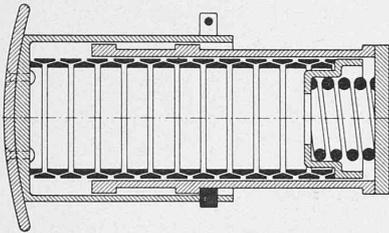


Abb. 4. Ringfeder-Eisenbahnpuffer.

und aus der Gesamtarbeit der Feder, bzw. aus den Dehnungen der Ringe Endkraft und Federung. Zweckmässig wählt man für einen guten Federstahl die Beanspruchung der Aussenringe zu 10000 kg/cm² und die der Innenringe zu etwa 12500 kg/cm², einschliesslich der Nebenbeanspruchungen.

Ein besonderer Vorteil dieser Federn besteht darin, dass beim Zerspringen eines Ringes infolge von Materialfehlern, lediglich dieser Ring ersetzt zu werden braucht, während bei anderen Federn die ganze Feder unbrauchbar wird.

Wie bereits oben angedeutet, ist das Verwendungsgebiet der Ringfeder unabsehbar; sie ist durch ihre einfache Druck- und Zugbeanspruchung, infolge ihrer symmetrischen und konzentrierten Form überall anbringbar, wo die viel weniger leistenden, bisher üblichen Federn schon längst ihren Dienst versagt haben.

Zum Energie-Export nach Frankreich.

Alle bisherigen Erörterungen dieser Frage in der „S. B. Z.“ beleuchten sie in Bezug auf die Wahrung der schweizerischen Interessen. Es gibt aber auch eine Gegenseite, nämlich den Standpunkt der ausländischen Bezüger schweizerischer Energie, und da dürfte es von Wert sein, auch einmal eine solche Stimme zu vernehmen und zu erfahren, dass auch drüben die Meinungen geteilt sind. Hierüber berichtet in der „Revue Gén. de l'Electricité“ vom 5. Juli d. J. E. Garnier, Ingenieur der „Soc. alsac. et lorr. d'Electricité“ in ausführlicher Weise über die bezügl. *Verhältnisse in Frankreich*, dem weitaus bedeutendsten Exportland schweizerischer Energie. Wir machen hiermit auf die Darlegungen Garniers im genannten Blatte aufmerksam, müssen uns aber hier damit begnügen, ihren Inhalt nur anzudeuten.

Der Berichterstatter schildert zunächst den, bzw. die schweizerischen Standpunkte, sodann die Stellungnahme der französischen Interessenten. Von diesen sind vorab die elsass-lothringischen Industriellen mit ihren langfristigen, günstigen Abschlüssen dem Bezug schweizerischer Energie günstig gesinnt, weil er ihre Konkurrenzfähigkeit stärkt. Die gegenteilige Stellung nehmen die Industriellen der Alpen- und Südost-Regionen ein, die im Energiebezug die Hintanhaltung des Ausbaues ihrer eigenen Wasserkräfte sowie die Konkurrenzierung der bereits ausgebauten, schliesslich auch die wirtschaftliche Abhängigkeit als lästig empfinden. In diesem Zu-

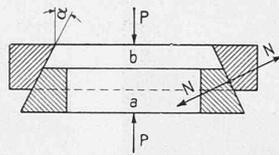


Abb. 1. Ringfeder-Element.

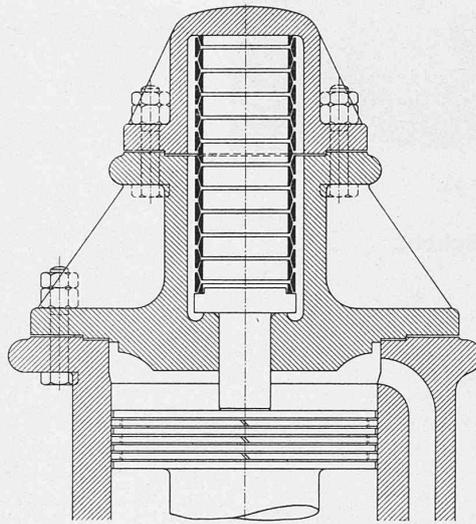


Abb. 3. Ringfeder-Kolbenfang für Dampfhämmer.

