



fischer Elemente der Technik

Heft 3

Bewegungsänderung

fischer Elemente der Technik

Heft 3

Bewegungsänderung

Inhalt

0 Vorwort	5
1 Elemente zur Bewegungsänderung	6
1.1 Wegändernde Elemente	6
1.2 Drehwinkeländernde Elemente	9
2 Schaltbare Richtungsumkehr von Bewegungen	15
2.1 Wendegetriebe für Translationsbewegungen	15
2.2 Wendegetriebe für Rotationsbewegungen	17
2.3 Periodisches Wenden	25
3 Mehrfachabtriebe	26
4 Anhang	28
4.1 Geschwindigkeit	28
4.2 Winkelgeschwindigkeit	29
4.3 Umlaufzeit	29
4.4 Drehfrequenz	29
4.5 Drehzahl	29
4.6 Umfangsgeschwindigkeit	30
4.7 Übersetzungsverhältnis	30
4.8 Beispiele	31
4.9 Beschleunigung	31
5 Erläuterung von Fachausdrücken	32
6 Testaufgaben	33
7 Literatur	33
8 Bilder der Funktionsmodelle	35

0 Vorwort

Während sich Heft 1 der „fischer Elemente der Technik“ mit der **Bewegungsumwandlung** befaßte, war die **Bewegungsübertragung** Thema des 2. Heftes. Der Leser hat somit die grundlegenden Bewegungsarten kennengelernt und zugleich die Möglichkeiten, diese ineinander umzuwandeln. Er hat ferner erfahren, wie die Bewegungsformen ohne Änderung weitergeleitet, übertragen werden können.

Dieses 3. Heft soll sich nun mit Problemen der **Bewegungsänderung** befassen; dieser Begriff bedarf allerdings noch einer kurzen Erläuterung. Eine Bewegung ist ja außer durch ihre Form (z. B. Translationsbewegung) noch durch andere Eigenschaften gekennzeichnet, so z. B. durch ihre Richtung und ihre Schnelligkeit. Ändert sich nur eine dieser Eigenschaften, so bedeutet dies bereits eine Bewegungsänderung. Die Änderung von Richtung und Schnelligkeit einer Bewegung ist jedoch stets eine Wirkung von Kräften und fällt damit vorerst noch aus dem Rahmen der vorliegenden Betrachtungen. In den Abschnitten dieses Heftes sei unter Bewegungsänderung eine Art von Bewegungsübertragung verstanden, bei welcher der Weg (bei der Translationsbewegung) oder der Drehwinkel (bei der Rotationsbewegung) geändert (vergrößert oder verkleinert) werden. Der angetriebene Körper soll sich also um eine größere oder kleinere Strecke bewegen als der treibende, die getriebene Welle soll sich um einen größeren oder kleineren Winkel drehen als die antreibende. Ein weiteres Thema des vorliegenden Heftes sind die Mehrfachabtriebe, bei denen eine Bewegung in mehrere, gleichartige Teilbewegungen aufgespalten wird.

Schließlich befaßt sich dieses Heft 3 noch mit den Wendegetrieben, bei denen eine Bewegung zeitweilig in ihre Gegenrichtung verkehrt wird. Der Zeitpunkt der Umkehrung wird entweder über ein Betätigungsorgan (Hebel o. ä.) bestimmt oder aber vom Getriebe selbst festgelegt. Von Heft 2 her sind die Möglichkeiten bekannt, eine Bewegung mit oder ohne Richtungsumkehr weiterzuleiten. Hier handelt es sich nun um eine geschickte Kombination solcher Möglichkeiten.

Der Leser hat sich inzwischen an die Art und Weise gewöhnt, wie er mit den geschilderten Problemen des Maschinenbaus vertraut gemacht wird. Jede Lösungsmöglichkeit wird durch eine Schemaskizze, und wo immer möglich, durch ein Funktionsmodell erläutert. Wer die Baukastenbücher und die Experimentier- und Modellbücher von fischertechnik kennt, wird vielleicht die dort üblichen, zahlreichen Baustufenfotos vermissen.

