

Schrifttum

- [1] Seifert, A.: Ölhydraulische Kraftheber für den Acker-
schlepper. In: Grndlgn. d. Landtechn. Heft 1. Düsseldorf 1951. S. 45/60.
- [2] Worthington, W.H. und Y.W. Seiple: Hydraulic Capacity
Requirements for Control of Farm Implements. Agricul-
ture, Engng., May 1952, S. 273/276.
- [3] Vogelpohl: Über die Schaumbildung von Ölen durch
Kavitation. Forsch. Ing.wesen Heft 4, (1949/50).
- [4] Ernst, W.: Oil Hydraulic Power and Its Industrial
Applications. McGraw-Hill Book Company, Inc.
New York 1949.
- [5] Getzlaff, G.: Über die Bodenkräfte beim Pflügen bei
verschiedener Körperform und Bodenart. In: Grndlgn.
d. Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 60/70.
- [6] Skalweit, H.: Über die bei der Tiefenhaltung von Schlep-
peranbaugeräten auftretenden Kräfte. In: Grndlgn. d.
Landtechn. Heft 3. Düsseldorf 1952. S. 117.

Institut für Schlepperforschung der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dipl.-Ing. H. Meyer

Anschrift des Verfassers: Dr.-Ing. Artur Seifert, (20b) Braunschweig, Bundesallee 50

GELENKARME BANDGETRIEBE FÜR DEN KRAFTAUSGLEICH DURCH FEDERN

Von Kurt Hain

Die Bandgetriebe kommen in ihrer Einfachheit, Wartungsfreiheit und Billigkeit den Wünschen der Landtechnik so sehr entgegen, dass man eine weitgehende Verwendung – insbesondere auch beim Kraftausgleich durch Federn – erwarten kann. Eine Kette, ein Seil oder Band legt sich um eine geeignete Kurvenscheibe herum und wälzt sich auf ihr ab, wobei sich der Hebelarm der in dem Band wirkenden Kraft entsprechend der Kurvenform ändert. Man kann also in einfachster Weise nahezu beliebige Änderungsgesetze erreichen. Das Band kann nur auf Zug beansprucht werden. Hierzu kann im vorliegenden Fall ohne weiteres die Feder eingesetzt werden.

Die Bezeichnung „gelenkarme Bandgetriebe“ soll sich auf Getriebe, bei denen Drehgelenke durch sogenannte Wälzgelenke ersetzt sind, beziehen [1]. Ein Drehgelenk, bestehend aus Welle und Bohrung, hat je nach der notwendigen Passung verhältnismäßig hohe Herstellungs- und Unterhaltungskosten. Ein Wälzgelenk dagegen kommt – wie erwähnt – durch das Abwälzen eines Bandes auf einem Wälzkörper zustande, wobei für viele Zwecke roh gegossene Wälzkörper verwendet werden können. Da im Gegensatz zum Drehgelenk beim Wälzgelenk kein Gleiten zwischen den Getriebegliedern stattfindet, treten auch keine Reibungsverluste ein, (wenn man von der inneren Reibung des Bandes absehen kann). Infolgedessen brauchen die Wälzgelenke auch nicht geschmiert zu werden; sie sind somit auch wartungsfrei. Es handelt sich bei dem Wälzgelenk also nicht um ein „Gelenk“ im üblichen Sinne.

Die folgenden Untersuchungen stellen eine Weiterführung früherer Arbeiten [2] dar, bei denen es sich um die geeignete Aufhängung einer Schraubenfeder in einem Getriebe handelte. Bei einem idealen Federausgleich soll in jeder Zwischenstellung des Bewegungsbereiches die zu hebende Last durch die Ausgleichfeder im Gleichgewicht gehalten werden. Die Ausgleichfeder kann dabei eine Schraubenfeder, Gummifeder oder Tellerfeder sein oder als Zug- oder Druckfeder verwendet werden.

Beim unmittelbaren Federausgleich spannt die in vertikaler Richtung bewegte Last selbst die Speicherfeder, und die bei ihrem Senken frei gewordene Arbeit wird in die Feder übergeführt. Diese Arbeit kann dann für das Heben der Last wieder freigemacht werden. Für die Führungsgetriebe der Schlepperanbaugeräte ist meist noch eine erschwerende Bedingung zu erfüllen. Es muss nämlich z.B. beim Anbaupflug der Federausgleich im unteren, d.h. dem Arbeitsbereich, unwirksam werden, so dass der Pflug durch sein eigenes Gewicht in den Boden geht und unter der Wirkung von Gewicht und Bodenwiderstand „frei spielen“ kann. Da aber in diesem Bereich die Feder am meisten gespannt ist, bereitet es gewisse Schwierigkeiten, sie nicht wirken zu lassen.

Es ist bekannt, dass durch eine einfache Totlagenstellung eine Feder für eine kurze Wegstrecke unwirksam gemacht werden kann. Durch Zwischenschaltung eines geeigneten Getriebes kann man aber die Unwirksamkeit der Feder auf einen beliebig grossen

Bewegungsbereich ausdehnen. Derartige Getriebe sollen als Federrastgetriebe bezeichnet werden. Eine weitere, bisher noch nicht einwandfrei gelöste Schwierigkeit besteht hinsichtlich des Überganges vom Nichtwirken zum Wirken der Feder als Lastausgleich. Dieser Übergang ist, bezogen auf den Schlepper, je nach der Lage des Schleppers zum Arbeitsgerät und zur Arbeitstiefe verschieden. Wenn allerdings diese Aufgabe, beispielsweise durch ein besonders grosses Übersetzungsverhältnis zwischen Handhebel und Last in diesem Übergangsbereich, gelöst wird, dürfte es auch keine Schwierigkeiten mehr bereiten, die allerschwersten Anbaugeräte zu heben.

hütungsvorrichtungen unbedingt notwendig. Die Unfallgefahr wird teilweise beseitigt, wenn man zwischen dem Handhebel und dem eigentlichen Getriebe einen Freilauf vorsieht, so dass bei Federbruch oder Federentspannung ohne entsprechende Gegenlast nur das Getriebe ohne den Handhebel bewegt wird. Weitere Möglichkeiten zur Herabsetzung der Unfallgefahr liegen in der Anordnung einer geschwindigkeitsabhängigen Bremsung, wie diese z.B. durch eine Fliehkraftbremse oder durch eine Öl- oder Luftdämpfung gegeben ist.

Diesen Schwierigkeiten steht aber die Billigkeit der Anlage gegenüber, die sie vielleicht für kleinere

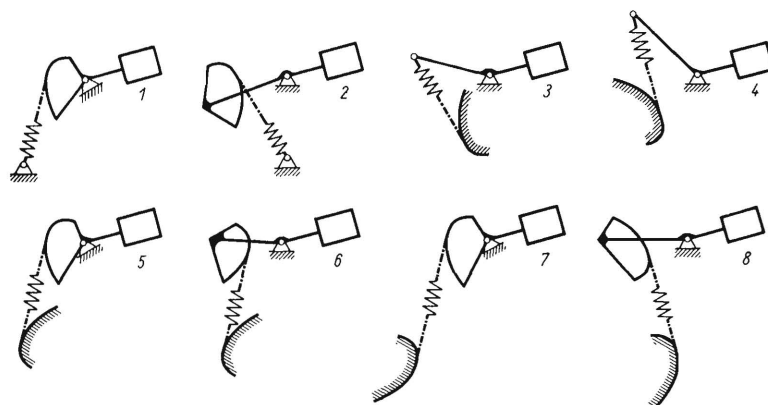


Bild 1 bis 8. Verschiedene Formen von einfachen Federausgleichgetrieben mit einer bzw. zwei Wälzkurven.