sammenhang wird bemerkt, dass an allen Wasserkraftanlagen nach 75 Jahren der französische Staat das Heimfallrecht geltend macht und dass es daher billig wäre, wenn er den Bezug ausländischer Energie mit Gebühren belegen würde von mindestens der Höhe der von den französischen Wasserkraftwerken zu entrichtenden Wasserzinsen und Abgaben.

Ingenieur Garnier schildert dann die gegenwärtige Lage auf dem schweizerischen Energiemarkt und die künftigen Entwicklungsmöglichkeiten unserer Wasserkraftnutzung, dann, ziemlich eingehend, das schweizerische Energie-Verteilungsnetz, genauer gesagt die Leitungen unserer grossen Produzenten und deren verschiedene Kombinationsmöglichkeiten. Im Wortlaut seien aber hier noch mitgeteilt seine auch für unsere Kreise, insbesondere im Hinblick auf den spekulativen Bau ausgesprochener Export-Kraftwerke beachtenswerten

Schlussfolgerungen:

„Conclusions. Nous venons de voir le nombre et la puissance des usines hydrauliques actuellement en construction en Suisse et surtout le nombre et la puissance de celles encore en projet. Nous de-

vons craindre, par suite, un développement très considérable de l'exportation d'énergie. Il faut dire „craindre“, car, ce que nous prendrons aux usines suisses, nous ne le demanderons pas aux nôtres et, par cette importation étrangère, nous favoriserons le développement des richesses hydrauliques suisses au lieu de faciliter le nôtre. Il ne faut d'ailleurs pas se dissimuler que la Suisse a un grand avantage sur nous, c'est de posséder de très hautes chutes, alors que nous-mêmes n'avons plus guère que des basses chutes beaucoup plus coûteuses à aménager. Cela nous rend difficile la lutte contre l'importation suisse, d'où la nécessité de nous protéger par l'établissement d'un droit de douane. Mais à côté de cela, il faut songer à la situation de l'est de la France et de l'Alsace-Lorraine. Si nous voulons diminuer l'importation d'énergie, il faut que nous puissions la remplacer par une autre aussi avantageuse. Nous pourrions, dans ce but, utiliser l'énergie du Rhin. Dans un an environ, on doit commencer la construction de l'usine de Kembs, la première des usines du Rhin, qui donnera en moyenne une puissance de 120000 ch. L'énergie que nous obtiendrons de cette usine compensera largement la perte de courant suisse. On projette la mise en marche de l'usine de Kembs pour 1930. Il ne semble donc pas possible d'imposer l'énergie électrique importée avant cette date. Quand l'usine de Kembs sera en marche, nous aurons encore à tenir compte des contrats de longue durée, conclus par les sociétés de l'est de la France, qui doivent courir jusque vers 1936 ou 1937. On pourrait peut-être admettre que, pour tous les contrats signés avant le 1^{er} janvier 1924 et jusqu'à leur achèvement, l'énergie ne serait taxée que d'un droit assez minime. Mais pour l'avenir, ainsi que nous le faisons remarquer plus haut, il faut absolument protéger nos usines de basses chutes contre la concurrence des usines de hautes chutes étrangères par un droit suffisamment élevé. Quel devra être ce droit? Il ne nous est pas possible de l'indiquer; cela peut dépendre de beaucoup de circonstances; nous rappellerons cependant qu'à la Chambre syndicale des Producteurs et Distributeurs d'Énergie on a cité le chiffre de 3 centimes par kilowatt-heure. Nous aurions ainsi l'avantage, sans porter atteinte aux situations existantes, d'empêcher le développement trop rapide d'industries étrangères pouvant nous concurrencer. Les intérêts généraux du pays seraient protégés sans pour cela léser les intérêts régionaux.“