

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 127/128 (1946)
Heft: 2

Artikel: Spiralfedern unter radialer Last
Autor: Baldauff, F.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-83777>

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: 14.05.2025

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

Spiralfedern unter radialer Last

Von Dipl. Ing. F. BALDAUFF, SLM, Winterthur

1. Beschreibung der Feder und ihrer Deformation

Spiralfedern aus Federstahlband von rechteckigem Querschnitt bilden in Fällen, wo Kräfte von beliebig wechselnden Richtungen abgefedert werden sollen, ein sehr geeignetes Maschinenelement. Man baut dazu die Feder in eine runde Kapsel (Bild 1) ein und belastet sie mit einem durch ihre Axe gesteckten Zapfen. Im allgemeinen erfolgt dabei die Deformation der Feder derart, dass nach einem bestimmten Einfederungsweg die zweitäusserste Windung auf die äusserste zu liegen kommt. Die restlichen inneren, noch deformierbaren Windungen bilden, da sie im Durchmesser kleiner sind, eine steifere Feder, in der sich bei zunehmender Last sukzessive weitere Windungen berühren. Sobald eine Windung auf die vorhergehende zum Aufliegen kommt, kann sie sich bei steigender Belastung des Zapfens nicht weiter deformieren; die in ihr aufgespeicherten Spannungen haben einen Höchstwert erreicht. Das Kraft-Einfederungsdiagramm wird daher an den Stellen Unstetigkeiten aufweisen, an denen durch das gegenseitige Aufliegen von Windungen ihre weitere Deformierbarkeit für die Gesamtfeder ausgeschieden wird. Die Berechnung kann daher nur schrittweise vorgenommen werden.

In den meisten Fällen sind dem Konstrukteur für den Entwurf einer Feder die grösste Kraft und die grösste Einfederung vorgeschrieben. Die grössten zulässigen Spannungen sind durch das Federmaterial bestimmt, wobei zu beachten ist, ob es sich um eine ruhende oder eine wechselnde Last handelt. Häufig wird auch der Verwendungszweck Anhaltspunkte für die wünschbare Feder-Charakteristik geben. So kann z. B. eine anfangs weiche und dann harte Einfederung wegen der Dämpfung erwünscht sein. Oft sind auch die Einbaudimensionen vorgeschrieben. Bei

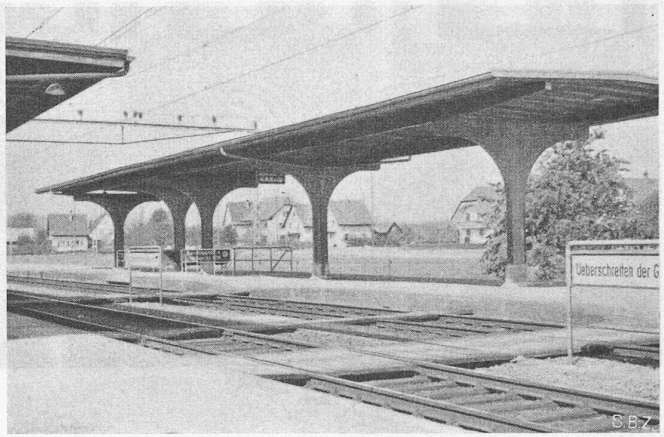


Bild 11. Perrondach II in Däniken

gefederten Rädern kann z. B. der Abstand zwischen Nabe und Felge nicht beliebig gewählt werden.

Um alle diese Bedingungen zu erfüllen, können beim Entwurf die Breite und die Dicke des Federblattes, sowie die Abstände zwischen den Windungen variiert werden. Im vorliegenden Aufsatz wird eine genügend genaue und einfache Methode für den Entwurf von Spiralfedern und die Berechnung ihrer Charakteristik entwickelt. Für die Berechnung wird angenommen, dass sich eine Federwindung aus zwei Halbkreis-Bögen zusammensetzt und dass der Zapfen im Innern der Feder drehbar gelagert ist, dort also kein Drehmoment überträgt. Da die Abstände zwischen den Windungen aus Festigkeitsgründen nicht sehr gross sein können, wird durch die Aufteilung einer Windung in zwei Kreisbögen eine gute Kontinuität der Form erzielt. Die geometrische Konstruktion wird sehr einfach (Bild 2). Wie Versuche zeigen, beeinflussen grössere Abweichungen von der Kreisbogenform die Charakteristik nur unbedeutend.