Der unmittelbare Federausgleich ist naturgemäss bei all den Geräten unmöglich, bei denen beim Heben und Senken nicht das gleiche Gewicht bewegt wird, z.B. bei den Ladegeräten. Der unmittelbare Federausgleich ist z.B. auch nicht möglich beim Pflügen mit dem Anbaupflug, wenn verlangt wird, das Gerät im Stande aus der vollen Arbeitstiefe zu heben. Dann müsste nämlich beim Heben die Bodenscholle abgerissen werden, was eine zusätzliche Arbeit bedeutet, die beim Senken des Gerätes nicht in der Feder gespeichert werden könnte. Solche Aufgaben können unter Umständen mit einer Speicherfeder gelöst werden, die durch eine Fremdarbeit gespannt worden ist. Der besondere Vorteil einer solchen mit Fremdarbeit gespannten Feder liegt darin, dass diese mit einer beliebig kleinen Leistung geladen werden kann, wenn genügend Zeit zum Speichern vorhanden ist. Es wäre also z.B. beim Pflügen möglich, mit Hilfe eines kleinen von der Starterbatterie gespeisten Elektromotors eine Speicherfeder in einem Zeitraum von etwa 30 Sekunden zu spannen. Zum Heben des Gerätes brauchte dann nur z.B. eine Klinke gelöst zu werden, die die vorgespannte Feder zur Wirkung kommen lässt.

Bei allen Getrieben mit einer durch eine Feder gespeicherten Arbeit muss allerdings die Unfallgefahr beachtet werden, die durch das plötzliche Freiwerden der Federenergie vorhanden ist. Deshalb sind bei diesen Getrieben entsprechende Unfallver-

Schlepper interessant werden lässt, bei denen der hydraulische Kraftheber zu teuer ist. Aber auch bei diesem Kraftheber und an allen Stellen, an denen Entlastungs- oder Ausgleichfedern eingesetzt werden, haben die vorliegenden Ausführungen Bedeutung.

Einfache Federausgleichgetriebe

Die einfachsten Federausgleichgetriebe entstehen, wenn an demselben Hebel, der die Last trägt, auch die Feder bzw. eine bandförmige Verlängerung dieser Feder befestigt wird. In Bild 1 bis 4 sind vier einfache Federausgleichgetriebe gezeigt, bei denen ein Wälzkörper, auf dem sich ein Band abwälzt, vorhanden ist. Dieser Wälzkörper kann am bewegten Hebel oder auch im festen Gestell angeordnet werden. Er kann mit der konkaven oder auch mit der konvexen Seite dem Drehpunkt zugeneigt sein. In Bild 5 bis 8 sind vier verschiedene einfache Federausgleichgetriebe mit zwei Wälzkurven dargestellt, bei denen sich die beiden Bandverlängerungen der Feder auf je einem besonderen Wälzkörper bei der Bewegung des Lasthebels abwälzen. Der Unterschied zwischen den einzelnen Getrieben besteht, wie aus Bild 1 bis 8 ersichtlich ist, in der Anordnung der Wälzkörper bezüglich der Lage ihrer Krümmung zum Drehpunkt. Welches der gezeigten einfachen Federausgleichgetriebe zu verwenden ist, ergibt sich zwangsläufig bei der Ermittlung der Getriebeabmessungen, wie später noch gezeigt werden wird.

Bei einem einfachen Federausgleichgetriebe mit gegebenen Abmessungen der beiden Wälzkurven (Bild 9), nämlich einer feststehenden Wälzkurve w_a und einer beweglichen Wälzkurve w_b , ist die Aufgabe zu lösen, das durch die Feder hervorgerufene Drehmoment um O in Abhängigkeit von dem Drehwinkel φ der beweglichen Wälzkurve zu bestimmen. Die Federkraft P ist an Hand der jeweiligen Federlänge dem durch die Federabmessungen gegebenen

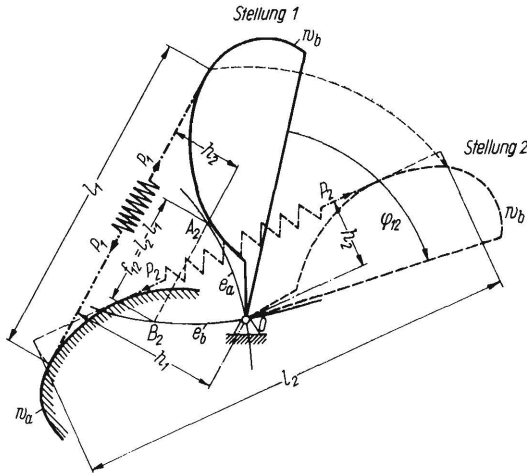


Bild 9. Ermittlung des Drehmomentenverlaufs für ein einfaches, gegebenes Federausgleichgetriebe mit zwei Wälzkurven.

Federdiagramm zu entnehmen. Für die gegebene Ausgangsstellung 1 ist das Drehmoment $M_1 = P_1 \cdot h_1$, wenn h_1 der senkrechte Abstand des Drehpunktes O von der Federmittellinie ist. Dreht man den Kurvenkörper w_b von der Stellung 1 in die Stellung 2 um den Winkel φ_{12} ¹⁾, so ist der Abstand h_2 der gemeinsamen Tangente an w_a und w_b der wirksame Hebelarm der Feder, deren Länge sich gegenüber der Stellung 1 entsprechend geändert hat. Die Schwierigkeit besteht nun in der Bestimmung der Längenänderung der Feder zwischen Stellung 1 und Stellung 2. Ist in der Stellung 1 das Mass l_1 die Länge zwischen den Berührungspunkten der Bandenden mit den Kurvenkörpern, so haben sich in der Stellung 2 die beiden Bandenden um ein entsprechendes in der Zeichnung gekennzeichnetes Mass auf die beiden Kurvenkörper abgewälzt. Man könnte also durch das Abtragen kleiner Sehnenstücke mit dem Stechzirkel die entsprechende Differenzlänge f_{12} ¹⁾ aus der neuen Länge l_2 und der ursprünglichen Länge l_1 bestimmen. Dieses mühselige Verfahren kann aber vermieden werden. Man lässt in der Stellung 1 die beiden Bandenden feststehen und wälzt auf diesen die beiden Kurvenkörper w_a und w_b ohne Gleiten ab. Beim Abwälzen des Kurvenkörpers w_a denkt man sich den Punkt O mit diesem Körper verbunden, wobei der Punkt O dann die Zyklode e_a beschreibt. Nimmt man weiterhin den Punkt O als Punkt des Kurvenkörpers

w_b an, so beschreibt dieser beim Abwälzen von w_b auf dem Band die Zyklode e_b . Zieht man nun im Abstand h_2 zur Tangente an w_a und w_b in Stellung 1 die Parallele, so schneidet diese die beiden Zykloiden e_a und e_b in A_2 und B_2 . Die Strecke $A_2B_2 = f_{12}$ ist dann die gesuchte Verlängerung der Feder, die diese bei der Bewegung des Hebels von der Stellung 1 nach 2 erleidet.

Aus Bild 9 geht hervor, dass für die Grösse des Federdrehmomentes bezüglich des Drehpunktes O die Relativbewegungen der Wälzkörper gegenüber dem Band massgebend sind. Die Evolventen e_a und e_b ergeben die Federverlängerung f_{12} durch das gleichzeitige Abwälzen der beiden Wälzkörper. Die Relativbewegungen bleiben aber immer dieselben, gleichgültig, ob man die Kurve w_a oder w_b festlegt. Es muss nur darauf geachtet werden, dass bei der wechselseitigen Festlegung die Drehrichtung des jeweils beweglichen Wälzkörpers entgegengesetzt dem anderen sein muss.

