Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 78 (1960)
Heft: 17

Artikel: Das Problem des Riemenantriebes und seine Lösung
Autor: Leyer, A.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-64879

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 12.07.2025

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

Schliesslich geht aus den Vergleichen zwischen den approximativen und den genau berechneten Volumina hervor, dass bei der Bemessung der oberen Kammer deren Inhalt das überschlägig ermittelte C_o um 10 bis 20 % übertreffen muss, damit die notwendige Raumreserve vorhanden ist. Hingegen kann bei der Dimensionierung der unteren Kammer das mit Hilfe des Diagrammes (Bild 6) ermittelte C_u oder sogar ein um 10 % kleinerer Wert als Kammervolumen angenommen werden, da die Berechnungsannahmen und die getroffenen Idealisationen schon eine angemessene Reserve schaffen.

Literaturverzeichnis

[1] *F. Vogt:* Berechnung und Konstruktion des Wasserschlosses. Stuttgart 1923, Ferdinand Enke.

[2] *A. Gardel:* Chambres d'équilibre. Lausanne 1956, F. Rouge & Cie S. A.

[3] *A. Gardel:* Vereinfachte Berechnung von Wasserschlössern, «Schweizerische Bauzeitung» 1957, Heft 31, S. 485.

[4] *J. Frank:* Nichtstationäre Vorgänge in den Zuleitungs- und Ableitungskanälen von Wasserkraftanlagen. Berlin, Göttingen, Heidelberg 1957, Springer-Verlag.

[5] *G. Evangelisti:* Sopra la stabilità dei sistemi complessi di gallerie in pressione e pozzi piezometrici, «Energia Elettrica» 1955.

Das Problem des Riemenantriebes und seine Lösung

Von Prof. **A. Leyer**, ETH, Zürich

DK 621.852

Die massgebenden theoretischen Gesichtspunkte

Von allen Antrieben ist der Riemenantrieb weitaus der gebräuchlichste. Es gibt sozusagen keinen Betrieb, in dem nicht eine Anzahl Riemen laufen. Es muss aber auch gesagt werden, dass es kaum einen Betrieb gibt, in dem man mit den Leistungen des Riemenantriebes wirklich zufrieden ist. Die eigentliche Ursache seines Versagens ist seine Undurchschaubarkeit. Trotz seiner scheinbaren Einfachheit weiss man nicht, was wirklich in ihm vorgeht.

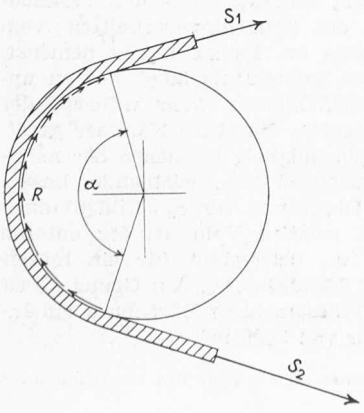
Der Riemenantrieb beruht auf dem Phänomen der Reibung, einem jener Vorgänge, die bis heute am wenigsten erforscht sind. Alle mit der Materie vertrauten Fachleute sind sich darüber einig, dass man nach allem, was die Reibungsforschung bisher geleistet hat, erst am Anfang steht. Die Formel:

$$R = \mu \cdot N$$

ist ein einfacher Rechnungsansatz für ein äusserst verwickeltes Geschehen, das von einer Reihe von Umständen beeinflusst wird, von denen einige nicht einmal rational erfassbar sind. Die üblichen Werte des Reibungskoeffizienten μ liegen zwischen 0,2 und 0,5; man hat aber auch schon solche von 2,5 gemessen, ohne dass es möglich gewesen wäre, genaue Gründe für das Auftreten dieser Extreme anzugeben. Dieser schwierige Sachverhalt legt es nahe, bei seiner Anwendung für den Bau von Antrieben mit der allergrössten Umsicht vorzugehen. Wenn schon die Reibungsverhältnisse wenig durchschaubar sind, so sollte man wenigstens dafür sorgen, dass der Normaldruck N genau festgelegt und den Betriebsbedingungen sorgfältig angepasst wird.