2. Entwurf einer Feder-Windung bei Belastung durch ein Gewicht

Zunächst soll untersucht werden, wie sich eine aus der Feder herausgeschnittene Windung deformiert (Bild 3). Alle übrigen Windungen seien als starr vorausgesetzt. Die inneren Windungen seien durch eine starre Verbindung zwischen dem Angriffspunkt A der Kraft P und dem einen Ende des Spiralelementes B ersetzt. Das andere Ende sei bei C eingespannt. Bringt man im Punkte A ein Gewicht P an, so bewegt sich A schräg nach rechts unten; gleichzeitig verdreht sich die starre Verbindung zwischen A und B.

Für die Berechnung der Deformation vernachlässigen wir die elastischen Verschiebungen durch Normalkräfte, ebenso die der Querschnitte gegeneinander durch Querkkräfte und auch die Verlängerung der Mittellinie durch Verschiebung der neutralen Axe des gekrümmten Stabes, da die Federdicke im Verhältnis zum Radius im allgemeinen klein ist. Wir setzen also bei rechteckigem Stabquerschnitt für das Trägheitsmoment $J = bh^3/12$. Diese Vereinfachungen sind in den allermeisten Fällen zulässig und Abweichungen treten höchstens bei den innersten Windungen mit kleinem Verhältnis $r:h$ auf, die das Gesamtbild jedoch nicht beeinflussen, da ihre Deformationen sowieso nur sehr gering sind. Zur Berechnung der Deformation wird also einzig das Biegemoment herangezogen. Unter diesen Voraussetzungen berechnet sich die Verschiebung in vertikaler Richtung nach dem Satz von Castigliano zu:



Bild 10. Perrondach in Sissach, Ansicht von unten

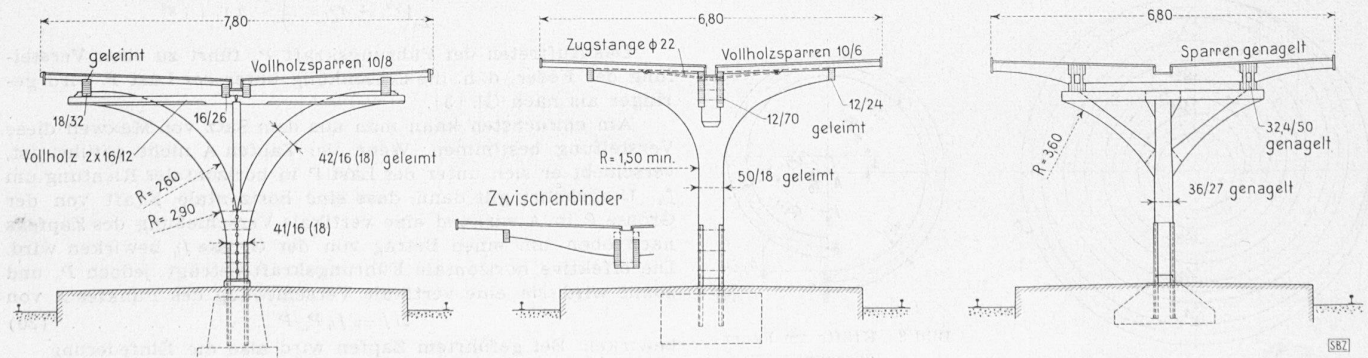


Bild 12. Liestal, Projekt Chopard (nicht ausgeführt)

L. A. 1939, jetzt Yverdon, Projekt Zöllig

L. A. 1939, jetzt Martigny, Projekt Maillart, 1:140

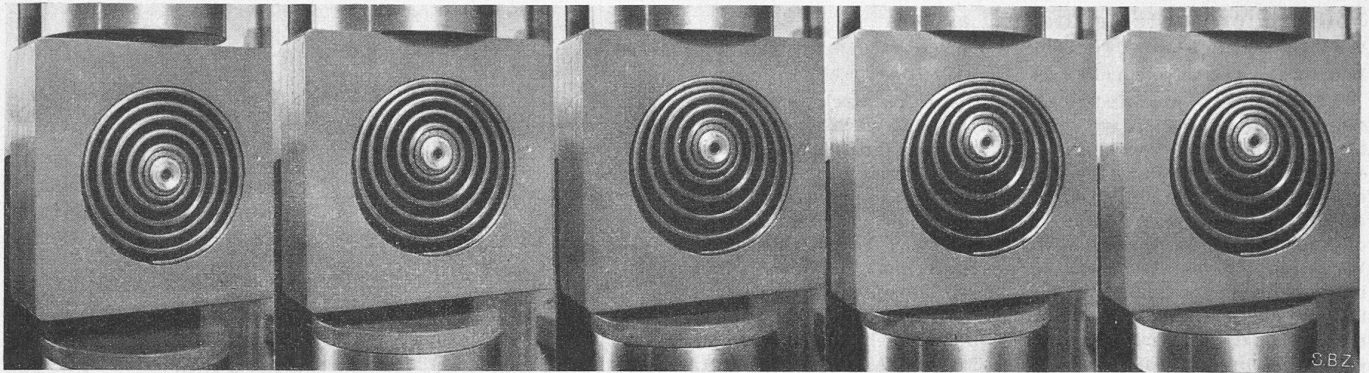


Bild 1. Spiralfeder unter radialer Last

$$f_v = \int_0^l \frac{M}{J E} \frac{\partial M}{\partial P} dl \quad (1)$$

Das Moment M sei positiv angenommen, wenn sich die Windung unter der Last öffnet und negativ, wenn sie sich schliesst. Für die rechte halbe Windung gilt:

$$M = P r_{i+1} \sin \varphi_{i+1} \quad (2)$$

$$\frac{\partial M}{\partial P} = r_{i+1} \sin \varphi_{i+1} \quad (3)$$

$$dl = r_{i+1} d\varphi_{i+1} \quad (4)$$

Für die linke halbe Windung ändert das Vorzeichen von (2) und (3). Die Integration führt zu:

$$f_v = \frac{\pi P}{2 J E} (r_{i+1}^3 + r_i^3) \quad (5)$$

Die grösstmögliche Deformation in vertikaler Richtung folgt aus den geometrischen Abmessungen zu:

$$f_{v \max} = 2 r_i - 2 r_{i+1} - h \quad (6)$$

Durch Gleichsetzung von (5) und (6) berechnet sich $P_{i,i+1}$ als die Kraft, die zum Auflegen der Windung führt, zu:

$$P_{i,i+1} = \frac{2 J E (2 r_i - 2 r_{i+1} - h)}{\pi (r_{i+1}^3 + r_i^3)} \quad (7)$$

Der Index $i, i+1$ von P deutet an, dass sich die beiden Windungshälften mit den Radien r_i und r_{i+1} berühren.

Die grösste Spannung in der linken halben Windung, also dort, wo der Hebelarm am grössten ist, beträgt:

$$\sigma_i = \frac{P_{i,i+1} r_i}{b h^2} + \frac{P_{i,i+1}}{b h} = \frac{P_{i,i+1}}{b h} \left(\frac{6 r_i}{h} + 1 \right) \quad (8)$$

Man kann in den meisten Fällen 1 gegenüber $6 r_i/h$ vernachlässigen. Das bedeutet, dass die Spannungserhöhung durch die Normalkraft nicht berücksichtigt wird. Dann wird einfach für den rechteckigen Querschnitt:

$$\sigma_i = \frac{6 P_{i,i+1} r_i}{b h^2} \quad (9)$$

Setzt man (7) in (9) ein, so wird:

$$\sigma_i = \frac{E}{\pi} \frac{h}{r_i} \frac{2 \left(1 - \frac{r_{i+1}}{r_i} \right) - \frac{h}{r_i}}{1 + \left(\frac{r_{i+1}}{r_i} \right)^3} \quad (10)$$

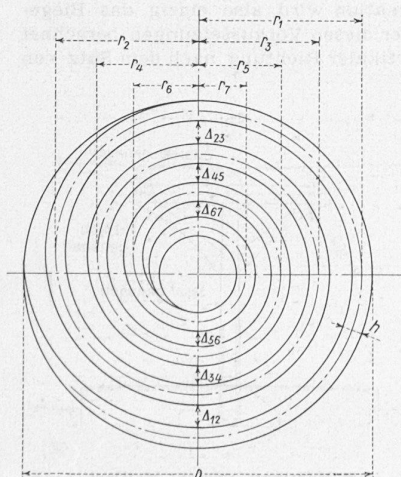


Bild 2 (links)
Spiralfeder

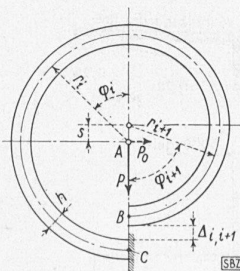


Bild 3. Kräfte am Feder-ausschnitt

Dies ist die grösste Biegespannung, die in der betrachteten Windung auftreten kann. In der rechten halben Windung ist sie kleiner, sie beträgt:

$$\sigma_{i+1} = \sigma_i \frac{r_{i+1}}{r_i} \quad (11)$$

Die Gleichung (10) ist in Bild 4 graphisch dargestellt und erlaubt die Spannungen in Funktion der Dimensionen jeder Windung abzulesen; sie dient auch zur schrittweisen Berechnung der Feder; bei bekanntem r_i und einer Wahl von σ_i findet man aus den Kurven r_{i+1} .