Hat man also ein Federausgleichgetriebe nach Bild 10 mit der beweglichen Wälzkurve w_b und der Drehrichtung φ um O , sowie der feststehenden Wälzkurve w_a , so muss bei dem Getriebe nach Bild 11 mit den gleichen Abmessungen derselbe Drehmomentenverlauf entstehen, wenn man die Kurve w_b feststellt und im entgegengesetzten Sinne wie vorher ($-\varphi$) die Kurve w_a um den Punkt O verdreht. Die wechselseitige Festlegung von Getriebegliedern unter Beibehaltung der Relativbewegungen wird als „kinematische Umkehrung“ bezeichnet.

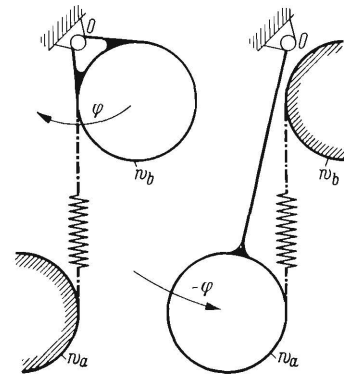


Bild 10 (links). Federausgleichgetriebe mit beweglicher Kurve w_b .

Bild 11 (rechts). Federausgleichgetriebe mit beweglicher Kurve w_a . Kinematische Umkehrung des Getriebes nach Bild 10.

Im Bild 12 ist der Drehmomentenverlauf für die Ausgleichgetriebe nach Bild 10 und 11 über dem Drehwinkel φ aufgezeichnet. Beachtenswert hierbei ist, dass erst nach $\varphi \approx 300^\circ$ die zweite Momentennullage auftritt. Es sei schon hier darauf hingewiesen, dass mit entsprechend geformten Wälzkurven jeder beliebige Drehwinkel zwischen zwei Momentennullagen erreichbar ist. Nach dem Federdiagramm des Bildes 13 hat die Feder in der Momentennullage, d.h.

1) φ_{12} ist der Winkel zwischen Stellung 1 und 2.

f_{12} ist der zusätzliche Federweg von Stellung 1 nach 2.

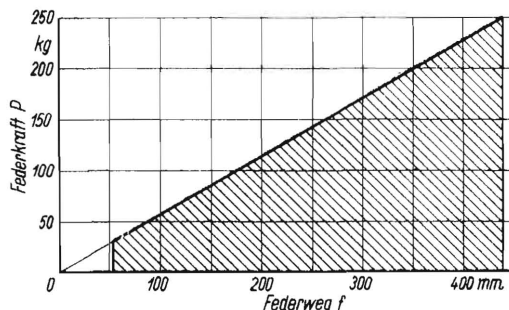
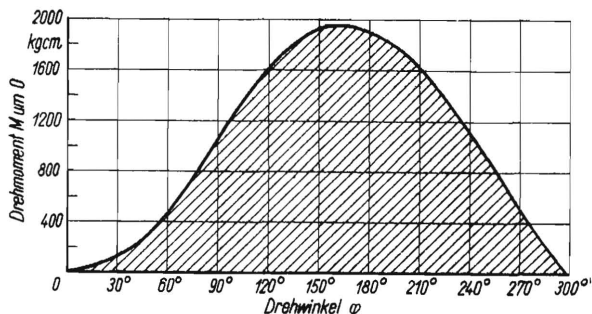


Bild 12. Drehmomentenverlauf bei den Federausgleichgetrieben nach Bild 10 und 11.

Bild 13. Gewählte Federkennlinie für die Federausgleichgetriebe nach Bild 10 und 11.

wenn die Federmittellinie durch den Punkt O geht ($\varphi = 0$), eine Vorspannung von 30 kg. Die in Bild 12 dargestellte Arbeit (schraffierte Fläche) der abgesenkten Last ist gleich der in der Feder gespeicherten Arbeit nach Bild 13 (schraffierte Fläche).

Hat man z.B. ein Federausgleichgetriebe nach Bild 18 mit den beiden kreisförmigen Wälzkurven w_a und w_b , so entsteht ein Getriebe nach Bild 19 mit derselben Feder und Federvorspannung und demselben Drehmomentenverlauf, wenn man die gestellfeste Kurve w_a durch eine Rolle mit gleichem Halbmesser ersetzt und die Feder in einem beliebigen, gestellfesten Punkt M aufhängt.

Die Bilder 14 und 15 zeigen eine weitere kinematische Umkehrung eines Federausgleichgetriebes mit zwei Wälzkurven w_a und w_b ; die zugehörige Drehmomentenkurve ist in Bild 16 gezeigt. Die zweite Momentennullage entsteht hierbei bereits nach einem Drehwinkel von etwa 80° . Nach dem Federdiagramm (Bild 17) wurde in der ersten Nullage mit einer Federvorspannung von 900 kg begonnen.

Die gleichen Verhältnisse ergeben sich, wenn man nach Bild 20 die bewegliche Kurve w_b als Rolle vom gleichen Halbmesser auf einem Hebel OA ausbildet, wenn A der Mittelpunkt der Kreisurve ist. Die Feder wird mit der gleichen Vor-

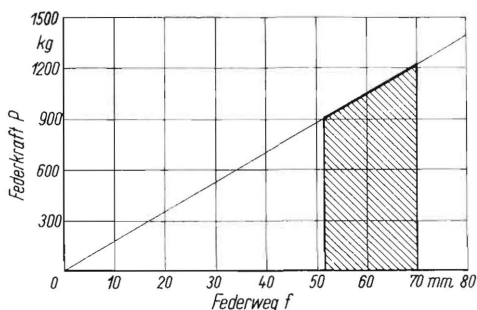
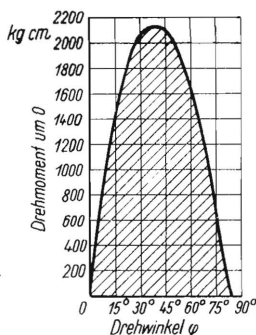
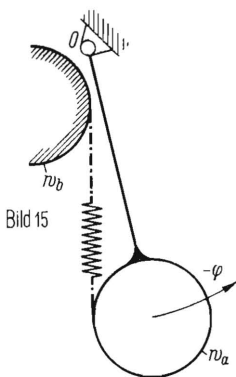
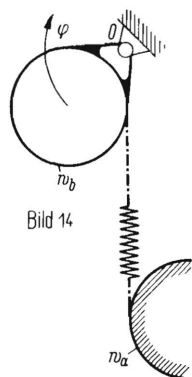


Bild 14 (links). Federausgleichgetriebe mit beweglicher Kurve w_b . Umkehrung der Drehrichtung nach Bild 10.

Bild 15 (rechts). Federausgleichgetriebe mit beweglicher Kurve w_a . Kinematische Umkehrung des Getriebes nach Bild 14.

Bild 16. Drehmomentenverlauf bei den Federausgleichgetrieben nach den Bildern 14 und 15.

Bild 17. Gewählte Federkennlinie für die Federausgleichgetriebe nach Bild 14 und 15.

Durch das Abwälzen des Bandes auf dem benachbarten Kurvenabschnitt von w_b entstehen gegenüber dem Getriebe nach Bild 10 und 11 wesentlich geringere wirksame Federhebelarme und auch ein kleinerer Winkel zwischen den Nullagen.

In manchen Fällen wird zwischen den beiden Wälzkurven nicht genügend Platz für die Feder vorhanden sein, insbesondere bei einer weichen Feder, d.h. wenn man für die Feder eine schwach ansteigende Kennlinie gewählt hat. Mit einer kreisförmigen Wälzkurve w_a oder w_b kann man auch weiche Federn unterbringen, wenn man die betreffende Kurve als Rolle ausbildet und um sie das Band legt. Der Befestigungspunkt der Feder muss in demselben Getriebeglied liegen, in dem der Rollenzapfen befestigt ist.

