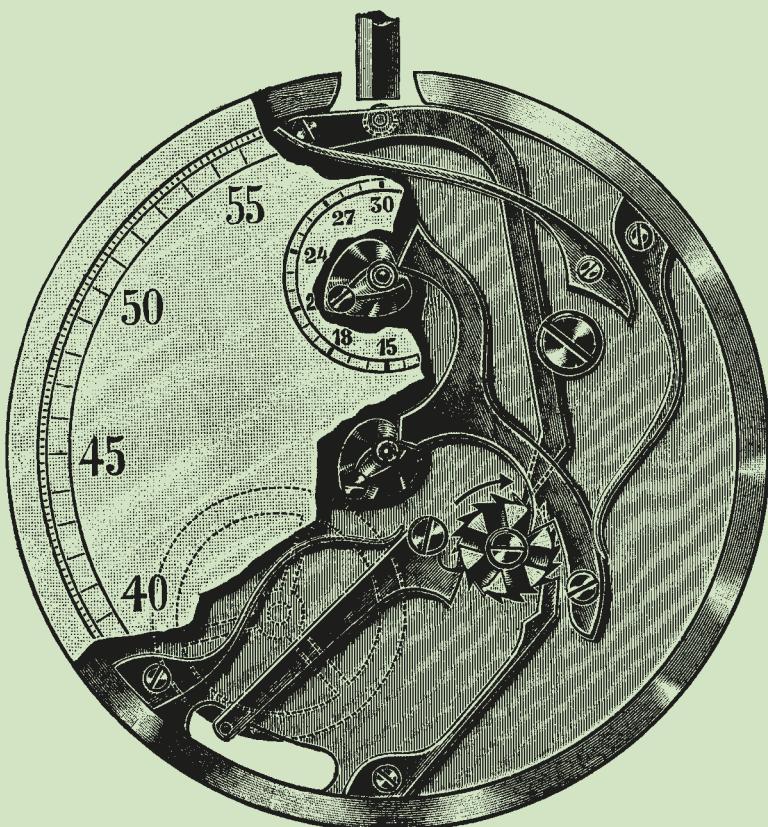
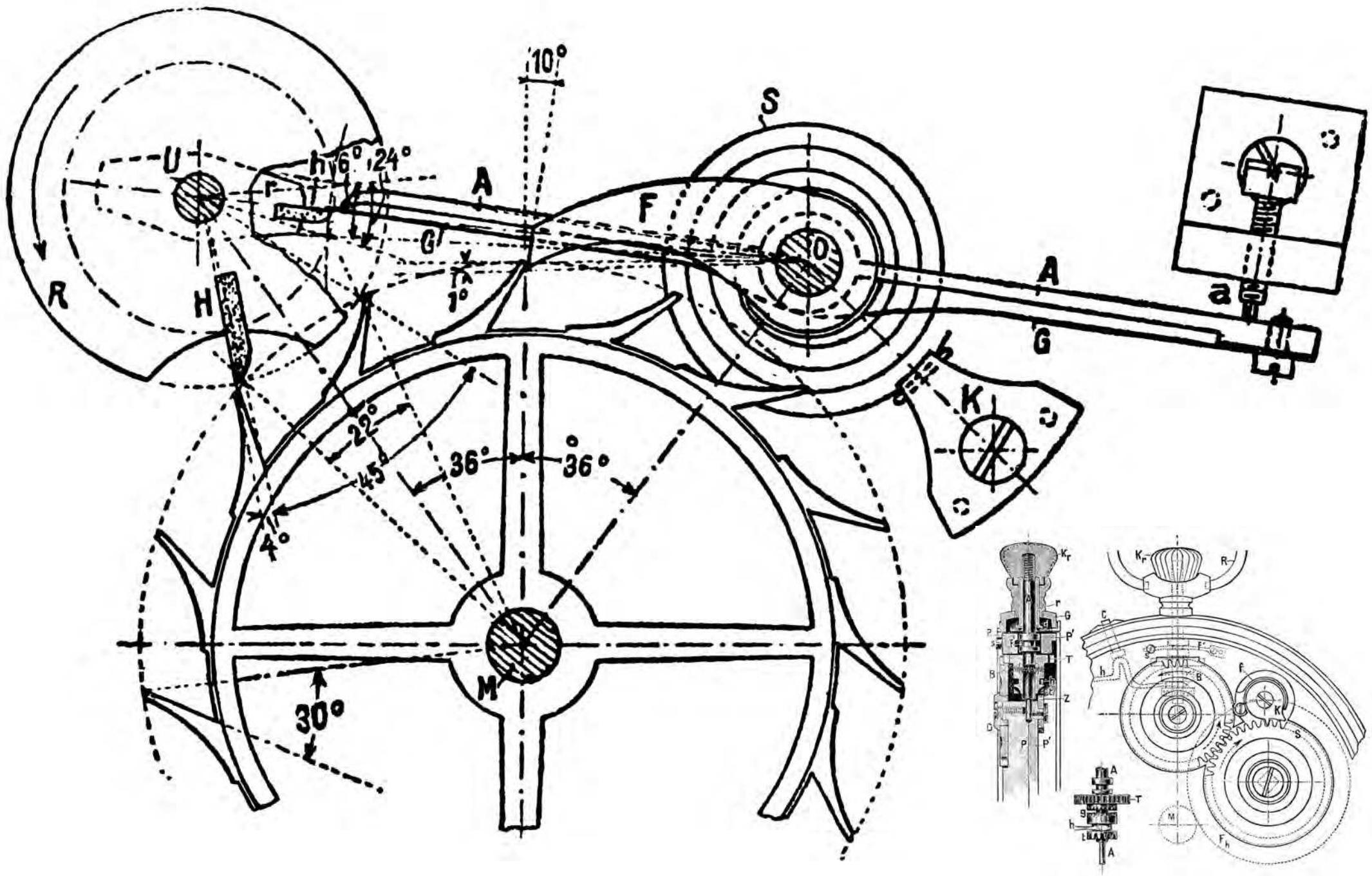