3. Entwurf einer Windung bei Belastung durch eine Kraft

Im Abschnitt 2 wurde angenommen, dass sich der Zapfen unter Einwirkung eines Gewichtes frei verschieben kann. Hier soll nun der Fall untersucht werden, in dem der Zapfen in Richtung der Kraft P geführt wird. Gleichzeitig soll der Nachweis erbracht werden, dass sich dadurch die Verhältnisse nur wenig ändern, sodass man für beide Fälle so rechnen kann, als ob in A (Bild 3) ein Gewicht wirken würde.

Die horizontale Führungskraft P_0 in A berechnet man, indem man nach Castiglano setzt:

$$f_h = \int_0^l \frac{M}{J E} \frac{\partial M}{\partial P_0} dl = 0 \quad (12)$$

Auf der rechten Seite ist:

$$M = P r_{i+1} \sin \varphi_{i+1} - P_0 (r_{i+1} \cos \varphi_{i+1} - s) \quad (13)$$

$$\frac{\partial M}{\partial P_0} = -(r_{i+1} \cos \varphi_{i+1} - s) \quad (14)$$

und auf der linken Seite:

$$M = -P r_i \cos \varphi_i + P_0 r_i \cos \varphi_i \quad (15)$$

$$\frac{\partial M}{\partial P_0} = r_i \cos \varphi_i \quad (16)$$

Die Integration über beide Windungshälften ergibt:

$$f_h = \frac{1}{J E} \left(2 P s r_{i+1}^2 + \frac{\pi}{2} P_0 r_{i+1}^3 + \pi P_0 s^2 r_{i+1} + \frac{\pi}{2} P_0 r_i^3 \right) \quad (17)$$

Mit $P_0 = 0$, d. h. bei Belastung durch ein Gewicht ergäbe sich für die horizontale Verschiebung:

$$f_h = \frac{2 P s r_{i+1}^2}{J E} \quad (18)$$

Bei Führung des Zapfens ist $f_h = 0$ und das Verhältnis der Führungskraft P_0 zu P folgt aus Gl. (17) zu:

$$\frac{P_0}{P} = - \frac{2 s r_{i+1}^2}{\frac{\pi}{2} (r_{i+1}^3 + r_i^3) + \pi r_{i+1} s^2} \quad (19)$$

Das Auftreten der Führungskraft P_0 führt zu einer Versteifung der Feder, d. h. die Einsenkung unter der Last P wird geringer als nach Gl. (5).

Am einfachsten kann man aus dem Satz von Maxwell diese Versteifung bestimmen: Wenn der Zapfen A nicht geführt ist, verschiebt er sich unter der Last P in horizontaler Richtung um f_h . Umgekehrt gilt dann, dass eine horizontale Kraft von der Grösse P in A wirkend eine vertikale Verschiebung des Zapfens nach oben um einen Betrag von der Grösse f_h bewirken wird. Die effektive horizontale Führungskraft beträgt jedoch P_0 und somit wird sie eine vertikale Verschiebung des Punktes A von