Im vorliegenden Heft wurde davon abgesehen, die letzten Details eines Modells durch Baustufenbilder und mehrere Ansichten klarzulegen. Dies läßt sich damit rechtfertigen, daß bei dem relativ einfachen Aufbau meistens ein Bild zur Information über die wesentlichen Merkmale des Modells völlig ausreicht; außerdem kann bei dem Leser, der bis hierher vorgedrungen ist, eine gewisse Erfahrung im Aufbau von fischertechnik-Modellen vorausgesetzt werden. Schließlich bleibt es dem Leser überlassen, weniger wichtige Einzelheiten nach eigenem Gutdünken und nach Maßgabe des zur Verfügung stehenden Materials zu gestalten.

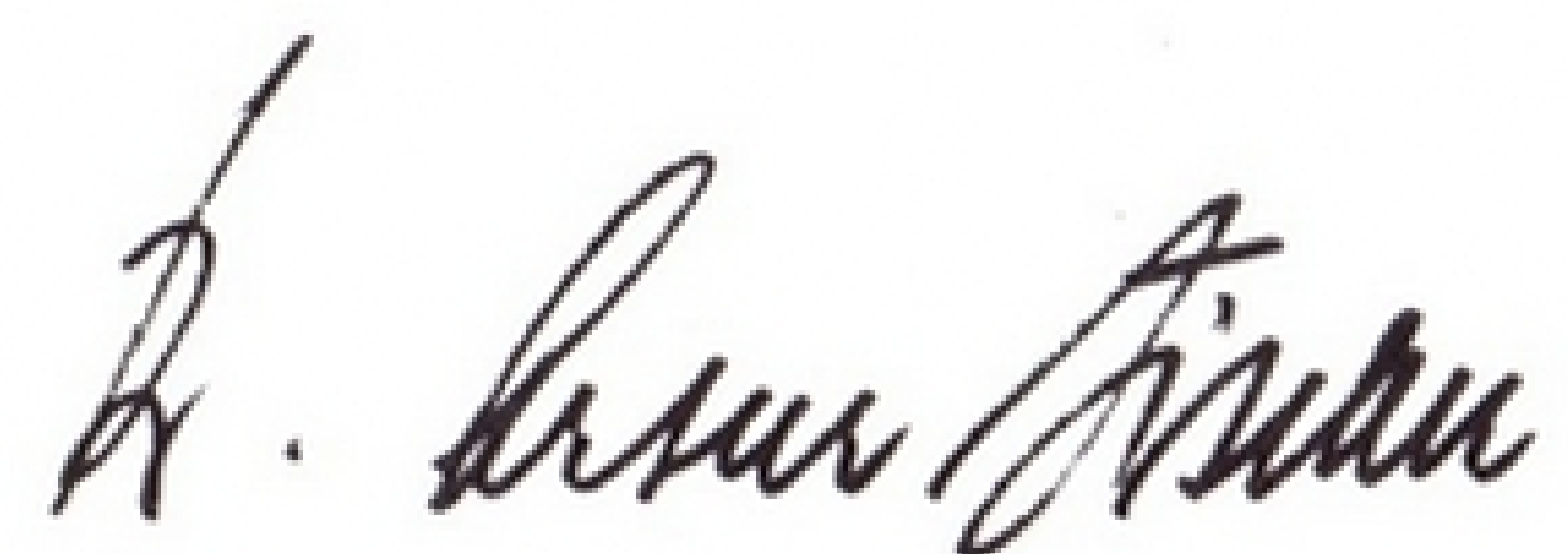
Es handelt sich eben bestimmungsgemäß hier nicht um ein Bauvorlagenbuch, sondern die Modelle sollen die zeichnerischen Darstellungen als bewegliche, räumliche Skizzen ergänzen und dem Gewinn eigener Erfahrungen bei entsprechenden Versuchen dienen. Die Reihe „fischer Elemente der Technik“ möchte nicht in Konkurrenz treten mit den zahlreichen Veröffentlichungen, in denen technische Probleme didaktisch aufbereitet sind, vielmehr soll sie dem interessierten Leser gleich welchen Alters und mit nur geringer Vorbildung eine Vielzahl technischer Einrichtungen in gedrängter Form nahebringen. Dem Pädagogen mag sie als Sachinformation dienen, welche der Auswahl und der Aufbereitung bedarf, wenn sie im Unterricht verwertet werden soll. Der Herausgeber glaubt aber, daß es gerade an einer solchen umfassenden Sachinformation bisher fehlte, die sich an bereits motivierte Leser wendet und daher Bereitschaft zum Mitdenken erwarten läßt.