Hrsg. M. Stern
Professor W. Sander

Uhrenlehre



HEEL



Hrsg. M. Stern

Professor W. Sander

Uhrenlehre



HEEL

UHRENLEHRE

Die wichtigsten mechanischen, physikalischen und technologischen Grundsätze für den Bau der Uhrwerke in elementarer Darstellung für Fachschulen und zum Selbstunterricht, für Konstrukteure und Reparateure

von

Professor W. SANDER †

Diplom-Ingenieur, ehem. Vorstand der Württemb. Fachschule
für Feinmechanik und Uhrmacherei in Schwenningen a. N.

Bearbeitet, ergänzt und herausgegeben

von

M. LOESKE, Berlin

Mit 152 Abbildungen

LEIPZIG
Verlag der Uhrmacher-Woche
Wilhelm Diebener

1923

Inhalts-Verzeichnis

Vorwort des Herausgebers	5
Einleitung	7
I. Kapitel	
Das Gehwerk	
Allgemeines	9
Die Kraftübertragung in der Uhr	10
Der Einfluß der Reibung	12
II. Kapitel	
Die Antriebvorrichtungen	
Der Gewichtszug	14
Gangdauer und Fallhöhe	15
Die bewegliche Rolle	16
Der Kettenaufzug	17
Das Gegengesperr mit Hilfsaufzug	18
Sperrräder und Sperrkegel oder Sperrklinken	21
III. Kapitel	
Der Federaufzug	
Das bewegliche Federhaus	24
Das feste Federhaus	27
Vergleich der beiden Anordnungen	28
Aufzugeinrichtungen bei Taschenuhren	29
Der Kronenaufzug	29
Die Kraftübertragung beim Aufzuge	34
Die geometrischen Verhältnisse des Federhauses	35
Die Länge der Feder	39
Die Gangdauer der Federzuguhru	42
IV. Kapitel	
Die Kraft der Zugfeder und ihre Berechnung	
Die freie Feder	43
Formfehler der Zugfeder	48
Versuche an einem Federhause	53
Federkraftkurven	56
Die mechanische Arbeit der Feder	59
Vorausberechnung eines Federhauses	60
V. Kapitel	
Die Änderung der Federkraft	
Die Stellung	61
Die Schnecke	62
Verschiedene Antriebe	64
	71

VI. K a p i t e l

Das Laufwerk

Das Gestell, die Werkplatten	72
Werkplattengrößen	78
Wellen, Zapfen, Lager	79
Die Wellenzapfen	80
Reibungskoeffizient und Reibungswinkel	80
Bestimmung der Zapfendicke und der Zapfenlänge	82
Die Biegungsbeanspruchung und der Lagerdruck	83
Berechnung der Wellen- und Zapfendurchmesser nach dem Biegsungs- moment	85
Die Steinlager	88
Die Kugellager	92

VII. K a p i t e l

Verzahnungen und Eingriffe

Verzahnungen und Eingriffe	93
Die Profilkurven: 1. Die Zykloiden	98
2. Die Evolventen	101
Die Zykloiden-Rad- und -Triebverzahnung (Stirnräder)	102
Die Evolventenverzahnungen	109
Die Kegelräder	111
Andere Verzahnungsformen	113
Die Festigkeitsrechnung für Radzähne	114
Herstellung der Zahnräder	116
Fehler in den Verzahnungen	116

VIII. K a p i t e l

Laufwerksberechnungen

Laufwerksberechnungen	118
Berechnungsbeispiele	120

IX. K a p i t e l

Die Hemmungen

Die Einteilung der Hemmungen	140
Der Grahamgang	141
Einfluß der Hemmung auf den Gangregler	146

A. Hemmungen mit Ruhereibung oder mit Rückfall.

Der Grahamgang	148
Der Stockuhrgang (Hakengang)	154
Der Schwarzwälder- oder Blechankergang	158
Der Rollengang	158
Der Röllchengang	159
Der Brocotgang	160
Der eigentliche Stiften- oder Scherengang	162
Der Spindelgang	163

Unruh-Hemmungen mit Ruhereibung.