$$\Delta f = f_h P_0 / P \quad (20)$$

bewirken. Bei geführtem Zapfen wird also die Einfederung

$$f'_v = f_v - \Delta f \quad (21)$$

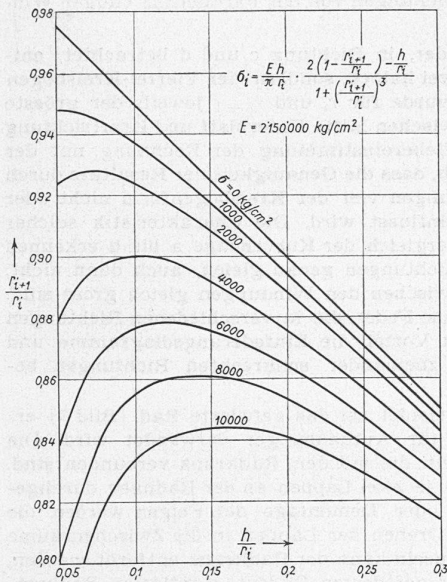


Bild 4. Beginn bei der äussersten Windung

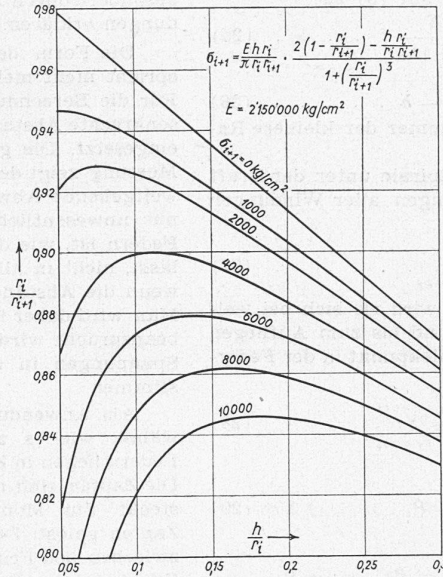


Bild 5. Beginn bei der innersten Windung

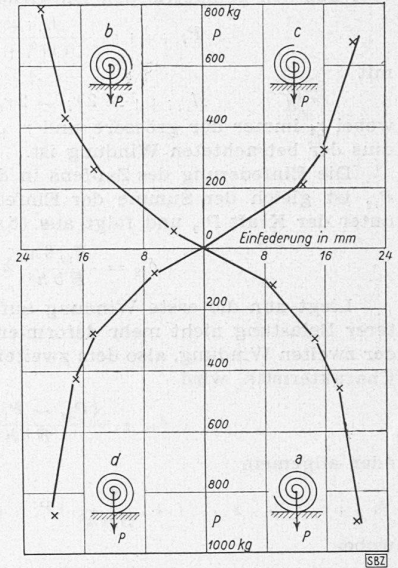


Bild 6. Gemessene Federdiagramme, * = Berechnete Knickpunkte

wobei f_v aus Gl. (5) einzusetzen ist. Wir wollen $\Delta f/f_v$ abschätzen, um zu sehen, ob Δf gegenüber f_v vernachlässigt werden kann. Mit Hilfe der Gl. (5), (19), (20) und $s = r_i - r_{i+1}$ berechnet sich

$$\frac{\Delta f}{f_v} = - \frac{16 \left(1 - \frac{r_{i+1}}{r_i}\right)^2 \left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)^4}{\pi \left\{ \pi \left[1 + \left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)^3\right] + 2\pi \frac{r_{i+1}}{r_i} \left(1 - \frac{r_{i+1}}{r_i}\right)^2 \right\} \left\{1 + \left(\frac{r_{i+1}}{r_i}\right)^3\right\}} \quad (22)$$

und ist somit nur vom Verhältnis r_{i+1}/r_i abhängig. Mit $r_{i+1}/r_i = 0,8$ wird $\Delta f = 0,0115 f_v$ also rund 1 % von f_v . Aus Bild 4 sieht man, dass in dem weiten Bereich von $h/r_i = 0,05$ bis 0,3, σ_i für $r_{i+1}/r_i = 0,8$ bereits über 8000 kg/cm² liegt; dieser Wert kann für Federstahl nur in seltensten Fällen als zulässig betrachtet werden. Grössere Werte von r_{i+1}/r_i führen zu kleinerem Δf . Man sieht also, dass man bei Berechnung von Federn so verfahren kann, als ob keine Führung vorhanden wäre. Dies erlaubt, die einfacheren Formeln aus Abschnitt 3 zu benutzen, die in Verbindung mit Bild 4 zur raschen Konstruktion von Federn führt.

4. Entwurf der gesamten Feder

Soll eine Feder entworfen werden, in der die Spannungen in jeder Windung nach Wunsch (z. B. konstant) verteilt werden sollen, so beginnen wir mit der äussersten Windung (vergleiche Bild 2). Der Büchsendurchmesser D sei gegeben. Dann ist $r_1 = \frac{1}{2}(D - h)$. Mit einer ersten Annahme von h lässt sich r_2 aus Bild 4 in Funktion von h/r_1 und σ ablesen. Die zweite Windung schliesst sich der ersten an und r_3 berechnet sich aus r_2 usw. Dieser Entwurf führt zu einer Feder, die nach allen Richtungen belastet werden kann. Aus der Konstruktion ergibt sich, dass der gesuchte Radius r_{i+1} jeweils kleiner ist, als der vorher bekannte und somit die Spannung σ_i immer die grösste in der betrachteten Windung auftretende Spannung ist.

Sinngemäss kann man für den Entwurf natürlich auch mit der innersten Windung beginnen. Soll einheitlich r_i wieder der bekannte, in diesem Fall kleinere Radius der Windung sein, so wird die grösste Spannung in der gesuchten Windungshälfte mit dem Radius r_{i+1} auftreten. In Gl. (10) müssen also die Indices i und $i+1$ vertauscht werden. Da r_i bekannt ist, müssen dann die Faktoren h/r_{i+1} mit r_i/r_i multipliziert werden, um ein analoges Kurvenblatt zu Bild 4 zu erhalten. Die Gl. (10) lautet also umgeformt:

$$\sigma_{i+1} = \frac{E h}{\pi r_i r_{i+1}} \cdot \frac{2 \left(1 - \frac{r_i}{r_{i+1}}\right) - \frac{h}{r_i} \frac{r_i}{r_{i+1}}}{1 + \left(\frac{r_i}{r_{i+1}}\right)^3} \quad (23)$$

In Bild 5 ist diese Gleichung graphisch dargestellt und dient dazu, Federn von innen nach aussen schrittweise zu entwerfen.