Beim Bandantrieb ist für den Normaldruck die Initialspannung S_1 im schlaffen Riementrum massgebend, Bild 1. Von ihr hängt es ab, welchen Höchstwert die Reibung R zwischen Riemen und Scheibe erreichen kann und wie gross dementsprechend die vom Antrieb übertragbare Umfangskraft ist. Der Zusammenhang ist durch die Eytelweinsche Gleichung gegeben

$$R = (e^{\mu\alpha} - 1)\, S_1$$



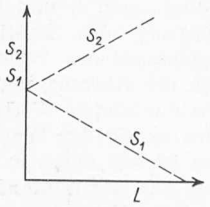


Bild 2. Verlauf der Bandzüge S_1 und S_2 in Abhängigkeit vom Drehmoment oder von der Leistung L

Bild 1 (links). Aufbau des Bandzuges S_2 aus S_1 durch auftretende Reibung an der Kontaktfläche

Wesentlich für unsere Ueberlegung ist, dass zwischen R und S_1 direkte Proportionalität besteht. Die Initialspannung S_1 sollte daher mit der Belastung des Antriebs zu- und abnehmen; bei Leerlauf kann sie 0 sein.

Das Unzulängliche der bisherigen Lösungsversuche

Im Lichte der obenerwähnten Forderung können die bisher bekannten Formen des Bandantriebs nicht sehr günstig bewertet werden. Beim Antrieb mit fester Achsdistanz, bei dem der Riemen meist in wenig fachmännischer Art auf die Scheiben gezwängt wird, kennt man die tatsächlich in ihm auftretende Spannung nicht. Bei den Antrieben mit verstellbarer Achsdistanz kann die Spannung zwar eingestellt werden; da es aber kein Verfahren gibt, um sie bequem und genau zu bestimmen, weiss man auch hier nur selten, wie gross die Spannung im Riemen ist. So ist denn die Initialspannung fast immer entweder zu klein oder zu gross. Im einen Fall kommt der Antrieb unter Belastung zum Gleiten, im andern stehen die kraftführenden Teile ständig unter zu hoher Beanspruchung. Die Auswirkungen dieser Sachlage dürfen nicht gering veranschlagt werden. Zunächst bedeutet ein Gleiten des Riemens Produktionsverlust. Eine Drehbank, deren Riemen gleitet, gerade wenn grosse Zerspanungsarbeit geleistet werden soll, ist nie voll ausgenützt. Gleiten bedeutet aber auch ein Umsetzen von mechanischer Energie in Zerstörungsarbeit, die hauptsächlich am Riemenwerkstoff geleistet wird. Eine sinnlosere Verwendung für hochwertige Energie lässt sich nicht denken. Dabei ist die damit verbundene Erwärmung fast noch schädlicher als der direkte mechanische Angriff, denn es gibt keinen Riemenwerkstoff, der gegen Erwärmung unempfindlich wäre. Auf diese Weise werden laufend grosse Beträge für Zerstörungsarbeit bezahlt. Ist die Riemenspannung dagegen zu gross, leiden Welle und Lager und auch der Riemen selbst dauernd unter zu hoher Spannung. Es kommt zwar selten unmittelbar zur Zerstörung von Wellen oder Lagern, doch wird deren Lebensdauer zweifellos stark herabgesetzt.

Antriebe mit unveränderlicher Achsdistanz haben aber noch einen andern Mangel, der in ihrem Prinzip verankert ist: die unvermeidliche Abnahme der Initialspannung bei zunehmender Umfangskraft. Während nämlich der Zug im straffen Trum (S_2) mit steigender Leistung zunimmt, nimmt der Zug im schlaffen Trum (S_1) ab. Daher zeigen die beiden Riemenzüge über der Leistung aufgetragen ungefähr den Verlauf nach Bild 2. Bei kleiner Leistung ist die Initialspannung ständig zu gross, während mit zunehmender Belastung der Antrieb bald an einen Punkt gelangt, wo die Initialspannung zum Aufbau einer genügenden Nutzkraft nicht mehr ausreicht und der Riemen zu gleiten beginnt. Diese Gleitgrenze hängt wesentlich von der Spannung ab, mit der der Riemen aufgelegt wird. Sie kann auch durch Veränderung des Reibungskoeffizienten oder des Umschlingungswinkels verschoben werden. Es gibt aber keine Möglichkeit, sie aufzuheben.

Man könnte versucht sein, in diesem Umstand ein Mittel gegen Ueberlastung des Antriebes zu erblicken, doch darf nicht übersehen werden, dass eine solche Leistungs-

begrenzung durch die am Riemen angerichteten Zerstörungen unverhältnismässig teuer zu bezahlen wäre. Diese Grenze ist und bleibt daher ein schwerer Nachteil des Antriebes mit gleichbleibender Achsdistanz.