Der Zylindergang	164
Der Duplexgang	174

B. Die freien Anker- und Federhemmungen.

1. Der freie Ankergang	178
Der Spizzahn-Ankerhang	182

Der Kolbenzahn-Ankergang	186
Der Stiftenankergang	189
Konstruktion und Berechnung der Ankergänge	190
2. Die Chronometer-(Feder-)Hemmungen	200
C. Hemmungen mit gleichem, unveränderlichem Antriebe	209
Der Denison-Gang	210
Der Riefler-Gang	211
Der Strasser-Gang	217
 X. Kapitel	
Die Gangregler	221
Die Schwingungsgesetze	222
A. Das Pendel	223
Das Trägheitsmoment	225
Der Einfluß der Aufhängung	229
Bestimmung von Pendellänge und Schwingungszeit	238
Störungen des Isochronismus	242
Einfluß des Luftwiderstandes	242
Luftdruckkompensation	243
Die Temperaturkompensation	244
Die Ausführung der Kompensationspendel	246
1. Ausgleich an der Aufhängung	246
2. Ausgleich an der Pendellinse	248
Die Quecksilberkompensationspendel	249
3. Ausgleich an der Pendelstange	252
Die Rostpendel	253
Die Nickelstahlpendedl	256
Das Rieflerpendedl	257
Das Quarzpendel	258
Die Einzelteile der Pendel	259
B. Unruh und Spiralfeder	265
Die Störungen der Unruhschwingung	273
Die Zapfenreibung	274
Wirkung der Temperaturänderungen; Kompensationsunruhen	275
Die Nickelstahl-Unruhen	282
Die Spiralfedern	283
Der Isochronismus	288
Die Endkurven	290
Die Lage des inneren Befestigungspunktes	296

Vorwort des Herausgebers

Das vorliegende Werk, eine nachgelassene Arbeit des viel zu früh verstorbenen früheren Leiters der Schwenninger Fachschule, ist in gleicher Weise für den Schulgebrauch, wie für den Selbstunterricht jener jungen Kollegen geeignet, die sich in den für den Bau, den Betrieb und die Erhaltung der Uhrwerke gültigen Grundsätzen fortbilden wollen, ohne die Unterstützung genießen zu können, die der Besuch einer Fachschule gewähren kann.

Die Zeit ist vorüber, in der der Uhrmacher sich ganz allein auf sein Können am Werktisch verlassen durfte. Täglich können an jeden Praktiker Aufgaben herantreten, zu deren Bewältigung er theoretischer Einsicht bedarf, die er sich, wenn er sie nicht auf einer Fachschule erworben hat, bei festem Willen und einer gewissen Ausdauer auch durch den Selbstunterricht verschaffen kann, und die durch fortgesetztes Beschäftigen mit dem Stoff in seiner Ganzheit wachgehalten und vertieft werden muß. Dazu bietet das vorliegende Werk eine vortreffliche Unterlage. Einer besonderen Empfehlung bedarf es nicht; die vielen Abbildungen sprechen gleichfalls für sich.

Die in kleineren Lettern gesetzten Textteile können, da sie eine gewisse weitergehende Kenntnis der Mechanik bedingen, bei einer ersten Durcharbeitung noch beiseite gelassen werden; sie sind jedoch keineswegs entbehrlich.

Die vom Fachlehrertag in Hannover am 26. Juni 1922 angenommenen einheitlichen Bezeichnungen sind nach Möglichkeit angewendet worden, zumal dort, wo es sich nicht um besondere Untersuchungen handelt, bei denen eine geringfügige Abweichung hier und da unerlässlich war, um Mißverständnisse zu verhüten.

Wie selbstverständlich, mußte der unterzeichnete Herausgeber den Verfasser in der vor jeder Drucklegung eines Werkes notwendigen eingehenden Durchsicht, einheitlichen Überarbeitung und in gewissen Ergänzungen zu ersetzen suchen. Er gibt sich der Hoffnung hin, daß seine Tätigkeit erfolgreich gewesen sein wird, und daß vor allem das Werk selbst die Anerkennung finden wird, die es seiner Überzeugung nach in vollem Maße verdient.

Berlin, Ende 1922.

M. Loeske.

Einleitung

Begriff der Uhr. — Jede Vorrichtung, die zur Messung der Zeit dient, sei es durch Teile mit gleichförmiger Bewegung oder durch Teile, die nach gleichen Zeitzwischenräumen in Bewegung kommen, heißt Uhrwerk. In diesem Buche werden nur diejenigen Zeitmesser behandelt, deren Teile durch Räder in Bewegung gesetzt werden, also die Räderuhren im Gegensatz zu den Sonnenuhren, Wasseruhren usw.