Hinsichtlich des Baumaterials wurde wieder die Baustufe 300 zugrunde gelegt. Wo Zusatzpackungen oder Sonderteile erforderlich sind, ist dies bei den Modellen vermerkt.

Wie gewohnt schließt sich ein Anhang mit theoretischem Inhalt an, diesmal Geschwindigkeit, Drehzahl und Beschleunigung betreffend, Begriffen also, welche mit den Modellen in Zusammenhang stehen, aber auch bereits auf den Inhalt der nächsten Hefte vorbereiten.

Erläuterungen von Fachausdrücken, Testaufgaben und ein Literaturverzeichnis, auf das die Zahlen in eckiger [] Klammer hinweisen, runden in gewohnter Weise den Inhalt ab.

Und nun wiederum anregende und lehrreiche Stunden mit den „Elementen der Technik“!



1. Elemente zur Bewegungsänderung

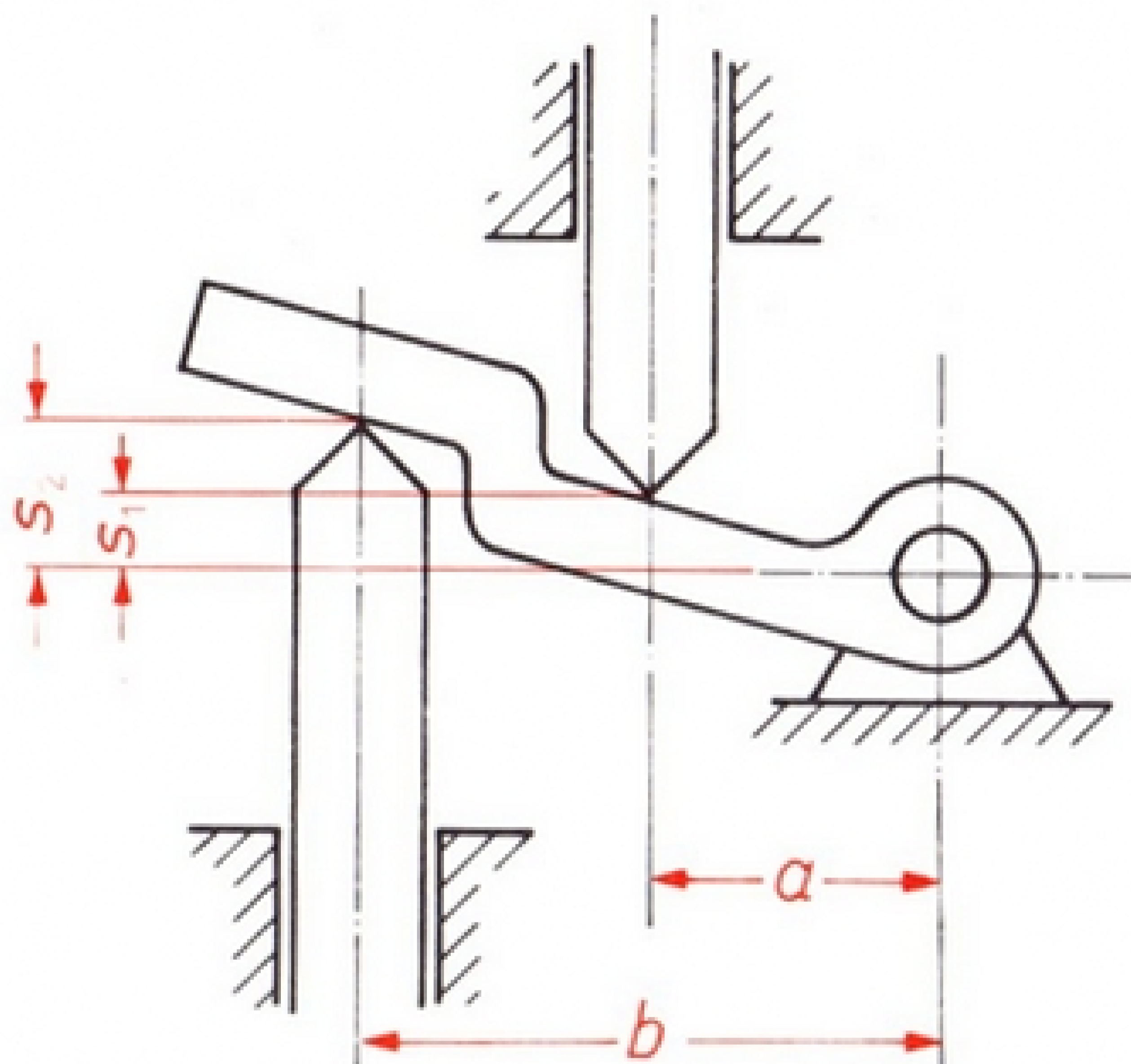
1.1 Wegändernde Elemente

Eine wichtige kennzeichnende Größe bei der Translationsbewegung oder Schiebung ist der Weg s , welchen der bewegte Körper zurücklegt. In vielen technischen Anwendungen gilt es, diesen Weg bei der Weiterleitung der Bewegung zu ändern, also zu vergrößern oder zu verkleinern. Ein gutes Beispiel hierfür wäre eine Waage, bei welcher die minimale Bewegung der Waagschale durch ein geringes aufgelegtes Gewicht in einen ausreichend großen Zeigerausschlag verwandelt werden soll. Im folgenden sind einige Lösungsmöglichkeiten für die genannte Aufgabe zusammengestellt:

1.1.1. Ungleicharmige Hebel

Einarmiger Hebel.

1



Der einarmige Hebel nach Bild 1 ist das einfachste Mittel zur Wegänderung. Die Wege s_1 und s_2 verhalten sich wie die „Hebelarme“, genauer: wie die Abstände a und b .

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{b}{a}$$

Man kann dies im sog. Übersetzungsverhältnis i zum Ausdruck bringen (vgl. Anhang, Seite 30):