5. Berechnung der Federcharakteristik

Liegt der Entwurf einer Feder vor, so kann man zur Berechnung der Charakteristik schreiten. Zu diesem Zweck numerieren wir unabhängig davon, ob die Feder von aussen nach innen oder innen nach aussen entworfen wurde, die deformierbaren Radien von aussen nach innen mit $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$ (vgl. Bild 2). Die Abstände zwischen den einzelnen Windungen seien unten zwischen r_1 und r_2 mit Δ_{12} , oben zwischen r_2 und r_3 mit Δ_{23} usw. bezeichnet. Weiter wollen wir mit P_{12} die Kraft bezeichnen, die nötig ist, um die erste Windung so zu deformieren, dass $\Delta_{12} = 0$ wird, P_{34} um Δ_{34} zu 0 werden zu lassen usw. δ_{12} sei die Verschiebung des Mittelpunktes der Spirale unter der Last P_{12} , wenn also $\Delta_{12} = 0$ ist. δ_{34} die Verschiebung des Mittelpunktes der Spirale unter der Last P_{34} , wenn $\Delta_{34} = 0$ ist usw.

Die Kräfte $P_{i,i+1}$, die nötig sind, um die jeweiligen Windungen zum Aufliegen zu bringen, berechnen sich aus Gl. (9) zu:

$$P_{i,i+1} = \frac{\sigma_i b h^2}{6 r_i} \quad (24)$$

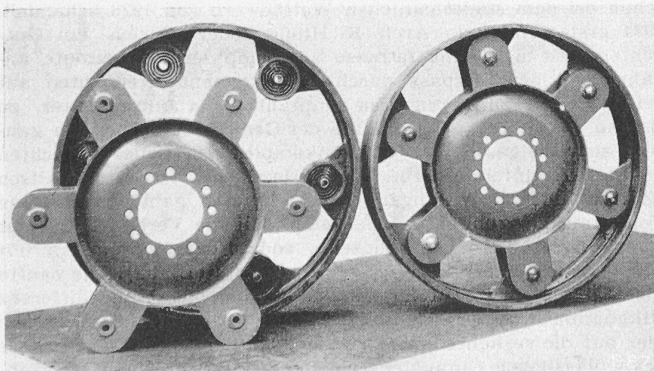


Bild 7. Gefedertes Rad der SLM Winterthur

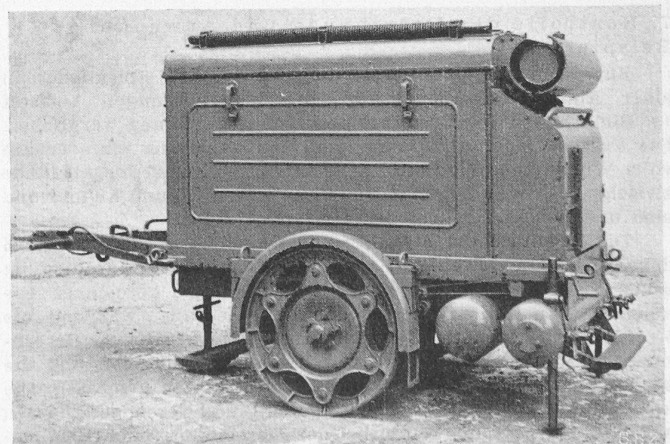


Bild 8 (rechts). Fahrbarer Kompressor der SLM auf gefederten Rädern

oder aus den geometrischen Dimensionen mit (5) zu:

$$P_{i,i+1} = \frac{A_{i,i+1} 2JE}{\pi(r_i^3 + r_{i+1}^3)} \quad (25)$$

mit

$$A_{i,i+1} = 2r_i - 2r_{i+1} - h \quad (26)$$

wobei r_i immer der grössere und r_{i+1} immer der kleinere Radius der betrachteten Windung ist.

Die Einfederung des Zapfens in der Spirale unter der Kraft P_{12} ist gleich der Summe der Einfederungen aller Windungen unter der Kraft P_{12} und folgt aus (5):

$$\delta_{12} = \frac{P_{12} 6\pi}{E b h^3} \sum_{r=r_1}^{r=r_n} r^3 \quad (27)$$