Spätere Bauformen sind der Antrieb mit schwingend aufgehängtem Motor, die sog. Motorwippe, bei der das Motorgewicht den Riemen spannt, und der Antrieb mit der Riemenspannrolle. Der erste Antrieb zeigt aber wieder die fatale Abnahme des Zuges S_1 mit wachsender Belastung; der zweite hat den Nachteil, dass der Riemen abwechselnd nach zwei Seiten gebogen wird und rasch ermüdet. Beide Formen haben sich nie durchzusetzen vermocht, so dass heute noch immer die einfache Anordnung mit fester Achsdistanz vorherrscht.

Die Arbeitsweise eines Bandantriebes hängt auch wesentlich von der Qualität des Zugbandes ab. Es war mehr als blosser Zufall, dass die ersten Treibriemen aus Leder hergestellt waren. Denn Leder hat gegenüber fast allen andern Werkstoffen einen wesentlich höheren Reibungskoeffizienten. Der vorgenannte Wert von 2,5 war bei Leder auf Stahl gemessen worden. Bis vor nicht langer Zeit war daher der Lederriemen das vorherschende Zugorgan. Was dem Leder abgeht, ist eine genügende Konstanz seiner mechanischen Eigenschaften. Dies äussert sich besonders auffällig im ständigen Nachlassen der Spannung eines aufgelegten Riemens. Offenbar genügt es nicht, eine Haut zu gerben und in Streifen zu schneiden, um daraus ein Maschinenelement im modernen Sinn zu machen. In einem solchen Stück steckt noch zu viel Natur, um damit konstruktiv so disponieren zu können, wie mit einer Welle oder einer Schraube.

Dies führte zur Verwendung von Textilriemen. Damit war aber eine Einbusse am Reibungskoeffizienten in Kauf zu nehmen. Um sie wettzumachen, griff man zum Keileffekt und so entstand der Keilriemen auf gerillter Scheibe. In der Regel laufen mehrere Riemen, gelegentlich bis zu 20, parallel. Neben wesentlichen Vorteilen haftet diesem Antrieb eine Reihe von Mängeln an. Einmal findet sich bei ihm wieder jene Belastungsgrenze, bei der das Gleiten beginnt, das auch durch den Keileffekt natürlich nicht aufgehoben werden kann. Sodann ist in den meisten Fällen die Spannung im Riemen unbekannt. Häufig ist sie zu gross, daher sind Lagerhavarien und Wellenbrüche infolge zu grosser Spannung bei Keilriemenantrieben nicht selten. Ferner ist infolge der beträchtlichen Tiefe der Keilrillen der wirksame Durchmesser eines solchen Antriebes nie genau bekannt. Man wird die Behauptung nicht wagen können, dass dies der mittlere Durchmesser sei. Daher weiss man beim Keilriemenantrieb nie genau, wie gross die Uebersetzung ist. Dazu kommt, dass bei mehreren parallel arbeitenden Riemen nie alle gleich lang sind und sie daher auf verschiedenen Durchmessern laufen. Es kann vorkommen, dass ein Riemen den andern schon nach einigen Umdrehungen um eine Runde vorläuft oder hinter ihnen zurückbleibt. Stroboskopische Beobachtungen haben dies mehrfach bestätigt. Da der Keilriemen beim Auf- und Ablauf auf die Scheibe mit den Flanken in den Rillen reibt, sind die Energieverluste beträchtlich. Die Summe dieser Nachteile sind als Norm für einen der gebräuchlichsten Antriebe nicht tragbar. Daher wird der Keilriemenantrieb die Stellung, die er heute einnimmt, auf die Dauer nicht behalten können.

Entscheidende Fortschritte durch Befolgung klarer Zielsetzung

Vier Forderungen sind es hauptsächlich, die als unerlässlich an einen neuzeitlichen Bandantrieb gestellt werden müssen, nämlich 1. ein genau definiertes Uebersetzungsverhältnis, 2. ruhiger, vibrationsfreier Lauf, 3. hoher Wirkungsgrad und 4. gleitfreie Kraftübertragung, auch bei Ueberlast.