$$i = \frac{s_1}{s_2} = \frac{a}{b}$$

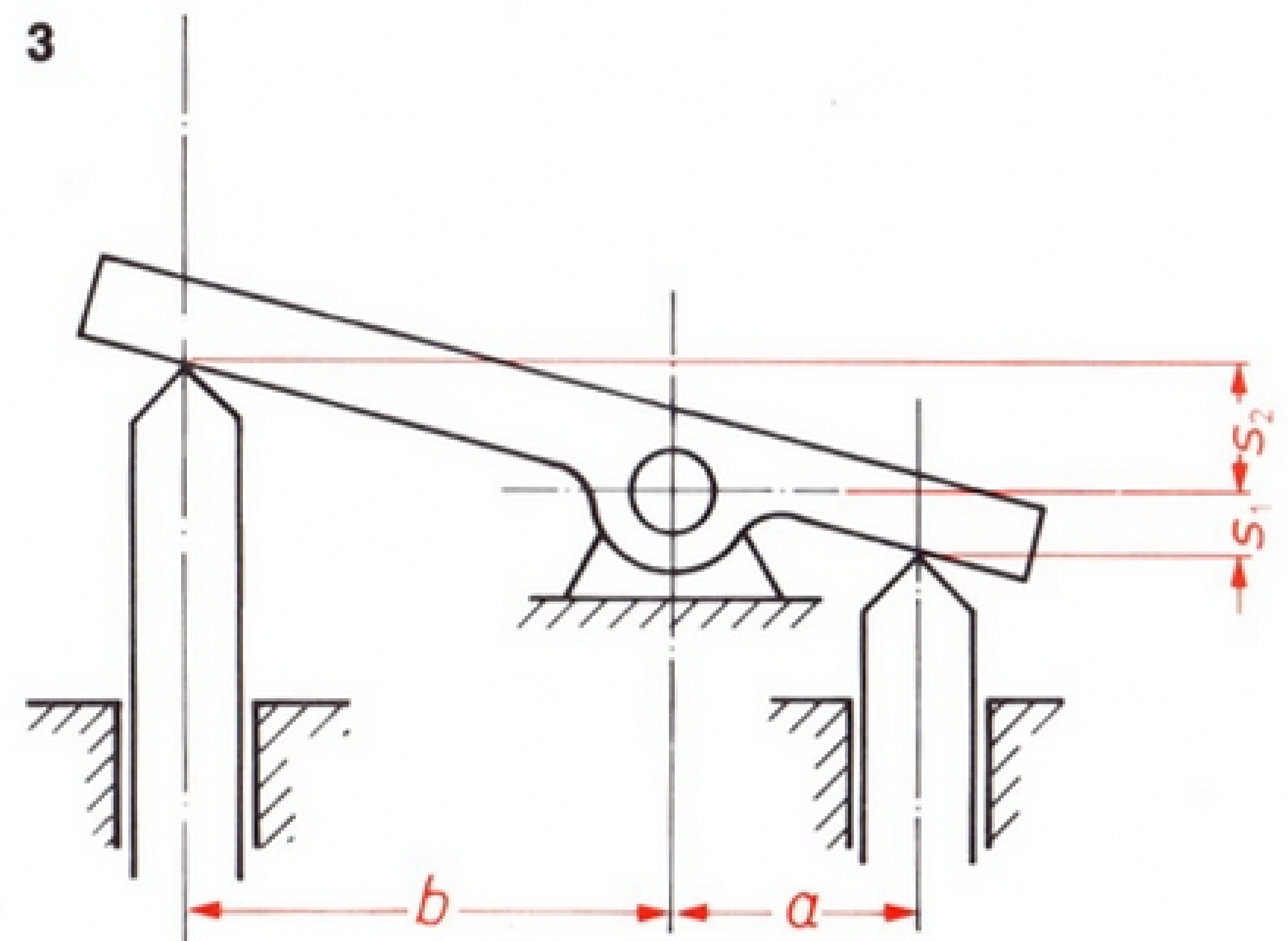
Macht man b doppelt so groß wie a , so wird der Weg s_2 auch doppelt so groß wie s_1 , und das Übersetzungsverhältnis beträgt:

$$i = \frac{1}{2} = 0,5$$

Das Verhältnis der Wege bleibt bei der in Bild 1 gezeigten Anordnung in jeder Hebelstellung exakt das gleiche, wie eine Nachprüfung am Modell nach Bild 2 bestätigt. Die Berührflächen der Achsen mit dem Hebel (Bauplatten 15 x 30) müssen radial zum Drehpunkt liegen.

Zweiarmiger Hebel

3



Auch für den zweiarmigen Hebel (Bild 3) trifft das Verhältnis

$$\frac{s_2}{s_1} = -\frac{b}{a} \quad \text{bzw.} \quad i = -\frac{a}{b}$$

zu, allerdings ergibt sich noch zusätzlich eine Umkehr der Bewegungsrichtung, was durch das Minuszeichen im Übersetzungsverhältnis ausgedrückt werden soll. Das zugehörige Funktionsmodell zeigt Bild 4. (Druckfeder aus mot 2).