Liegt nun die erste Windung auf, so wird sie sich bei weiterer Belastung nicht mehr deformieren und bis zum Aufliegen der zweiten Windung, also dem zweiten Knickpunkt in der Feder-Charakteristik, wird:

$$\delta_{34} = \delta_{12} + \frac{(P_{34} - P_{12}) 6\pi}{E b h^3} \sum_{r=r_3}^{r=r_n} r^3 \quad (28)$$

oder allgemein:

$$\delta_{i,i+1} = \delta_{i-2,i-1} + \frac{6\pi}{E b h^3} (P_{i,i+1} - P_{i-2,i-1}) \sum_{r=r_i}^{r=r_n} r^3 \quad (29)$$

wobei

$$\delta_{1-2,1-1} = \delta_{1-1,1} = P_{1-2,1-1} = P_{1-1,1} = 0$$

6. Bemerkungen über den Berechnungsgang

A. Handelt es sich um die Nachrechnung einer schon ausgeführten Spirale oder um die Berechnung einer solchen mit gegebenem konstantem Windungsabstand, so misst und numeriert man die deformierbaren Radien von aussen nach innen (vgl. Bild 2) und kann dann die Charakteristik aufzeichnen, wenn man zunächst $P_{i,i+1}$ aus (25) und $\delta_{i,i+1}$ aus (29) berechnet, wobei $P_{i,i+1}$ die jeweiligen Knickpunktlasten im Einfederungs-Diagramm bei den Einfederungen $\delta_{i,i+1}$ des Zapfens der Spiralfeder bedeuten. Die grössten Biegespannungen in den jeweiligen Windungen berechnen sich aus (9). Der Spannungsaus-schlag in der gleichen Windungshälfte bei Schwingungsbeanspruchung, d. h. wenn die Feder nach beiden Seiten in Richtung A-C (Bild 3) schwingt, berechnet sich zu

$$\sigma_{\text{tot } i} = \sigma_i + \sigma_{i-1} \frac{r_i}{r_{i-1}} \quad (30)$$

Dabei beziehen sich die mit i bezeichneten Spannungen auf die mit ungeraden Radienindizes versehenen Windungshälften.

B. Wird eine Feder, in der die Spannungen oder Spannungsaus-schläge nach Wahl verteilt werden sollen, entworfen, so berechnet man bei bekanntem r_i und Annahme der Blattdicke h , aus Bild 4 r_{i+1} , wenn mit der äussersten Windung und aus Bild 5, wenn mit der innersten Windung der Spirale begonnen wird. Das Federdiagramm berechnet sich alsdann wie unter A angegeben.

C. Bei der Wahl der Federdimensionen sind folgende Hinweise zu berücksichtigen:

Der einfachste Fall einer Feder mit gleichen Abständen zwischen den Windungen führt zu einer gleichmässig ansteigenden Charakteristik. Dabei ist aber das Federmaterial nicht maximal ausgenutzt, da in den äussersten Windungen die Spannungen grösser sind als in den innersten. Ist die maximale Last gegeben, so wird man für die Berechnung der Feder einen Zuschlag machen müssen, um zu vermeiden, dass für die vorge-schriebene Last alle Windungen aufliegen.

Werden in allen Windungen die Spannungen konstant gehalten, so erhält man eine anfänglich sehr weiche und anschlies-send sehr harte Feder.

7. Kontrolle der Berechnung und Anwendungs-Beispiele

Zur Kontrolle der Berechnung wurde eine Spiralfeder in einer Amsler-Zerreiissmaschine in vier Richtungen belastet (s. Bild 1) und die Resultate mit der Berechnung verglichen. Die Versuchsfeder ist 70 mm breit und zählt vier einfederbare volle Windungen. Die Blattstärke beträgt 5,5 mm. Die Abstände zwischen den Windungen variieren zwischen 2,5 und 7,3 mm und sind ungleichmässig über den Umfang verteilt.

Die Resultate der Messung und Berechnung sind in Bild 6 dargestellt. Die jeweilige Lage der Feder in der Maschine ist schematisch eingezeichnet und mit a, b, c und d bezeichnet. Die ausgezogenen Linien entsprechen der Messung, während die Kreuze die berechneten Knickpunkte darstellen. Für die Berechnung wurden die Abstände zwischen den Windungen und die senkrechten Abstände jeder Windung zum Zapfen gemessen. Die kleinen Abweichungen zwischen Messung und Berechnung lassen sich durch Ungenauigkeiten bei der Herstellung der Feder, ins-

besondere durch Abweichungen von der Parallelität einiger Windungen erklären.

Die Form der Feder, in Richtung c und d betrachtet, entspricht nicht mehr zwei halben, sondern vier Viertel-Kreisbögen. Für die Berechnung wurde für r_i und r_{i+1} jeweils der grösste senkrechte Abstand zwischen Mitte Federblatt und Kraftrichtung eingesetzt. Die gute Uebereinstimmung der Rechnung mit der Messung zeigt deutlich, dass die Genauigkeit der Resultate durch weitgehende Abweichungen von der Kreisbogenform nicht oder nur unwesentlich beeinflusst wird. Die Charakteristik solcher Federn ist, wie der Vergleich der Kurvenzüge a bis d erkennen lässt, nicht in allen Richtungen genau gleich, auch dann nicht, wenn die Abstände zwischen den Windungen gleich gross sind. Man wird daher für eine Feder, die in verschiedenen Richtungen beansprucht wird, mit Vorteil die Einfederungsdiagramme und Spannungen in zwei zueinander senkrechten Richtungen be-stimmen.