Die Bedingungen 1, 2 und 3 werden vom Flachriemen erfüllt. Ein glatter Riemen auf glatter Scheibe läuft ruhig und ist im Wirkungsgrad unübertroffen. Damit war die Aufgabe gestellt, einen Riemen zu schaffen, der so gute Hafteigenschaften besitzt, dass man ohne Inanspruchnahme des Keileffektes auskommt, und der neben genügend hoher Festigkeit und geringer Dehnung ein so klares Verhalten zeigt, dass seine mechanisch-physikalischen Eigenschaften rechnerisch erfassbar sind. Es kann festgestellt werden, dass die Entwicklung bei den führenden Treibriemenherstellern all die Jahre bisher ganz ausgesprochen nach diesen Richtlinien orientiert war.

Die Wahrscheinlichkeit, einen Stoff zu finden, der all diese genannten Eigenschaften in sich vereinigt, war von Anfang an gering. So blieb nur das Zusammenfügen aus mehreren Stoffen. Was Reibung anbelangt, ist Leder unübertroffen, und bezüglich der Festigkeit standen Stahldraht, Kunststoffgarn oder Naturseide in den ersten Rängen. Der bisher hochwertigste Riemen, der auf dieser Grundlage hergestellt wird, ist der Solutus-Riemen der Antriebe AG., Rapperswil. Auf dünnem Lederband von etwa 0,5 mm Dicke sind Fäden aus Kunststoff oder Stahlkabel eng aufgeschlossen aufgewickelt und verleimt. Die Festigkeit des entstandenen Bandes übertrifft die der bisher üblichen Erzeugnisse um ein Mehrfaches. Damit ist eine wesentliche Voraussetzung erfüllt, um den Riemen mit jenen hohen Umfangsgeschwindigkeiten laufen zu lassen, durch die erst grosse Uebertragungsleistungen zustandekommen.

Man kann durch eine einfache Rechnung zeigen, dass die von einem Zugband übertragbare Leistung dann ein Maximum ist, wenn die Fliehkraftbeanspruchung des Riemens $(u^2 \cdot \gamma/g)$ einen Drittel der maximal zulässigen Spannung des Zugbandes ausmacht [1]). Diese selten beachtete Regel weist den Weg zu sehr viel grösseren Umfangsgeschwindigkeiten, als sie beim Bandantrieb bisher üblich waren. Mag bei einem Stahlkabelriemen die zulässige Beanspruchung vielleicht um 7500 kg/cm² sein, so heisst das, dass die optimale Fliehkraftbeanspruchung 2500 kg/cm² ist. Daraus berechnet sich die Umfangsgeschwindigkeit zu 160 m/s. Diese für ein Zugband ganz aussergewöhnliche Geschwindigkeit ermöglicht die Uebertragung so grosser Leistungen, dass es verständlich erscheint, wenn vor Jahren einer der berühmtesten Konstrukteure den Vorschlag machte, Lokomotiven, Schiffe und Flugzeuge durch Riemen anzutreiben, wofür er allerdings in der Fachwelt belächelt wurde. Bei einer Kabeldicke von 1,25 mm überträgt ein Riemen bei dieser Geschwindigkeit je cm Breite rund 200 kW. Die entsprechende Zahl beim Keilriemen liegt zwischen 2 und 5 kW/cm. Welche Probleme solche Umfangsgeschwindigkeiten bei der Ausführung auch aufwerfen mögen, so ist doch zu erwarten, dass sie durch entsprechende Massnahmen gelöst werden können.

In erster Linie bedingt ein solcher Lauf die Einhaltung einer exakten geometrischen Form. Die Axe des Riemens muss vollkommen gerade, Breite und Dicke müssen über der ganzen Länge konstant sein. Daher sind diese Riemen alle endlos gewickelt; eine Stoss-Stelle oder ein Schloss ist undenkbar. Die zu erwartende hohe Biegefrequenz verlangt

[1]) Die Ableitung findet sich im Anhang.