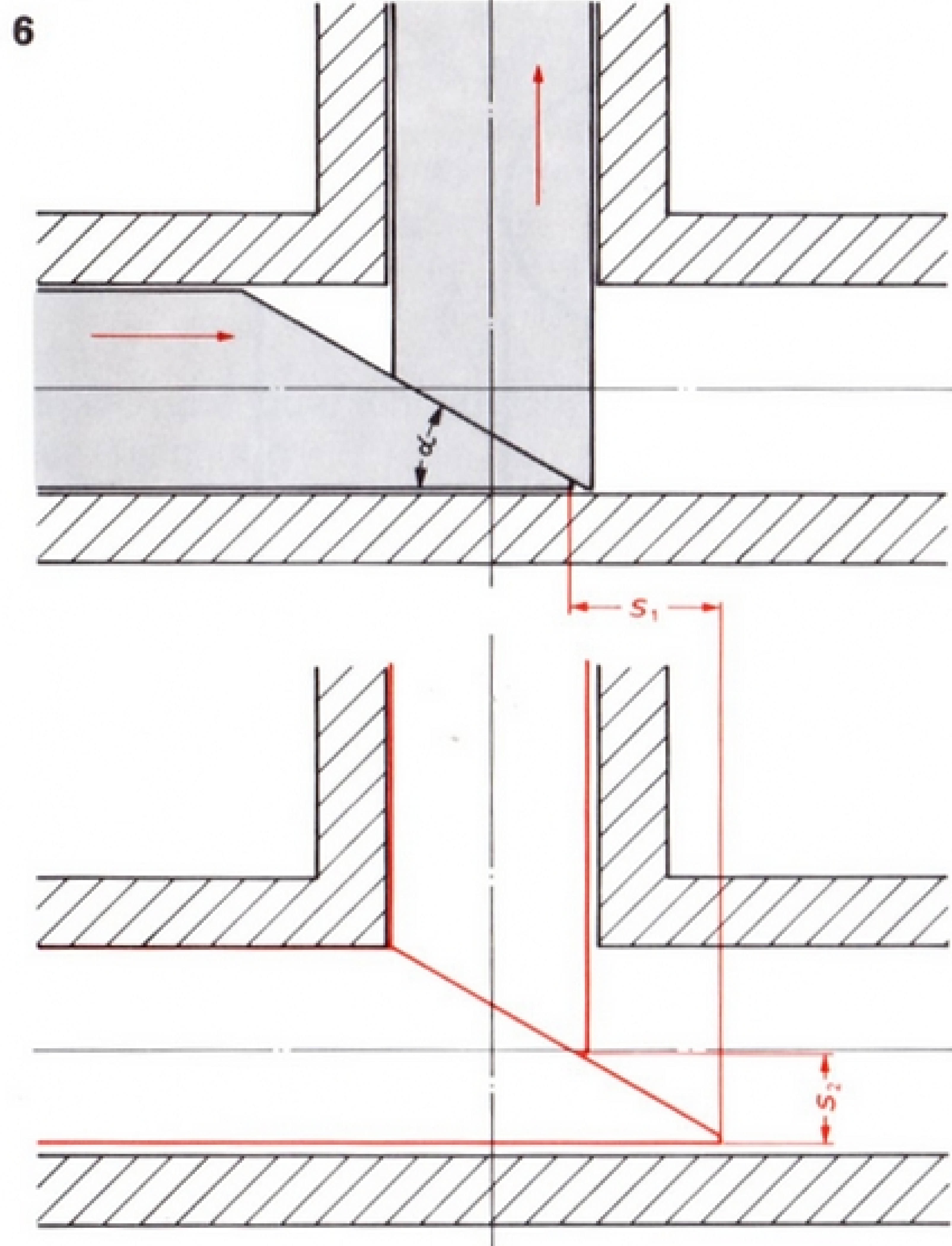
Das Modell nach Bild 5 (gebaut mit Zusatzpackung 029) stellt eine andere Lösung vor. Hier sind die beiden als die bewegten Körper aufzufassenden Achsen durch Zweigelenkstäbe am zweiarmigen Hebel angelenkt. Neben einer Bewegungsumkehr ergibt sich als Nachteil, daß das Verhältnis von s_2 zu s_1 etwas von der Hebelstellung abhängt, so daß das Übersetzungsverhältnis nicht konstant ist wie beim vorhergehenden Modell. Eine ähnliche Erscheinung wurde schon