Allgemeiner Aufbau der Uhren. — Der wichtigste Teil des Uhrwerkes ist derjenige, welcher die zur Zeitmessung benutzte gleichförmige Bewegung erzeugt, also das Gehwerk. Mit diesem ist meist unmittelbar das Zeigerwerk verbunden, das durch Zeiger und Zifferblatt, Zahlscheiben und andere Mittel den Ablauf der Zeit auffällig anzeigt. Das Uhrwerk kann auch noch andere Werke enthalten: ein Schlagwerk, das den Ablauf bestimmter Zeitabschnitte hörbar bezeichnet, ein Weckerwerk, das für einen beliebig einstellbaren Zeitpunkt ein weithin hörbares Zeichen (Glockensignal, Musikstück) abgibt, Signal- und Schaltwerke, die zu bestimmten, beliebig vielen Zeitpunkten elektrische Kontakte schließen, ein Laufwerk auslösen, um Läutewerke, elektrische Lampen und andere mechanische und elektrische Apparate und Mechanismen in Tätigkeit zu setzen, Datumwerke, die auch größere Zeiträume, Tage, Wochen, Monate, Jahre anzeigen, endlich Kalenderwerke, welche die in den Kalendern enthaltenen Angaben (Schalttage, kirchliche Feste, Stand der Sonne, die Jahreszeiten, die Mondphasen, Sternstellungen und andere astronomische Angaben) sichtbar machen.

Alle diese Werke erhalten ihre bewegende Kraft entweder unmittelbar vom Gehwerk, oder sie werden nur rechtzeitig vom Gehwerk, der Seele der ganzen Uhr, ausgelöst.

Einteilung der Uhren nach Aufbau, Größe, Zweck. — Wohl keine mechanische Vorrichtung wird in so verschiedenen Größen und in so verschiedenen Formen ausgeführt wie die Uhren. Die Bezeichnungen zeigen deshalb auch eine sinnverwirrende Mannigfaltigkeit. Der Uhrmacher unterscheidet Großuhren und Taschenuhren, wobei Großuhren alle Uhren genannt werden, welche nicht als Taschenzeitmesser gebraucht werden. Das Zifferblatt z. B. kann alle Durch-

messer von etwa 15 mm bis zu 8 m erhalten! Die Taschenuhren haben Zifferblätter bis zu etwa 50 mm Durchmesser. Die kleineren Uhren mit Zifferblättern bis zu einem äußerem Durchmesser von etwa 30 mm heißen Damenuhren, die größeren werden als Herrenuhren bezeichnet. Hieran schließen sich der Größe nach Nippuhren, Baby-Wecker, Amerikaner-Wecker, Kamin- und Tischuhren, Wand- und Zimmeruhren, Dielenuhren, Hausuhren, Turmuhr e n. Nach ihrer Verwendung gelten für gewisse Arten größerer Uhren die Bezeichnungen: Marine-, astronomische, Normal-, Haupt-, Neben-, Registrier-, Kontroll-, Schalt- und Signal-Uhr. Chronometer sind Präzisionsuhren mit sehr vollkommenem Gang. Nach dem Gangregler unterscheidet man Pendel- und Unruhuhen, nach der Hemmung Spindel-, Zylinder-, Duplex-, Anker- und Chronometergang-Taschenuhren. Die Großuhren werden selten nach der Hemmung bezeichnet. Nach der Aufzugsvorrichtung sind die Schlüssel- und Kronenaufzug-Taschenuhren benannt. Wenn die Werkplatten und andere wichtige Teile (Kloben, Triebe) voll gelassen oder vielmehr aus dem Vollen herausgearbeitet sind, so spricht man von massiven Uhren, von Amerikanerwerken dagegen, wenn diese Teile zwecks Materialersparnis durchbrochen und durch Ausstanzen hergestellt und sogenannte Hohltriebe angewendet sind. Schablonenuhren sind solche Taschenuhren, die in großer Anzahl in genau gleichmäßiger Werkführung mit genau passenden Ersatzteilen hergestellt sind. Spieluhren, Kuckucksuhren, Datumuhren, Amerikanerwecker sind nach der besonderen Werkeigenart benannt; Jockele- und Schottenuhren heißen die alten kleinen und mittleren Schwarzwälder Wand-(Pendel)-uhren. Je nachdem das Schlagwerk ausgeführt ist, spricht man von Uhren mit Stundenschlag, mit Halbschlag, mit Viertelschlag und mit Wiederholungsschlag (Repetierschlagwerk). Kunstuhr en werden solche Uhren genannt, die sich durch komplizierten Aufbau, Vereinigung vieler Werke usw. auszeichnen (große und kleine Standuhren, Turmuhr en).

I. Kapitel. Das Gehwerk.

Allgemeines.

Das Gehwerk enthält immer die Hauptteile: Antriebtrad, Laufwerk, Hemmung oder Gang und Gangregler.