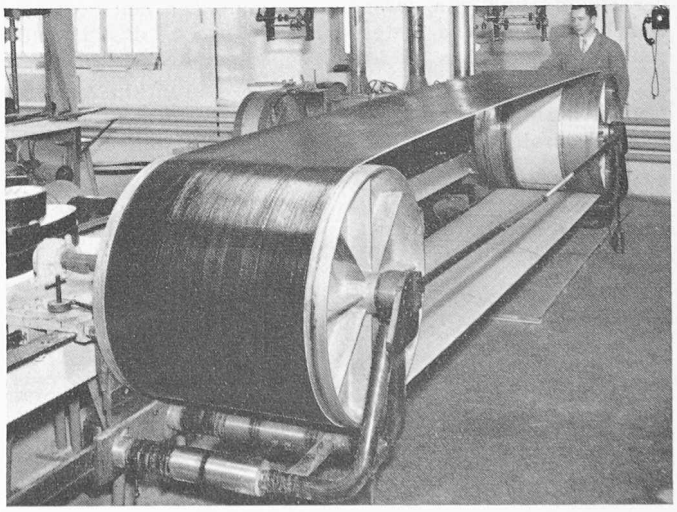
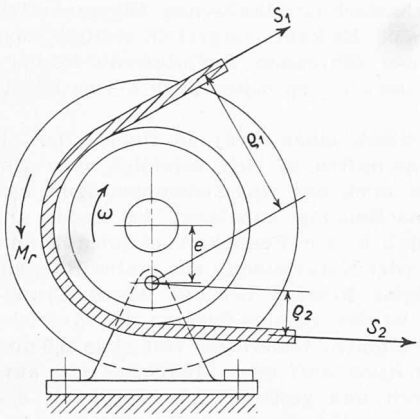


Bild 3. Herstellung eines kombinierten Riemens mit Kunststoffarmierung auf Lederbettung



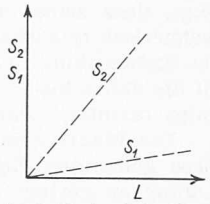


Bild 5. Verlauf der Bandzüge der Leistung L bei Sespa-Antrieb

Bild 4 (links). Prinzip des Sespa-Antriebes, Abstützung des Motors derart, dass er sich um die Stützaxe frei schwenken kann

ferner eine geringe Biegesteifigkeit und wenig innere Reibung. Daher sind hochwertige Werkstoffe zu verwenden, und die Dicke muss gering sein. Um die Eignung für hohe Umfangsgeschwindigkeiten zu prüfen, hat die Antriebe AG., Rapperswil, ihre Riemen unter Aufwand beträchtlicher Mittel ausgedehnten Biegewechselversuchen unterworfen. Sie ist heute in der Lage, für ihre Produkte Lebensdauergarantien für sekundliche Lastwechselzahlen von 50 bis 400 zu bieten. Bild 3 zeigt einen Ausschnitt aus der Fabrikation von Solutus-Riemen.

Damit scheint das Wesentliche der Zielsetzung gemäss den oben genannten Punkten 1 bis 3 erreicht zu sein. Aus dem Treibriemen ist ein Maschinenelement geworden, dessen mechanisch-physikalische Eigenschaften genau bekannt sind und mit dem folglich wesentlich sicherer disponiert werden kann als früher. Damals lag die Herstellung von Treibriemen fast ausschliesslich in der Hand von Handwerkern, und der Verbraucher wusste nie genau, was er als Gegenwert für den erlegten Kaufpreis erhielt.

Der Bandantrieb wird durch diesen Fortschritt mit dem Zahnradgetriebe leistungsmässig vergleichbar und da er diesem in mancher Hinsicht noch überlegen ist (Gleichförmigkeit der Kraftübertragung), wird er zum ernsthaften Konkurrenten. Tatsächlich ist die neueste Entwicklung in der Antriebstechnik dadurch gekennzeichnet, dass zahllose Antriebe, die früher unbestritten als Zahnradgetriebe ausgeführt worden wären und zum Teil als solche bereits projektiert waren, schliesslich als Bandantrieb gebaut wurden.

Der Sespa-Antrieb

Die noch verbleibende Forderung 4 verlangt nichts Geringeres als die Steuerung des Zuges S_1 nach Massgabe der zu übertragenden Leistung. Ihre Erfüllung erscheint schwierig, und es war fraglich, ob eine wirtschaftliche Konstruktion überhaupt gefunden werden könne. Dies mag der Hauptgrund sein, weshalb im Laufe der Zeit so wenig ernsthafte Versuche unternommen wurden, das Problem des Riemenantriebes in dieser Vollständigkeit zu lösen.

Die Lösung ist im Sespa-Antrieb verwirklicht [2]). Sie besteht darin, dass sich die eine Welle — meist die des Motors — parallel zu sich selber verschieben kann und so die Achsdistanz verändert wird. Bild 4 zeigt das Prinzip dieses Antriebes. Dadurch, dass sich der Motor um eine zu seiner Welle parallele Axe schwenken kann, wird das Reaktionsmoment im Stator frei gemacht und kann dazu benützt werden, den Motor entgegen den Riemenzügen um die Schwenkaxe zu bewegen. Diese wird so gewählt, dass der Riemen mit zunehmender Belastung gespannt, mit abnehmender entspannt wird. Es erfolgt also tatsächlich eine selbsttätige Spannung des Riemens entsprechend der Belastung; der Antrieb ist selbstspannend, daher der Name «Sespa».