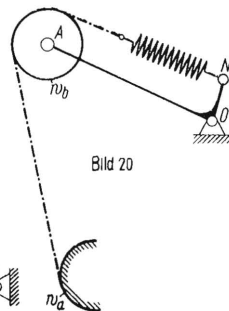
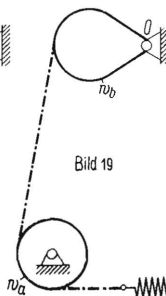
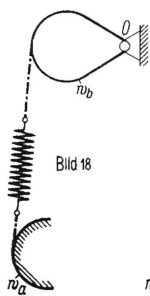


Bild 18. Federausgleichgetriebe mit zwei kreisförmigen Wälzkurven w_a und w_b .

Bild 19. Federausgleichgetriebe der gleichen Wirkung wie das Getriebe nach Bild 18 mit Rolle w_a .

Bild 20. Federausgleichgetriebe der gleichen Wirkung wie das Getriebe nach Bild 18 mit Rolle w_b .

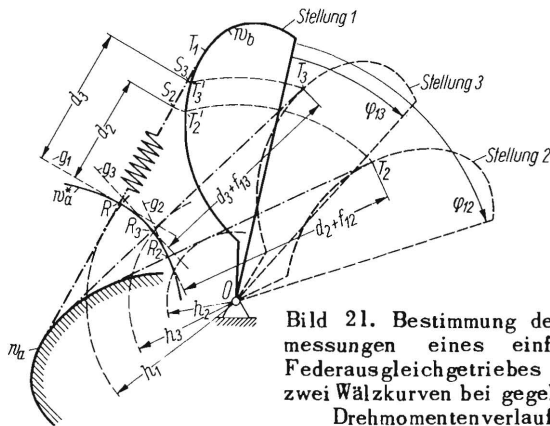


Bild 21. Bestimmung der Abmessungen eines einfachen Federausgleichgetriebes mit zwei Wälzkurven bei gegebenem Drehmomentenverlauf.

spannung wie vorher in einem beliebigen Punkt N des Federhebels OA aufgehängt.

Beim Entwurf eines einfachen Federausgleichgetriebes mit zwei Wälzkurven soll der Drehmomentenverlauf in Abhängigkeit von den Drehwinkeln der bewegten Kurve w_b vorgeschrieben sein. Man wird im allgemeinen eine der beiden Wälzkurven, z.B. w_b als einfach herzustellende Kurve, z.B. in Kreisbogenform wählen, so dass die Bestimmung der Form der anderen Wälzkurve w_a übrig bleibt. In Bild 21 geht man von einer Ausgangsstellung 1 aus, nimmt für eine gegebene Feder aus dem zugehörigen Federdiagramm eine bestimmte Anfangskraft P_1 an und ermittelt aus dem gegebenen Drehmoment M_1 den Abstand $h_1 = M_1/P_1$. Mit dem Abstand h_1 von O zeichnet man die Tangente an die Kurve w_b in Stellung 1. Für die Drehwinkel φ_{12} und φ_{13} sind laut Aufgabenstellung die Drehmomente M_2 und M_3 gegeben. Man kann also aus dem vorhandenen Federdiagramm hierfür zwei beliebige Federkräfte P_2 und P_3 wählen und erhält die senkrechten Abstände $h_2 = M_2/P_2$ und $h_3 = M_3/P_3$. Im Federdiagramm greift man ausserdem die entsprechenden Federverlängerungen f_{12} und f_{13} ab. Um O schlägt man die Kreisbögen mit den Halbmessern h_2 und h_3 und zeichnet die gemeinsamen Tangenten an diese Kreisbögen und die Kurve w_b in Stellung 2 und 3. Die Berührungspunkte T_2 und T_3 dieser Tangenten mit der Kurve w_b in Stellung 2 und 3 überträgt man durch Verdrehen um O auf die Stellung 1 nach T'_2 und T'_3 . Wenn T_1 der Berührungspunkt der Tangente in der Stellung 1 ist, so überträgt man die Bogenstücke $T_1 T'_2$ und $T_1 T'_3$ auf die Ausgangstangente und erhält die Punkte S_2 und S_3 . Auf dieser Tangente nimmt man einen beliebigen Punkt R an und erhält die Strecken $d_2 = RS_2$ und $d_3 = RS_3$. Im Punkt R errichtet man auf der Tangente die Senkrechte g_1 . In den Stellungen 2 und 3 trägt man von T_2 und T_3 auf den Tangenten die Strecken $d_2 + f_{12}$ und $d_3 + f_{13}$ ab und erhält die Punkte R_2 und R_3 , in denen man auf den Tangenten die Senkrechten g_2 und g_3 errichtet. Führt man die angegebene Konstruktion ausser für die Winkel φ_{12} und φ_{13} noch für möglichst viele andere Zwischenwinkel durch, so hüllen alle sich daraus ergebenden Geraden g eine Kurve w_a^* ein.

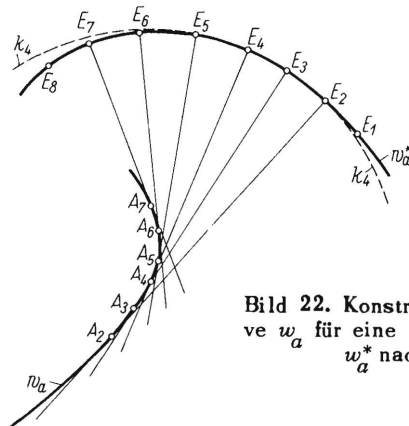


Bild 22. Konstruktion der Wälzkurve w_a für eine gegebene Evolvente w_a^* nach Bild 21.

Zu dieser Kurve w_a^* ermittelt man die Kurve der Krümmungsmittelpunkte, die sogenannte Evolvente w_a nach Bild 22. Diese Evolvente w_a kann aus der Evolvente w_a^* nur entstehen, wenn die Evolvente eine stetig in einer Richtung veränderliche Krümmung aufweist. Man nimmt auf der Evolvente w_a^* eine beliebige Anzahl möglichst dicht nebeneinander liegender Punkte E an und ermittelt für jeweils drei dieser Punkte, z.B. für E_1, E_2 und E_3 den Kreismittelpunkt A_2 und für E_2, E_3 und E_4 den Mittelpunkt A_3 usw. Alle Mittelpunkte ergeben die Wälzkurve w_a , die ausserdem von den Mittelpunktschwerachsen eingehüllt wird. Wie aus der Konstruktion in Bild 21 ersichtlich war, hat man durch die beliebige Wahl der Kräfte P und der zugehörigen Federlängenänderungen f willkommene Möglichkeiten, der Evolventenkurve w_a^* eine Form zu geben, aus der ein leicht herzustellender Kurvenkörper w_a abgeleitet werden kann.

Federausgleichgetriebe aus vorhandenem Grundgetriebe

Wenn ein Grundgetriebe, beispielsweise ein Gelenkviereck, vorhanden ist und mit diesem Gelenkviereck eine Last G gehoben bzw. gesenkt werden soll, so kann man für die Anbringung einer Lastausgleichsfeder eine Anzahl gleichwertiger Federausgleichgetriebe entwickeln. Die Gleichwertigkeit bezieht sich darauf, dass die betreffenden Getriebe dieselbe Anzahl von Getriebegliedern und Gelenken haben, dass also der kinematische Aufwand der gleiche ist. Man kann hierbei von den sogenannten kinematischen Ketten ausgehen und mit Hilfe der kinematischen Umkehrung [3] alle daraus entstehenden möglichen Getriebe erfassen. An den folgenden Beispielen soll die Ableitung der Getriebe näher erläutert werden.