Der Antrieb, der von einem Gewicht oder einer Zugfeder erteilt wird, liefert die bewegende Kraft; das Laufwerk leitet die Bewegung zu den übrigen Teilen, in der Regel unter Steigerung der Geschwindigkeit. Die Hemmung hindert den unmittelbaren schroffen Ablauf, indem der Gangregler durch die Hemmung das Laufwerk nur in genau gleichen Zeitzwischenräumen auslöst. Der Gangregler erhält seinen Antrieb unmittelbar durch die Hemmung selbst.

Die Abbildung 1 zeigt, schematisch in gerader Linie angeordnet, ein Gehwerk. Das Zuggewicht Q hängt an einer Schnur (Darmsaite, Kette), die um die Walze mit dem Halbmesser r aufgewickelt ist. Auf der gleichen Achse sitzt das Zahnrad W mit dem Halbmesser r_1 und greift in das Trieb (Halbmesser r'_1) auf der höher liegenden Achse ein, so daß auch das Rad B , das auf der Triebachse sitzt, angetrieben wird. In gleicher Weise erfolgt die Kupplung der übrigen Räder. Die Verzahnung ist in der Zeichnung weggelassen. Das letzte Rad G gehört schon zur Hemmung, die hier aus eben diesem Gangrade und dem (Graham-)Anker A besteht. Mit der Achse von A ist das Pendel verbunden, von dem nur die Pendelstange St zu erkennen ist. Das Gewicht wirkt auf den Umfang der Trommel mit der Kraft Q , welche jene zu drehen sucht; am Gangrade G besteht die Umfangskraft P . Wäre der Anker A nicht vorhanden, so würde sich das ganze Räderwerk in Bewegung setzen und mit im allgemeinen ungleichförmiger Geschwindigkeit ablaufen. Die links-

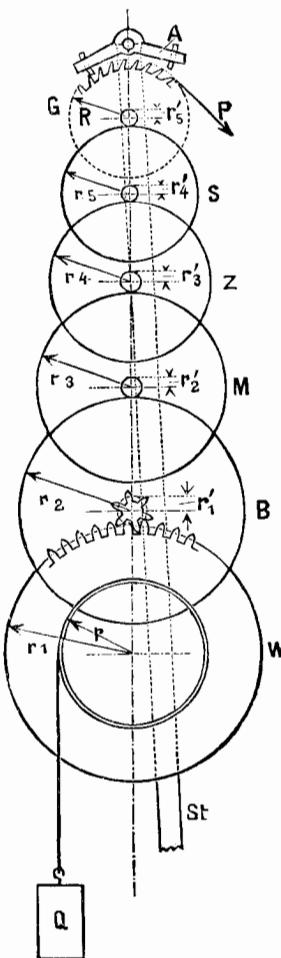


Abb. 1

seitige Klaue des Ankers sperrt das Gangrad und damit auch die übrigen Räder. Das Pendel befindet sich im rechtsseitigen Umkehrpunkt; kehrt es zurück, so läßt die linke Klaue des Ankers den Zahn des Gangrades los, und das Rad *G* dreht sich dann in der Richtung der Uhrzeigerbewegung, bis ein Zahn auf die rechte Ankerklaue fällt, worauf das Räderwerk wieder still steht. Bei jeder der Schwingungen des Pendels, die in genau gleichen Zeiten ausgeführt werden sollen, kann das Gangrad um eine halbe Teilung weiter gehen. An dieser Drehung nehmen alle übrigen Räder teil, jedoch ist ihr Weg im Verhältnis zur Übersetzung entsprechend kleiner. Die Ankerklauen sind schief abgeschliffen, so daß durch den vordrängenden Gangradzahn auf den Anker und damit auf die Pendelachse ein Drehmoment ausgeübt wird, das den Schwingungen des Pendels immer von neuem einen Antrieb erteilt.

Man bezeichnet die Räder wie folgt: *W* Walzenrad, *B* Beisatzrad, *M* Minutenrad, *Z* Zwischenrad, *S* Sekundenrad oder zweites Zwischenrad, *G* Gangrad. Die auf den Achsen sitzenden Triebe, welche in der Regel aus Stahl gefertigt sind, haben die entsprechenden Benennungen: Beisatz-, Minuten-, Zwischen-, Sekunden- und Gang-Trieb.

Die Zahl der Räder ist allerdings verschieden, je nach der Hemmung und der Gangdauer der Uhr. Bei geringer Gangdauer (Taschenuhren, Wecker) kann das Beisatzrad wegfallen, bei großer Gangdauer (Monats-, Jahresuhren) können auch 2 oder gar 3 Beisatzräder und -Triebe vorhanden sein. Ist kein besonderer Sekundenzeiger vorhanden, so kann *S* oder auch *Z* wegfallen. Bei alten Turmuhren findet man manchmal nur *W*, *M*, *G*.