Bild 5 zeigt, wie die Riemenzüge mit der Leistung linear zunehmen. Ihr Verhältnis ist gegeben durch die Momentengleichung in bezug auf die Schwenkaxe, wobei Stator und Rotor als e i n System betrachtet werden:

$$S_1 \rho_1 - S_2 \rho_2 = 0$$

Ihre Grösse dagegen ist bestimmt durch die Momentengleichung für den Rotor allein:

$$M_d = (S_2 - S_1)\, r$$

Mit der Lage des Schwenkpunktes, d. h. mit der Grösse der Exzentrizität e können ρ_1 und ρ_2 und damit das Verhältnis von S_1 und S_2 eingestellt werden. Um sich den wechselnden Betriebsbedingungen leicht anpassen zu können, ist die Konstruktion so durchgebildet, dass die Einstellung bequem und genau erfolgen kann. Man wird diese Einstellung stets so vornehmen, dass man innerhalb der Eytelweinschen Bedingung bleibt, so dass also gegen Gleiten des Riemens eine gewisse Reserve bleibt. Weitere Einzelheiten des Antriebes sind aus Bild 6 ersichtlich. Die einzige Abstützung des Motors bildet das Wälzlager, das die Motorwelle umschliesst. Es ist so ausgebildet, dass es axiale und radiale Kräfte aufnehmen kann. Es trägt nicht nur das Motorengewicht, sondern nimmt auch die Riemenzüge auf.

Die Inbetriebnahme des Sespa-Antriebes ist äusserst einfach: Nachdem der Motor aufgestellt ist, wird er in seinem Drehlager der angetriebenen Welle entgegengeschwenkt, worauf sich der Riemen spannungsfrei und ohne jede Anstrengung auflegen lässt. Damit ist der Antrieb bereits betriebsfertig. Mit dem Einschalten des Motors tritt augenblicklich das Reaktionsmoment auf und drückt die Scheibe gegen den Riemen. Dieser wird gespannt und zwar genau der Grösse der Belastung entsprechend.

Mit der Einstellung der Exzentrizität ist das Verhältnis der Riemenzüge ein für allemal festgelegt und kann durch keine Nebeneinflüsse, wie Temperatur, Feuchtigkeit oder Ermüdung des Riemens verändert werden. Es ist nichts mehr der Willkür oder dem Zufall überlassen. Der Antrieb folgt sowohl vorübergehend wie dauernd genau seinen mechanischen Gesetzen und arbeitet daher stets korrekt. Dadurch wird die eingangs erwähnte Undurchschaubarkeit des Riemenantriebes behoben, und er wird der Be-

2) Siehe SBZ 1954, Heft 4, S. 48.

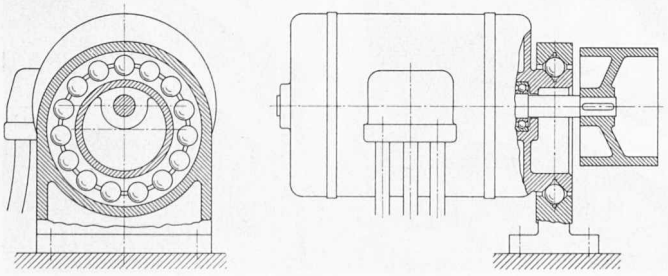


Bild 6. Konstruktion des Sespa-Antriebes, seitliches Wälzlager für Radial- und Axialbelastung

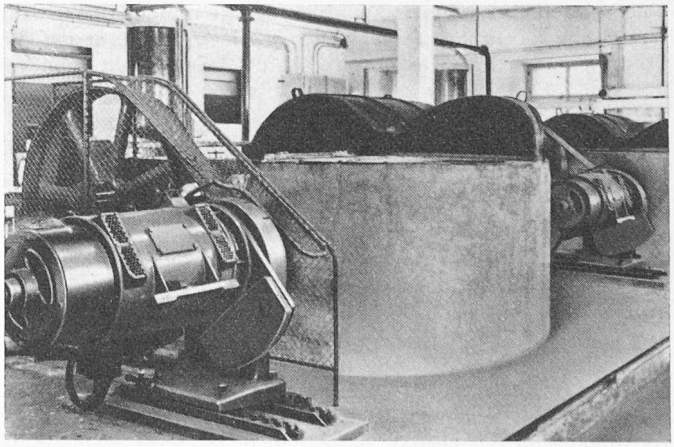


Bild 10. Holländerantrieb, umgebaut von Keilriemen auf Flachriemen, Leistung je 60 PS