Geht man von der sechsgliedrigen kinematischen Kette, der sogenannten *Wattschen Kette* nach Bild 23 aus, so kann man z.B. die beiden zweigelenkigen Glieder 5 und 6 durch eine Zug- oder Druckfeder ersetzen. Man kann nun jeweils eines der vier Glieder 1 bis 4 als Gestellglied und ein anderes der vier Glieder als Träger für die Last G annehmen. Daraus

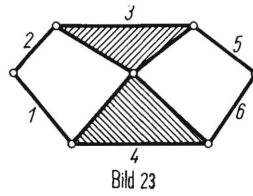


Bild 23 bis 28. Gelenkvierecke mit Feder-
ausgleich aus der *Wattschen* kinematischen
Kette.

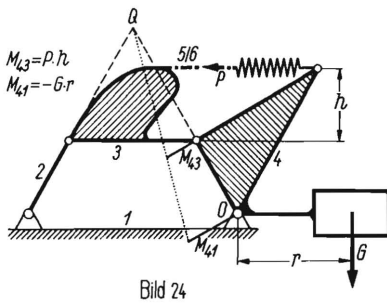


Bild 24

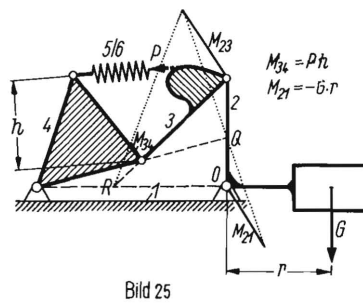


Bild 25

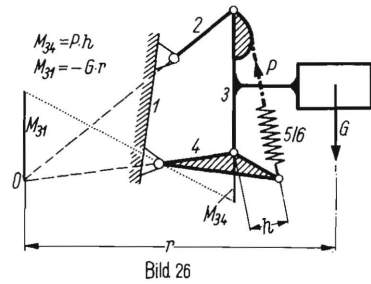


Bild 26

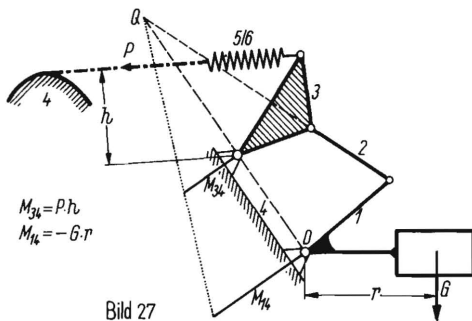


Bild 27

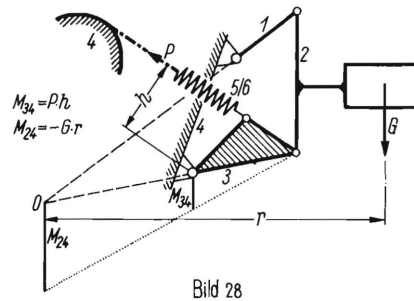


Bild 28

entstehen die fünf Getriebeformen nach Bild 24 bis 28. In Bild 24 bis 26 sind das zweigelenkige Glied 1 als Gestell und nacheinander die Glieder 4, 2 und 3 als Lastträger gewählt worden. Würde man das Glied 2 der *Wattschen* Kette als Gestell wählen, so würde man dieselben Getriebe erhalten; denn die *Wattsche* Kette weist, wie ohne weiteres ersichtlich ist, einen symmetrischen Aufbau auf. Das gleiche trifft auch zu, wenn man das Glied 4 oder 3 als Gestellglied wählt. In Bild 27 und 28 sind das Glied 4 als Gestellglied und nacheinander die Glieder 1 und 2 als Lastträger gewählt worden.

Bei diesen Federausgleichgetrieben ist die Feder 5/6 wegen einer einfachen Darstellung mit ihrem einen Ende in einem Gelenkpunkt und mit dem anderen Ende mit einem Wälzband dargestellt worden. Bei der Massgebung dieser Getriebe wird es sich jedoch sehr oft als notwendig erweisen, zwei Wälzkörper, wie im Bild 9, vorzusehen.

Wenn die Feder zwischen zwei Getriebegliedern aufgehängt ist, die durch ein Drehgelenk unmittelbar miteinander verbunden sind, so übt sie auf diese Glieder ein Drehmoment $P \cdot h$ bezüglich dieses Drehgelenkes aus. Im allgemeinen werden die Drehmomentvektoren als linienflüchtige Vektoren in Richtung der Drehachse eines derartigen Drehgelenkes aufgetragen (in Bild 24 bis 28 also senkrecht zur Bildfläche). Von dieser Gepflogenheit soll hier abgewichen werden, indem die Drehmomentvektoren um

90° in die Zeichenebene zu kippen sind. Bei der Ausführung nach Bild 24 entsteht durch die Feder das Drehmoment $M_{43} = P \cdot h$ und durch die Last das Drehmoment $M_{41} = G \cdot r$. Beide Drehmomente sollen so wirken, dass unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses, hervorgerufen durch die Aufhängung der Feder, die Last in jeder Zwischenstellung des Getriebes durch die Feder im Gleichgewicht gehalten wird. Trägt man im Drehpunkt des Lasthebels das Drehmoment M_{41} in beliebiger Richtung als Strecke auf und verbindet den Endpunkt dieser Strecke mit dem Pol Q , so muss die Parallele durch den Drehpunkt, um den das Federmoment wirkt, diese Verbindungslinie im Endpunkt des Federmomentes M_{43} schneiden. Der Relativpol Q wird in bekannter Weise als Schnittpunkt der beiden im Gestell 1 gelagerten Lenker gefunden. Bezüglich ihres Richtungssinnes sind die beiden Drehmomente M_{41} und M_{43} einander so zugeordnet, dass das eine das andere ersetzen kann, d.h. das Drehmoment M_{43} übt auf das Gesamtgetriebe in seinem zugeordneten Gelenkpunkt die gleiche Wirkung aus, wie das Drehmoment M_{41} im zugehörigen Drehpunkt. Sollen sich beide aufheben, so muss die Richtung des Federdrehmomentes umgekehrt gewählt werden.

Bei der Ausführung nach Bild 25 ist die Feder 5/6 zwischen den Getriebegliedern 3 und 4 angeordnet. Dadurch wirkt um den diese Getriebeglieder verbindenden Gelenkpunkt das Drehmoment $M_{34} = P \cdot h$,

das man in diesem Gelenkpunkt wieder in beliebiger Richtung und beliebigem Masstab als Strecke antragen kann. Parallel dazu trägt man im Drehpunkt des Lasthebels das Lastmoment $M_{21} = G \cdot r$ auf. Um die Zuordnung der beiden Drehmomente zu erhalten, kann man die beiden Zwischenpole R und Q und das Zwischenmoment M_{23} ermitteln [4]. Der Relativpol R ergibt sich als Schnittpunkt der Steggeraden mit der Verlängerung des Gliedes 3 und der Relativpol Q als Schnittpunkt des Gliedes 2 mit dem Glied 4. In dem Gelenkpunkt zwischen den Gliedern 2 und 3 zeichnet man die Parallele zu dem Drehmoment M_{34} , die von der Geraden durch R und dem Endpunkt von M_{34} im Endpunkt des Zwischenmomentes M_{23} geschnitten wird. Durch diesen gefundenen Endpunkt zeichnet man die Gerade durch den Relativpol Q , die die Parallele durch den Gelenkpunkt 21 im Endpunkt des Momentes M_{21} schneidet.