Die Kraftübertragung in der Uhr. — Am Umfang der Walze mit dem Halbmesser *r* wirkt die Kraft des Zuggewichtes *Q*; am Umfang des Walzenrades mit dem Halbmesser *r*₁ ist nach dem bekannten Hebelgesetz noch die Kraft $P_1 = Q \cdot \frac{r}{r_1}$ wirksam.

Diese Kraft überträgt sich ungeändert auf den Umfang des Beisatztriebes (Halbmesser *r*₁'), Am Umfang des Beisatzrades wirkt die Kraft $P_2 = P_1 \cdot \frac{r_1'}{r_2} = Q \cdot \frac{r}{r_1} \cdot \frac{r_1'}{r_2} = Q \frac{r \cdot r_1'}{r_1 \cdot r_2}$. Diese Kraft wird wieder ungeändert auf den Umfang des Minutentriebes übertragen. Am Umfang des Minutenrades wirkt $P_3 = P_2 \cdot \frac{r_2'}{r_3} = Q \frac{r \cdot r_1' \cdot r_2'}{r_1 \cdot r_2 \cdot r_3}$, so daß wir schließlich für den Umfang des Gangrades (Halbmesser *R*) durch Fortsetzung dieser Schlußfolge erhalten:

$$P = Q \frac{r \cdot r'_1 \cdot r'_2 \cdot r'_3 \cdot r'_4 \cdot r'_5}{R \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot r_4 \cdot r_5}. \quad (1)$$

In diese Formel hätten anstatt der Halbmesser auch die entsprechenden Radumfänge u_1, u_2, \dots und die Triebumfänge u'_1, u'_2, \dots eingesetzt werden können, denn da beispielsweise $u'_1 = 2\pi r'_1$, $u_1 = 2\pi r_1$, so hat man: $\frac{u'_1}{u_1} = \frac{2\pi r'_1}{2\pi r_1} = \frac{r'_1}{r_1}$. Bezeichnet man die Zahnteilungen mit t_1 bezw. t'_1 , die Zähnezahlen der Triebe mit z'_1, z'_2, \dots, z'_5 , die der Räder mit z_1, z_2, \dots, z_5 , so gilt für das erste Räderpaar »Walzenrad-Beisatztrieb« die Proportion: $\frac{u'_1}{u_1} = \frac{z'_1 \cdot t'_1}{z_1 \cdot t_1}$, und da die Teilung für miteinander arbeitende Zahnen gleich sein muß, also $t_1 = t'_1$, so haben wir: $\frac{u'_1}{u_1} = \frac{z'_1}{z_1}$. Es ist aber, wie eben gezeigt worden, $\frac{u'_1}{u_1} = \frac{r'_1}{r_1}$, also auch $\frac{z'_1}{z_1} = \frac{r'_1}{r_1}$, und man kann also in der Formel (1) anstatt $\frac{r'_1}{r_1}, \frac{r'_2}{r_2}, \dots$ das Verhältnis der Zähnezahlen zueinander einsetzen; man erhält dann

$$P = Q \frac{r}{R} \cdot \frac{z'_1 \cdot z'_2 \cdot z'_3 \cdot z'_4 \cdot z'_5}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5}. \quad (1a)$$

Der Ausdruck $\frac{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \cdot z_5}{z'_1 \cdot z'_2 \cdot z'_3 \cdot z'_4 \cdot z'_5}$ ist die gesamte Zahnräderübersetzung und mag zur Unterscheidung von der obigen Umfangsbezeichnung mit U bezeichnet werden, so daß sich aus Gleichung (1a) ergibt:

$$P = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{1}{U}. \quad (2)$$

Zahlenbeispiel: Wie groß ist das Zuggewicht Q zu wählen, wenn am Gangrade ein Zahndruck P von 1 g zulässig ist, der Walzendurchmesser 37 mm, der Gangraddurchmesser 38 mm mißt und die Zähnezahlen zu $z_1 = 180, z_2 = 96, z_3 = 90, z'_1 = 12, z'_2 = 10, z'_3 = 8$ gezählt werden? (Es sind also nur 3 Räder und 3 Triebe vorhanden bezw. berücksichtigt; die Zähnezahl des Gangrades bleibt außer Betracht, da der Zahndruck am Umfange des Rades von der Zahl der Zähne unabhängig ist.)

Wir haben nach Gleichung (1a):

$$P = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{z'_1 \cdot z'_2 \cdot z'_3}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} = Q \cdot \frac{18,5 \cdot 12 \cdot 10 \cdot 8}{19 \cdot 180 \cdot 96 \cdot 90} = 1$$

$$1 = Q \cdot 0,00060104; \quad Q = \frac{1}{0,00060104} = 1663,78 \text{ g.}$$

Die gesamte Räderübersetzung ist $U = \frac{180 \cdot 96 \cdot 90}{12 \cdot 10 \cdot 8} = 1620$,

so daß man auch auf bequemere Weise erhält: $1 = Q \frac{18,5}{19} \cdot \frac{1}{1620} \cdot$
 $Q = \frac{19 \cdot 1620}{18,5} = 1663,78$ g wie oben.