einmal bei der Bewegungsumkehr in Heft 2, Seite 11, beobachtet.

Bei der Entscheidung für die eine oder die andere Lösung muß also auf diese Eigentümlichkeit Rücksicht genommen werden.

Zum Bau des Modells ist lediglich zu bemerken, daß die senkrechte Säule aus Bausteinen 30 durch in die Bausteinnuten eingeschobene Achsen versteift ist.

1.1.2 Keilschubgetriebe



Das Keilschubgetriebe nach Bild 6 wurde ebenfalls schon in Heft 2 besprochen, wo es als Mittel zur Richtungsänderung einer Bewegung erwähnt wurde. Die Wegänderung ist also bei diesen Getrieben stets mit einer Richtungsänderung verbunden, wobei der Winkel zwischen den Bewegungsrichtungen nicht unbedingt 90° betragen muß. Für die Anordnung nach Bild 6 gilt:

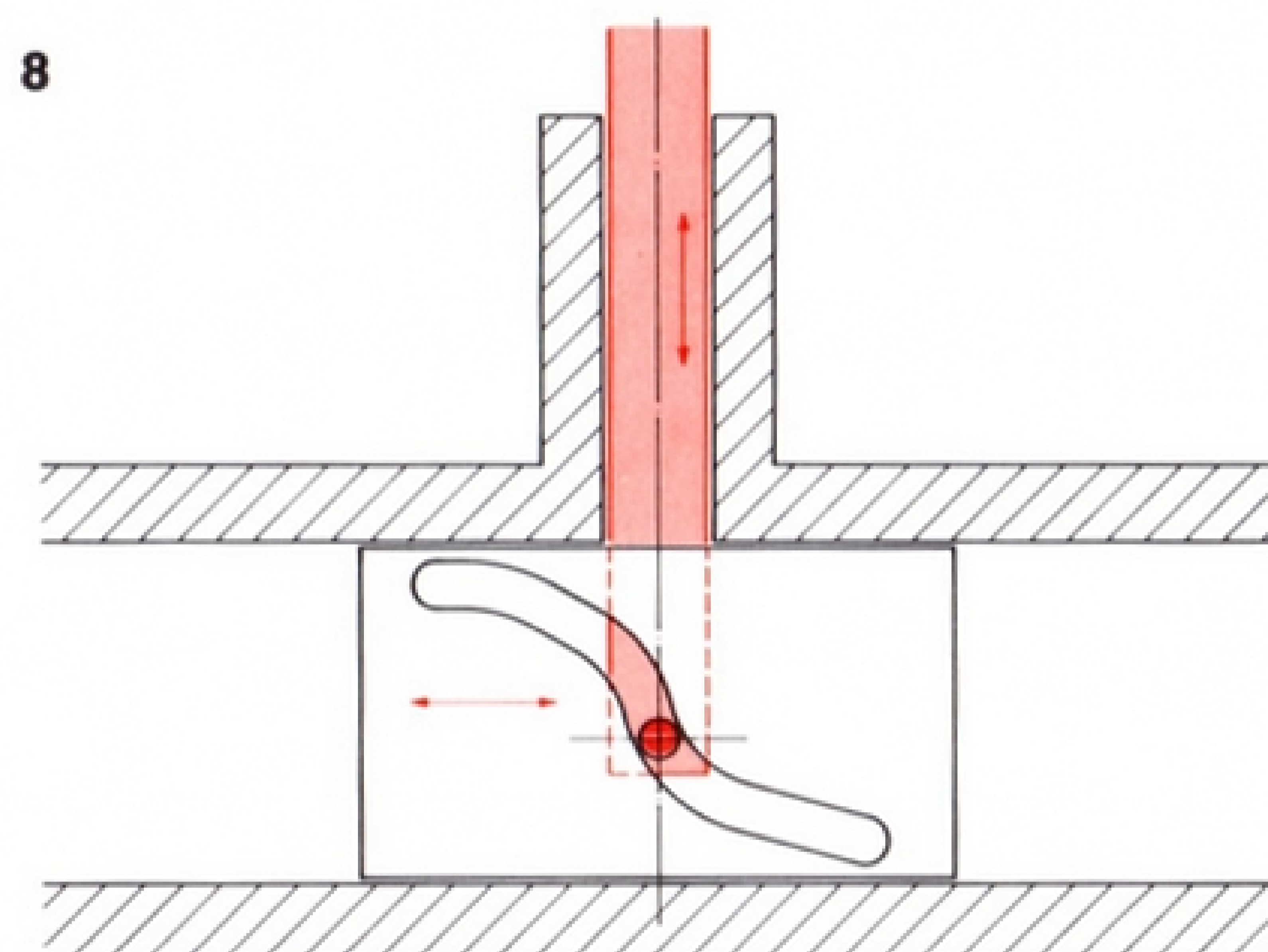
$$s_2 = s_1 \cdot \tan \alpha$$

wobei α der Keilwinkel des waagrecht verschieblichen Keils ist. Der Wert $\tan \alpha$ (Tangens α) läßt sich heute bereits auf billigen Taschenrechnern finden; es müssen allerdings sog. „wissenschaftliche“ Rechner sein. Er beträgt z. B. für

$\alpha = 5^\circ$	$\tan \alpha = 0,087$
$\alpha = 10^\circ$	$\tan \alpha = 0,176$
$\alpha = 15^\circ$	$\tan \alpha = 0,277$