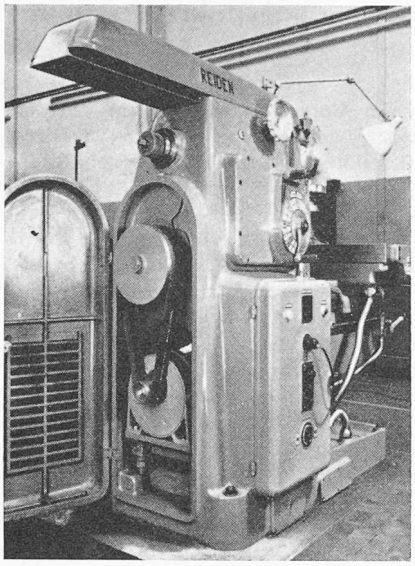


Bild 7. Serienmässige Fräsmaschine mit eingebautem Sespa-Antrieb, Leistung 7,5 PS

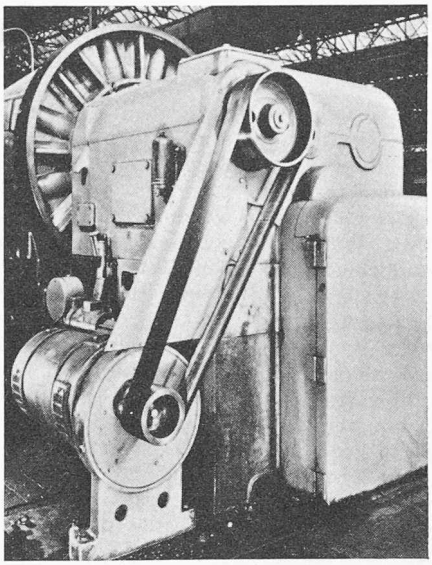


Bild 8. Schwere moderne Drehbank mit Sespa-Antrieb, Leistung 45 PS, Drehzahl 1450/725 U/min. Solutus-Riemen 100×2 mm

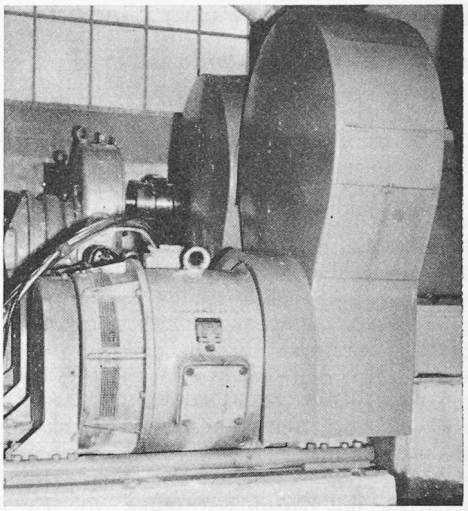


Bild 9. Claflinmühle, vier Antriebe zu je 250 PS, Riemen 250×2 mm

rechnung zugänglich. Man kennt die Riemenzüge bei jeder Belastung zum voraus und kann den Axdruck berechnen und alle an der Kraftübertragung beteiligten Organe sicher dimensionieren. Damit ist man auch in der Lage, Lebensdauergarantien abzugeben.

Wenn unsere Kenntnisse über das Wesen der Reibung inzwischen auch nicht weiter zugenommen haben und wir beispielsweise noch weit davon entfernt sind, einen Reibungskoeffizienten aus theoretischen Ueberlegungen zahlenmässig herzuleiten, so wird diese Lücke durch den Sespa-Antrieb jedenfalls so überbaut, dass sie nicht mehr unangenehm in Erscheinung tritt. Es wäre daher verfehlt, diesen Antrieb einfach als eine Weiterentwicklung des bisherigen Riemenantriebes zu betrachten.