Der Einfluß der Reibung.*) — Da in den Zähnen der Räder und besonders in den Zapfenlöchern Reibung auftritt, so wird obige Rechnung nicht genau stimmen. Das Zuggewicht wird vergrößert werden müssen, wenn der angenommene Zahndruck am Gangrad beibehalten werden soll, oder aber, wenn das Gewicht nur den obigen Wert von rund 1664 g erhält, so wird P kleiner als 1 g sein.

Die Reibung, d. h. die Größe des durch sie bedingten Kraftverlustes, hängt von der Beschaffenheit der Oberfläche der reibenden Teile und von dem darauf lastenden Drucke ab. Je besser die Zahnflächen und Zapfen poliert sind, um so geringer ist die Reibung. Das Öl hat auch den Zweck, die Druckflächen glatt zu machen. Es wirkt jedoch nur so lange, als es nicht durch zu großen Druck fortgedrängt wird. Man gibt deshalb bei starken Drucken dickeres Öl. Für die Zapfen spielt auch der Durchmesser eine wichtige Rolle: je kleiner derselbe, um so geringer ist der Reibungsverlust. Man wird die Zapfen deshalb immer so dünn machen, als es die nötige Festigkeit zuläßt.

Rechnung und Versuch zeigen, daß die Reibung mit der Zahl der Räder (und Zapfen) wächst und daß in normalen Ausführungen durch die Reibung etwa 1—2% der Kraft in den Zähnen, 2—5% in jedem Zapfenpaar verloren gehen. Für beide Reibungen sind also 3—7% in Rechnung zu setzen, im Mittel etwa 6%.

Obige Formeln müssen also noch mit einem Korrektionsfaktor versehen werden, für den bei einem Räderpaar im Mittel $1 - 0,06 = 0,94$ zu setzen ist. Für zwei Räderpaare ist $0,94 \cdot 0,94 = 0,94^2$, für drei Paare $0,94^3$ usf. zu setzen. Arbeiten n Räderpaare zusammen, so muß man ansetzen:

$$P = Q \cdot \frac{r}{R} \cdot \frac{1}{U} \cdot 0,94^n. \quad (3)$$

In obigem Beispiel also würde der tatsächliche Zahndruck am Gangrad zu $P = 1663,78 \cdot \frac{18,5 \cdot 12 \cdot 10 \cdot 8}{19 \cdot 180 \cdot 96 \cdot 90} \cdot 0,94^4$ werden, weil 4 Räder: W, M, Z, G vorhanden sind, also haben wir, da $0,94^4 = 0,781$:

$$P = 1663,78 \cdot 0,00060104 \cdot 0,781 = 0,793 \text{ g (anstatt 1 g).}$$

*.) Bei der Besprechung der Wellenzapfen und der Hemmungen wird dieses wichtige Thema eingehender behandelt werden.

Bemerkt muß werden, daß obige Zahlenwerte nur annähernd richtig sind und glatte Zahnflächen, gute Eingriffe, gut polierte Zapfen und ausreichende Ölung derselben voraussetzen. Sind, wie in der Abbildung 1, 6 Räderpaare vorhanden, so ist die Korrektion $0,94^6 = 0,69$; es gehen also schon 31% an Kraft verloren.

Nach den Lehren der Mechanik kann man die genauere Nachrechnung in folgender Weise vornehmen: In der Abbildung 2 sind wieder ein Walzenrad W , ein Beisatzrad B mit einem Trieb und ein Minutentrieb M veranschaulicht. Für B ist noch die Dicke des Zapfens d dargestellt. Am Umfange von W wirkt die Kraft P_1 , die sich unverändert auf den Umfang des Beisatztriebes überträgt, wenn vorläufig von der Zahreibung abgesehen wird. Am Umfange des Rades B wird dann die Kraft P_2 weiter übertragen. Damit das System in Ruhe bleibt, muß der im Eingriff stehende Zahn des Minutentriebes M offenbar einen gleichgroßen Widerstand leisten: $P'_2 = P_2$. Auf den Zapfen des Beisatzrades wirkt demnach die Summe der Kräfte $P_1 + P_2$ und erzeugt dort Reibung, wenn eine Bewegung eintritt. Heißt der Reibungskoeffizient μ , so ist die zur Überwindung der Reibung am Umfange des Zapfens notwendige Kraft $R = (P_1 + P_2) \mu$. Das Drehmoment (Kraft \times Hebelarm), das die Kraft P_1 ausübt, muß gleich sein dem Drehmoment der Kraft P_2 , vermehrt um das Drehmoment der Reibung, also $P_1 \cdot r_1 = P_2 \cdot R_2 + R \cdot \frac{d}{2}$, da

die Reibung am Hebelarm $\frac{d}{2}$ wirkt. Man erhält somit:

$$P_1 \cdot r_1 = P_2 \cdot R_2 + (P_1 + P_2) \frac{d}{2} \cdot \mu;$$

daraus ergibt sich durch eine leicht zu überschende Umformung:

$$P_2 = P_1 \frac{r_1 - \frac{d}{2} \cdot \mu}{R_2 + \frac{d}{2} \cdot \mu}. \quad (4)$$