In dem Getriebe nach Bild 26 dreht die Last G nicht um einen reellen, körperlich ausgeführten Drehpunkt, sondern um den ideellen Momentanpol O , der sich als Relativpol des Lastträgergliedes 3 gegenüber dem Stegglied 1 als Schnittpunkt der Lenker 2 und 4 ergibt. Bezüglich des Relativpoles O entsteht also das Lastmoment $M_{31} = G \cdot r$, wenn r den senkrechten Schwerpunktsabstand des Punktes Q von der Wirkungslinie der Last G darstellt. In dem Verbindungsgelenk der Glieder 3 und 4 entsteht aber das Federmoment $M_{34} = P \cdot h$. Die beiden Momente M_{31} und M_{34} werden in einfacher Weise einander durch die Hilfsgerade zugeordnet, die man durch den Drehpunkt des Gliedes 4 zeichnet.

In dem Getriebe nach Bild 27 ist die Zuordnung des Lastmomentes M_{14} und des Federmomentes M_{34} mit Hilfe des Relativpoles Q des Gliedes 1 zum Glied 3 zu erkennen.

Bei dem Getriebe nach Bild 28 dreht die Last wiederum um den ideellen Punkt O , so dass das Lastmoment $M_{24} = G \cdot r$ entsteht. Die Feder 5/6 verursacht jedoch im Drehpunkt des Gliedes 3 das Moment $M_{34} = P \cdot h$. Die Zuordnung der beiden Momente erhält man in einfacher Weise durch die Hilfsgerade, die man durch das Verbindungsgelenk der Glieder 2 und 3 zeichnet.

In Bild 29 bis 33 sind für die gleichen Voraussetzungen wie bisher vier Ausführungsformen aus der sogenannten Stephenson'schen, sechsgliedrigen kinematischen Kette abgeleitet worden, indem die beiden zweigelenkigen Glieder 5/6 wiederum durch eine Feder ersetzt sind. Da in diesem Fall die Feder 5/6 zwei Getriebeglieder 3 und 4 miteinander verspannt, die nicht unmittelbar durch ein Drehgelenk verbunden sind, sondern über die beiden zweigelenkigen Glieder 1 und 2, ergibt sich das Federmoment $P \cdot h$ immer in Bezug auf einen Relativpol (ideellen Drehpunkt).

In den Ausführungen nach Bild 30 und 31 wurden das Glied 1 als Gestellglied und nacheinander das Glied 4 und das Glied 2 als Lastträger gewählt. Wegen des symmetrischen Aufbaus der Stephenson'schen Kette entstehen die gleichen Getriebe, wenn man das Glied 2 als Gestellglied wählt. Die Ausführungen nach Bild 32 und 33 entstehen durch Fest-

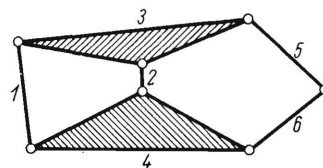


Bild 29

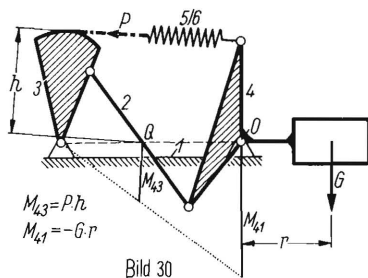


Bild 30

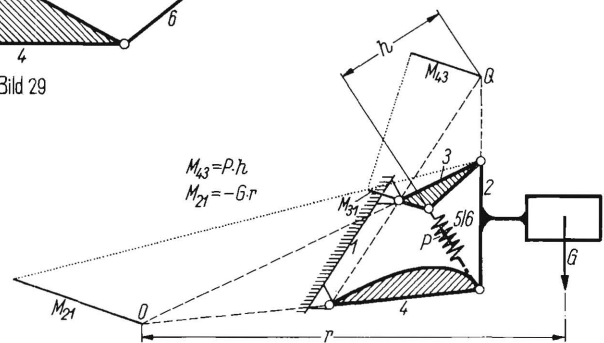


Bild 31

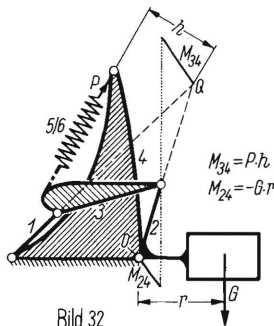


Bild 32

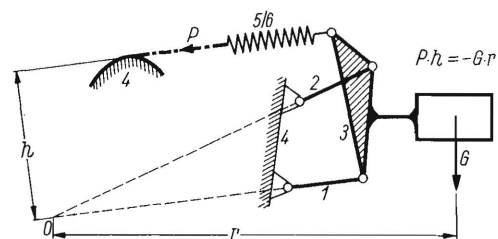


Bild 33

Bild 29 bis 33. Gelenkvierecke mit Federausgleich aus der Stephenson'schen kinematischen Kette.

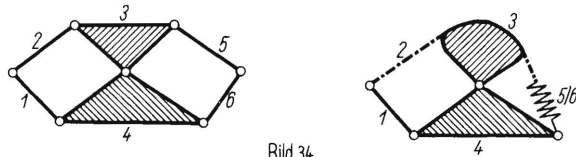


Bild 34

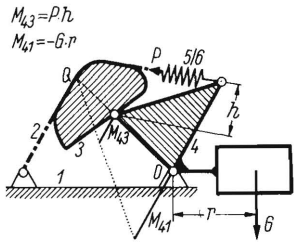


Bild 35

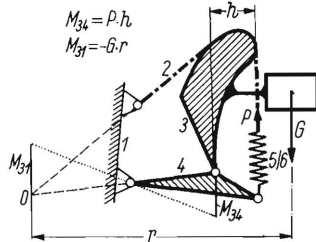


Bild 36

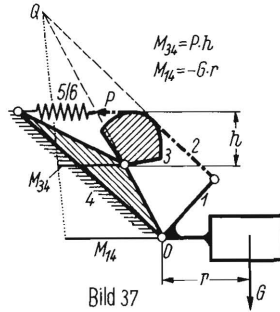


Bild 37

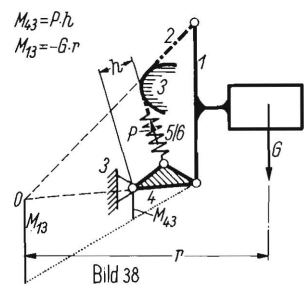


Bild 38

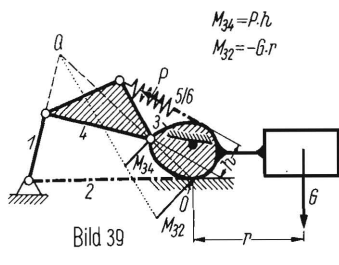


Bild 39

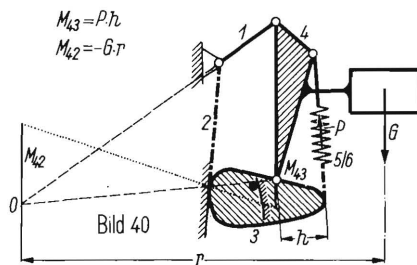


Bild 40

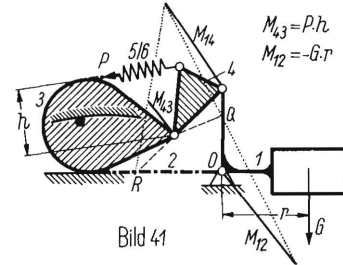


Bild 41

Bild 34 bis 41. Federausgleichgetriebe mit Wälzkurve aus der *Wattschen* kinematischen Kette.

stellung des dreigelenkigen Gliedes 4 und nacheinander durch die Wahl der Glieder 2 und 3 als Lastträger. Auch hier würden die gleichen Getriebeformen entstehen, wenn man an Stelle des Gliedes 4 das Glied 3 als Gestellglied wählen würde.