Die Einführung des Sespa-Antriebes dauert nun schon an die sechs Jahre. Das Prinzip ist nicht für jedermann ohne weiteres einleuchtend, auch scheint die Konstruktion mit dem fliegenden Motor an dem einseitigen Lager etwas gewagt, so dass es verständlich ist, wenn die Aufnahme in der Industrie anfänglich etwas zögernd erfolgte. Nun scheint aber der tote Punkt überwunden zu sein, denn es laufen zur Zeit schon einige tausend Sespa-Antriebe, darunter solche bis zu 500 PS Leistung. Dieser Antrieb kann daher heute zu den bewährten Konstruktionen gezählt werden. Mehr und mehr gehen auch Maschinenfabriken dazu über, den Antrieb serienmässig in ihre Erzeugnisse einzubauen.

Anmerkung

Die Zugbeanspruchung eines Riemens beträgt

$$(1) \qquad \sigma_z = \frac{S_2}{F} + E\,\frac{\delta}{d} + \frac{\gamma}{g}\,u^2$$

Hierin bedeuten

S_2 die grosse Zugkraft (im Rahmen der Eytelweinschen Gleichung),
δ die Riemendicke,
d den Durchmesser der kleinen Scheibe,
γ/g die spez. Masse des Riemenmaterials,
E den Elastizitätsmodul des Riemenmaterials,
F den Riemenquerschnitt,
u die Umfangsgeschwindigkeit.

Im Grenzfall darf σ_Z bis zur zulässigen Spannung σ_{Zul} ansteigen. Die vom straffen Trum übertragene Leistung L_2 pro cm² Querschnitt ist

$$L_2 = \frac{u\,S_2}{F} = u\,\sigma_{zul} - u\,E\,\frac{\delta}{d} - \frac{g}{\gamma}\,u^3$$

Sie soll ein Maximum sein. Wir ersetzen $u/d = \frac{1}{2}\,\omega$ und bilden

$$\frac{d\,L_2}{d\,u} = \sigma_{zul} - 3\,\frac{\gamma}{g}\,u_o^2 = 0$$

woraus mit $\gamma/g \cdot u^2{}_0 = \sigma_{fl}$ die optimale Fliehkraftbeanspruchung folgt

$$\sigma_{fl} = \frac{\sigma_{zul}}{3}$$

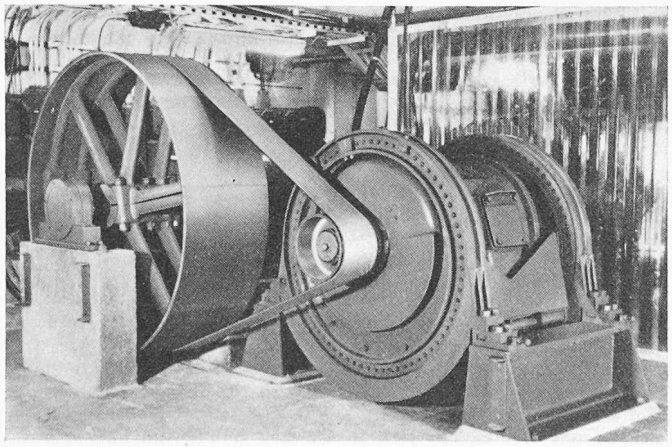


Bild 11. Sespa-Antrieb einer Jordanmühle, Leistung 415 PS, Solutus-Stahlkabelriemen 250 x 3 mm, umgebaut von Keilriemenantrieb von 700 mm Totalbreite

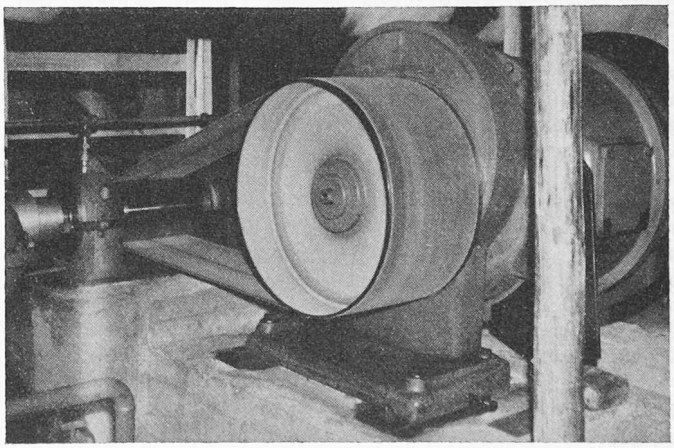


Bild 12. Antrieb eines Turbogebläses, 300 PS, Riemen 315 x 1,5 mm, Drehzahl 1450/4600