Zur Auswertung müssen die Größen r_1 , R_2 , d und der Wert von μ gegeben sein. Der Reibungskoeffizient μ ist nur bei äußerst sorgfältiger Ausführung kleiner als 0,1, welche Größe als guter Mittelwert für geölte, leichtlaufende Zapfen verwendet werden kann. In einem Uhrwerk seien $r_1 = 3$ mm, $d = 2,5$ mm, $R_2 = 30$ mm. Dann ergibt sich:

$$\frac{r_1 - \frac{d}{2} \cdot \mu}{R_2 + \frac{d}{2} \cdot \mu} = \frac{3 - \frac{2,5}{2} \cdot 0,1}{30 + \frac{2,5}{2} \cdot 0,1} = \frac{2,875}{30,125} = 0,0954.$$

Ohne Zapfenreibung wäre die Gleichung der Drehmomente $P_1 \cdot r_1 = P_2 \cdot R_2$;

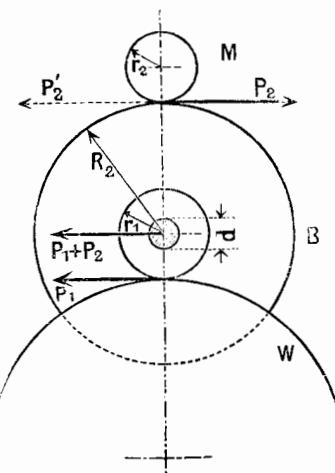


Abb. 2

daraus $P_2 = P_1 \frac{r_1}{R_2} = P_1 \frac{3}{30} = P_1 \cdot 0,1$. Es ist also durch die Reibung die Kraft P_2 im Verhältnis von $\frac{0,0954}{0,1} = \frac{0,954}{1} = \frac{95,4}{100}$ oder um 4,6% kleiner geworden.

Da die Verhältnisse bei den anderen Räderpaaren gleich oder ähnlich liegen, so sind die oben ohne Ableitung gegebenen Zahlenwerte gerechtfertigt, wenn noch für jedes Räderpaar 1 bis 2% Kraftverlust auf die Zahreibung in Ansatz gebracht werden.

II. Kapitel Die Antriebvorrichtungen Der Gewichtszug

Der Gewichtszug bildet die einfachste Antriebvorrichtung; die bewegende Kraft wird, wie in der Abbildung 1 dargestellt ist, durch ein sinkendes Gewicht Q erzeugt. Das Gewichtsstück ist zylindrisch glatt, kanelliert oder in anderer Art geziert. Für feine Uhrwerke werden massive Messinggewichte

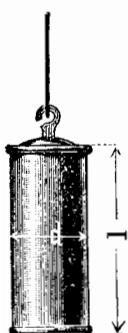


Abb. 3

angewendet, für andere Uhren Gewichte aus mit Blei gefüllten Messinghülsen oder aus Gußeisen. Die geometrischen Verhältnisse sind nicht ganz gleichgültig, da zu dicke Gewichte das Pendel behindern können, zu dünne aber unschön wirken und auch oft zu viel Platz in der Länge wegnehmen. Angemessen findet man das

Verhältnis $\frac{\text{Länge}}{\text{Dicke}} = \frac{l}{d}$ zwischen 2 bis 5 (Abbildung 3). Ist s das spezifische Gewicht, so wird $Q = \frac{\pi \cdot d^2}{4} l \cdot s$. Wenn das Material bestimmt ist (Gußeisen: $s = 7,6$; Messing: $s = 8,5$; Blei: $s = 11,3$) und entweder l oder d als fest angenommen wird, so ergibt sich die andere Abmessung aus obiger Formel.

Ist z. B. der zulässige Durchmesser $d = 40$ mm und $Q = 1662$ g, so erhält man aus obiger Formel die Gleichung: $l = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2 \cdot s}$ und für Messing $l = \frac{4 \cdot 1662}{\pi \cdot 4^2 \cdot 8,5} = 15,6$ cm, was eine gute Form ergibt. (Da wir das Gewicht in g angegeben haben, mußten alle Abmessungen in cm eingesetzt werden, weil 1 ccm Messing 8,5 g wiegt.) Für Gußeisen erhält man $l = \frac{4 \cdot 1662}{\pi \cdot 4^2 \cdot 7,6} = 17,4$ cm, für Blei $l = 11,7$ cm. Will man die notwendige Messingbüchse noch berücksichtigen, und wird deren Wandstärke zu etwa 1 mm angenommen, so erhält man bei einer lichten Weite von 40 mm für diese Büchse ca. 128 g; das Gewicht würde dann aber $1662 + 128 = 1790$ g betragen.