Im Getriebe nach Bild 30 entsteht das Federmoment $M_{43} = P \cdot h$ um den Relativpol Q (ideellen Drehpunkt des Gliedes 3 gegenüber dem Glied 4). Die Hilfsgerade durch den festen Drehpunkt des Gliedes 3 ergibt die Zuordnung der beiden Momente M_{43} und M_{41} .

Die Ausführung nach Bild 31 zeigt ein Getriebe mit der Bewegung der Last G um den ideellen Punkt O , woraus sich das Lastmoment $M_{21} = G \cdot r$ um diesen Punkt O ergibt, wenn O der Schnittpunkt der beiden Lenker 3 und 4 ist. Das Federmoment in Bezug auf den Relativpol Q , der sich als Schnittpunkt der Stegeraden 1 mit dem Glied 2 ergibt, ist $M_{43} = P \cdot h$. Die Zuordnung zwischen den Momenten M_{21} und M_{43} kann über das Zwischenmoment M_{31} in der im Bild gezeigten Weise erfolgen.

In dem Getriebe nach Bild 32 erfolgt die Zuordnung des Federmomentes $M_{34} = P \cdot h$ um den Relativpol Q zum Lastmoment $M_{24} = G \cdot r$ durch die durch das Verbindungsgelenk der Glieder 3 und 2 gezogene Hilfsgerade.

Da bei dem Getriebe nach Bild 33 die Feder 5/6 und die Last G am gleichen Hebel 3 wirken, ergibt sich hier eine einfache Zuordnung des Federmomentes zum Lastmoment $P \cdot h = -G \cdot r$, wobei beide Momente auf den gemeinsamen ideellen Drehpunkt O als Schnittpunkt der Lenker 1 und 2 bezogen sind.

Die Anpassung der Federmomente an die Lastmomente in den Getrieben nach Bild 23 bis 33 kann mit Hilfe der jeweils angedeuteten Wälzkurven vorgenommen werden, wobei die gezeigten Konstruktionen für die Momentenzuordnung über den gesamten Bewegungsverlauf durchzuführen sind. Für den Verlauf des Federmomentes ist dann die Form der Wälzkurve oder unter Umständen die Form zweier Wälzkurven, entsprechend Bild 21, zu ermitteln.

Federausgleichgetriebe mit Wälzkurven als Ersatz für gelenkig verbundene Getriebe-glieder

Aus den beiden gezeigten sechsgliedrigen, kinematischen Ketten lassen sich noch weitere Federausgleichgetriebe ableiten, wenn man, wie in Bild 34, in der *Wattschen* kinematischen Kette das dreigelenkige Glied 3 durch eine Wälzkurve, das zweigelenkige Glied 2 durch ein Band und die zweigelenkigen Glieder 5 und 6, wie im vorstehenden, durch eine Feder mit entsprechenden Bandenden ersetzt. Die daraus entstandene Wälzkurvenkette besteht dann, wie in Bild 34 gezeigt, aus zwei starren Hebeln, aus einem Kurvenkörper, einem Band und einer Feder.

Die Ermittlung der Federdrehmomente, die den gegebenen Lastmomenten das Gleichgewicht halten sollen, kann in ähnlicher Weise, wie in den vorher gezeigten Getrieben, vorgenommen werden, wenn man den jeweiligen Anfangspunkt und Endpunkt der Bandtangente an die Wälzkurve sich nach wie vor als Drehgelenk denkt. Die sieben verschiedenen Getriebe-

formen in Bild 35 bis 41 aus der *Wattschen* kinematischen Kette sind wiederum dadurch entstanden, dass man jeweils ein Glied dieser Kette als Gestellglied und ein anderes Glied als Träger der Last ausgewählt hat. Aus den einzelnen Bildern dürfte die Zuordnung der Drehmomente unter Benutzung der Relativpole O , Q und R abzulesen sein. In den Ausführungen nach Bild 35 und 36 wurden das zweigelenkige Glied 1, in der Ausführung nach Bild 37 das dreigelenkige Glied 4, in der Ausführung nach Bild 38 die Wälzkurve 3 und in den Ausführungen nach Bild 39 bis 41 sogar das Band 2 als Gestellglied gewählt. Wenn, wie bei Ausführung nach Bild 39, die Last G am Wälzkörper 3 befestigt ist und dieser Wälzkörper auf dem festgestellten Band 2 abwälzt, beschreibt der Schwerpunkt der Last eine Zyklode, die man je nach den praktischen Anforderungen in ihrer Form vorschreiben kann, woraus sich dann eine bestimmte Form der Wälzkurve ergibt. Bei festgestelltem Band 2 ist es allerdings zweckmässig, wenn man durch eine Gegenführung im Gestell und einen billigen Bolzen an der Wälzkurve ein Abheben des Wälzkörpers vom Band vermeidet.

Aus der *Stephensonschen* sechsgliedrigen kinematischen Kette entsteht ebenfalls ein Wälzkurven-Federausgleichgetriebe nach Bild 42, wenn man das dreigelenkige Glied 3 durch eine Wälzkurve, das zweigelenkige Glied 2 durch ein Band und die beiden zweigelenkigen Glieder 5 und 6 wieder durch eine Feder mit Bandenden ersetzt. Auch die so entstandene kinematische Kette besteht wie die *Wattsche* Kette aus den beiden starren Hebeln 1 und 4, aus einer Kurvenscheibe 3, aus dem Band 2 und der Feder 5/6. Aus dieser Kette lassen sich die Getriebeformen nach Bild 43 bis 51 ableiten. Auch hier ist nach den vorangegangenen Erläuterungen die Zuordnung der Federmomente zu den Lastmomenten aus den Bildern ersichtlich. Bei festgestelltem Band 2, wie in den Ausführungen nach Bild 49 bis 51, ist es wiederum zweckmässig, das Abheben der Kurvenscheibe von dem nach einer Richtung festgelegten Band durch eine Gegenführung zu verhindern.

Am Beispiel der Ausführungsform nach Bild 51 sei nochmals im einzelnen die Drehmomentenermittlung erläutert. Die Last G ist am zweigelenkigen Hebel 1