Als Anwendungsbeispiel sei das gefederte Rad (Bild 7) erwähnt, wie es z. Zt. für Autoanhänger verwendet wird. Die Federn liegen in Kapseln, die mit dem Radkranz verbunden sind. Die Zapfen sind durch je zwei Lappen an der Radnabe durchge-steckt. Zur Montage oder Demontage der Felgen werden die Zapfen gelöst. Durch Drehen der Lappen in die Zwischenräume zwischen den Federkapseln kann der Radkranz entfernt werden. Bild 8 zeigt einen auf gefederten Rädern montierten Baukom-pressor. Heute steht schon eine grosse Zahl Zweirad-Anhänger mit dieser Radfederung im Betrieb. Die Konstruktion hat sich gut bewährt. Der Vorteil gegenüber andern gefederten Systemen liegt in der annähernd gleichen radialen Tragfähigkeit dieser Federn in allen Stellungen des Rades.

Solche Federn müssen, da sie sich mit den Rädern drehen auf Wechselbiegebeanspruchung berechnet werden und für die Dimensionierung ist der totale Spannungsaus-schlag in den Win-dungen massgebend. Die gekrümmte Federcharakteristik hat dabei den Vorteil, dass Schwingungen der Radnabe rasch ge-dämpft werden, da jeder Steilheit im Federdiagramm eine andere Eigenschwingungszahl des Systems entspricht.

Sollen Drehmomente zwischen zwei Achsen, die ihre Lage gegeneinander verschieben können, übertragen werden, so sind diese Federn ebenfalls anwendbar. Da dabei im allgemeinen nur einseitige Ausschläge auftreten, können die zulässigen Span-nungen entsprechend höher gewählt werden.

Soll die «Alte Mühle» in Aarau verschwinden?

Der wichtigste historische Bau an der Aarauer Bahnhof-strasse, die über weite Strecken hin als architektonisch recht uninteressant erscheint, ist die «Alte Mühle», ein wichtiger Eck-bau aus dem Jahre 1608 (Bild 1). Das Aeusserere bedarf nur einer zuverlässigen Instandstellung, um wieder vollkommen seinen ursprünglichen Charakter zurückzugewinnen. Im Innern ist eine Transformatorenstation eingebaut, deren Verlegung nach dem Holzmarkt nach heutiger Schätzung einen Kostenaufwand von 460 000 Fr. erfordern würde. Es sprechen also auch praktische Gründe für die Erhaltung des Gebäudes, obgleich es keine stil-vollen Interieurs enthält. Der Häuserkomplex zwischen der Hin-teren und der Vorderen Vorstadt, dessen weithin sichtbaren Eck-punkt die «Alte Mühle» bildet, stösst von Norden her stark in die Bahnhofstrasse vor, sodass diese an ihrem westlichen Aus-gang, unmittelbar vor der Ausmündung in den Platz vor dem Regierungsgebäude, einen Engpass bildet. Die längst wünschbare Beseitigung dieser Einschnürung, die von einem alten Hausnamen her das Kennwort «Behmen-Erweiterung» erhalten hat, wurde schon bei dem städtebaulichen Wettbewerb von 1926 behandelt. 1934 erstattete dann Arch. K. Hippenmeier (Zürich) ein Gut-achten, das die Bahnhofstrasse als Hauptdurchgangsrouten an-nahm und den Engpass durch zurücktretende Neubauten auf beiden Seiten zu korrigieren empfahl. Zehn Jahre später, zu Beginn des Jahres 1944, bestellte der Gemeinderat über den gan-zen, sehr vielgestaltigen Fragenkomplex ein neues Gutachten bei den Architekten Prof. Dr. F. Hess, E. T. H., Martin Risch (Zürich) und P. Trüdinger (Basel). Dieses geht von anderen Verkehrsüberlegungen aus und empfiehlt die Verbreiterung der Bahnhofstrasse auf der Südseite, sodass der Baukomplex mit der «Alten Mühle» erhalten bleiben könnte (Bild 2). Die sanfte Strassenkurve wäre infolge der zu überwindenden Höhendifferenz willkommen, da sie das Längenprofil verbessern würde. Ohne hier auf die verkehrstechnischen und städtebaulichen Ergebnisse des einlässlichen Gutachtens einzugehen, möchten wir anerken-nend hervorheben, mit welcher Entschlossenheit das Gutachten

¹⁾ Vgl. SBZ Bd. 89, S. 345*.