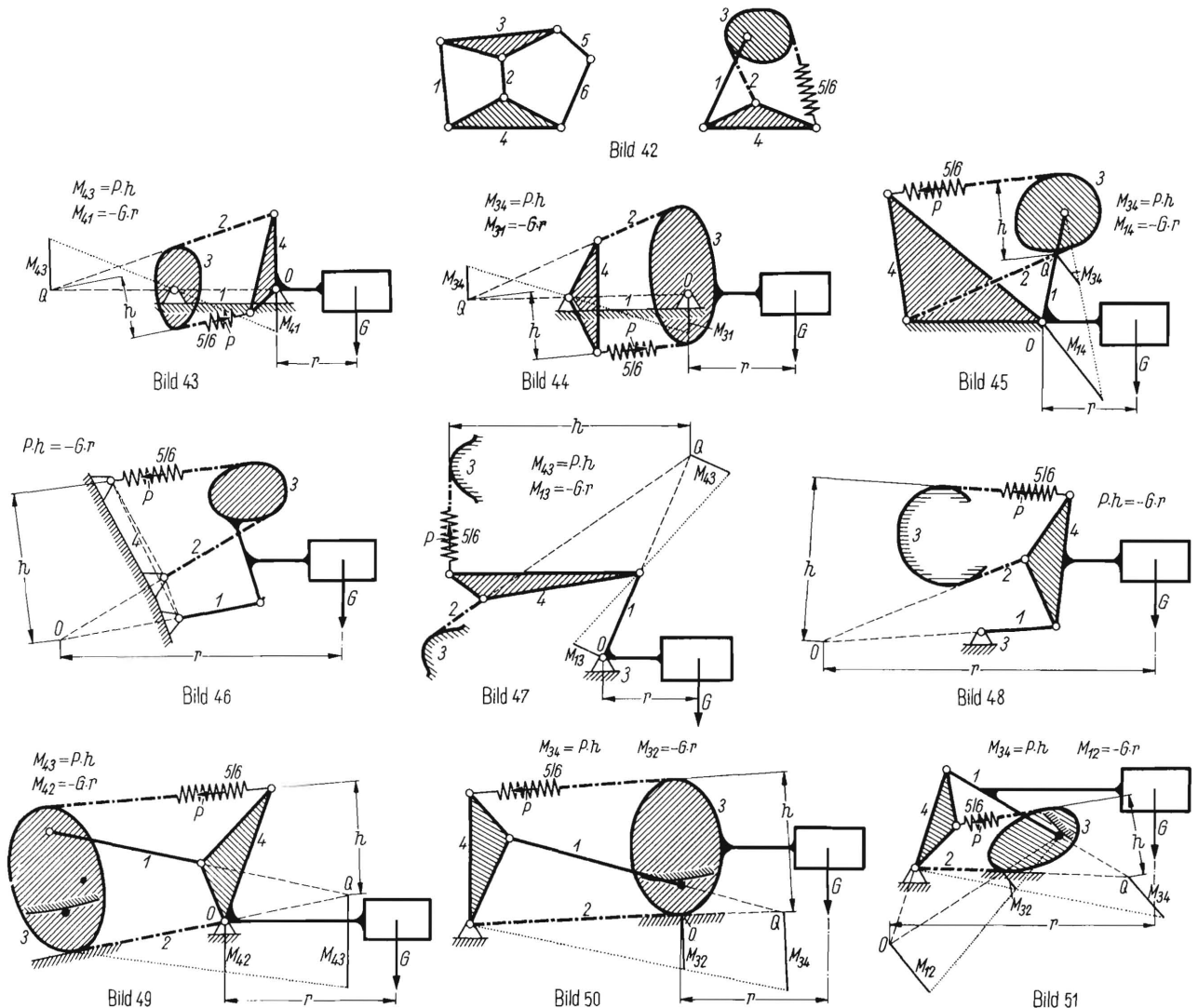


Bild 42 bis 51, Federausgleichgetriebe mit Wälzkurve aus der *Stephensonschen* kinematischen Kette.

befestigt, der mit dem Kurvenkörper 3 in gelenkiger Verbindung steht. Der augenblickliche Drehpunkt, um den die Last G dreht, ist der Relativpol O , der sich ergibt als Schnittpunkt des Gliedes 4 mit der Geraden, die man durch den gemeinsamen Gelenkpunkt des Gliedes 1 und 3 und durch den Auflagepunkt der Wälzkurve auf dem Band zeichnet. Daraus ergibt sich das Lastmoment $M_{12} = G \cdot r$ um O . Die Feder 5/6 dagegen wirkt an einem Hebelarm h als senkrechter Abstand des Relativpoles Q von der Federmittellinie, wobei sich Q als Schnittpunkt des Gliedes 2 und des Gliedes 1 ergibt. Es ist also das Federmoment $M_{34} = P \cdot h$. Die Zuordnung der Momente M_{12} und M_{34} muss über das Zwischenmoment M_{32} mit Hilfe der Hilfsgeraden ermittelt werden, die man durch die gemeinsamen Gelenkpunkte der Glieder 1 und 3 und 2 und 4 legt.

Die Festlegung der Form der Wälzkurven in den Bildern 34 bis 51 muss nicht nur mit Rücksicht auf den Federausgleich, sondern auch unter Berücksichtigung der Bewegungsverhältnisse der Last G vorgenommen werden. Die entsprechenden Verfahren zur Ermittlung der Abmessungen dieser Getriebe sollen in einer besonderen Arbeit behandelt werden.

Schlussbetrachtung

Die vorgeschlagenen Federausgleichgetriebe können dazu dienen, einen günstigen Kraftausgleich mit verhältnismässig geringem Aufwand durchzuführen. Bisher wurde nur von einer Last und von der Anordnung einer Feder gesprochen. Die gezeigten Verfahren dürften jedoch in erweiterter Form auch für die Zuordnung von mehr als zwei Drehmomenten geeignet sein. Es kann sich z.B. als zweckmässig erweisen, eine Feder, die wegen ihrer grossen Länge und ihres grossen Durchmessers zu viel Platz in Anspruch nehmen würde, durch zwei Federn an verschiedenen Stellen zu ersetzen. Es ist auch denkbar, dass man, beispielsweise unter Benutzung von Drehstabfedern, eines oder mehrere Drehgelenke dieser Getriebe zusätzlich drehfedernd ausbildet. Dann wirkt an einem solchen Drehgelenk unmittelbar ein Moment, das man nach Grösse und Richtung in der gleichen Weise wie bisher behandeln kann. Es ist

andererseits auch in gewissen Fällen notwendig, mehrere Lasten an verschiedenen Getriebegliedern zu berücksichtigen; im einfachsten Fall, wenn das Eigengewicht aller Getriebeglieder in die Betrachtungen einbezogen werden soll. Auch durch diese zusätzlichen Lasten entstehen Momente, die nach dem angegebenen Verfahren den bereits vorhandenen Momenten gegebenenfalls zugeordnet werden müssen.

Bei Überlagerung von mehr als zwei Drehmomenten ist es zweckmässig, für jede Einzelzuordnung einen entsprechenden Momentenplan aufzuzeichnen. Auch diese und ähnliche Untersuchungen sollen in einer besonderen Arbeit behandelt werden.

Bei der Bemessung der Getriebe wird man im allgemeinen von einer vorhandenen Feder mit bekannter Kennung ausgehen. Bei den serienmässig gelieferten Federn streut die Kennung mehr oder weniger stark, so dass beim Einbau dieser Federn in ein Ausgleichgetriebe eine abweichende Wirkung von der Sollwirkung eintreten kann. Es interessieren deshalb Untersuchungen zur Klärung der Frage, in welcher Weise man die Streuung der Federkennlinien durch entsprechende Justiermassnahmen eliminieren kann. Derartige Untersuchungen über die Auswirkung der Federeigenschaften können allerdings sehr umfangreich werden. Im allgemeinen sind in der Getriebetechnik noch sehr wenig solche Untersuchungen durchgeführt worden, doch hat sich deren Notwendigkeit auch schon auf verschiedenen anderen Gebieten ergeben.

Schrifttum

- [1] Hain, K.: Periodische Bandgetriebe. Z.VDI 95 (1953) S. 192/196.
- [2] Hain, K.: Der Federausgleich von Lasten. In: Grdlgn. d. Landtechn. Heft 3, Düsseldorf 1952. S. 38/50.
Zödler, H.: Das Schwingrahmensystem am Ackerschlepper und seine Forderungen an das Hubwerk. Landtechn. Forsch. 2 (1952) S. 62/65.
- [3] Hain, K.: Die Kinematik der Führung von Geräten bei verschiedenen Anlenksystemen am Schlepper. (In diesem Heft).
- [4] Budnick, A.: Zeichnerische Behandlung von Kräften und Momenten in Koppel- und Rädergetrieben. VDI-Forschungsheft Nr. 388. Berlin 1938.

Institut für Landtechnische Grundlagenforschung
der Forschungsanstalt für Landwirtschaft Braunschweig-Völkenrode
Direktor: Prof. Dr.-Ing. W. Kloth

Anschrift des Verfassers: Ing. Kurt Hain, (20b) Braunschweig, Bundesallee 50