$\alpha = 30^\circ$	$\tan \alpha = 0,577$
$\alpha = 45^\circ$	$\tan \alpha = 1,000$

Für $\alpha = 26,6^\circ$ ist $\tan \alpha = 0,5$, damit wird s_2 gerade halb so groß wie s_1 . Für $\alpha = 45^\circ$ wird $\tan \alpha = 1$ und somit $s_2 = s_1$. Der senkrechte Keil hebt sich dann um die gleiche Strecke, um die der waagrecht verschoben wurde. Zur Verminderung der Reibung kann der senkrechte Keil durch eine Rolle ersetzt werden (vgl. Heft 2, Bild 33). Beim Modell nach Bild 7 wird der waagrecht Keil durch gleichschenklige Winkelstücke und eine Bauplatte 45 x 90 gebildet. Der senkrechte Keil ist durch eine Rolle (Seilrolle $\varnothing 21$) ersetzt. Sie ist durch einen Baustein 30 mit Loch und Bausteine 15 geführt. Bewegter Körper ist die Achse 110, welche in der Seiltrommel steckt. Der waagrecht Balken aus Bausteinen 30 ist in bekannter Weise in Winkelachsen geführt. Ein Verbindungsstück 40 bildet den Betätigungsgriff.

1.1.3 Schleifengetriebe (Kulissengetriebe)



Bei dem Schleifengetriebe nach Bild 8 wird der senkrechte Schieber mit einem Bolzen oder Stift versehen, der in einen zweckmäßig geformten Schlitz des waagrecht Schiebers eingreift. Je nach der Form des Schlitzes ist der senkrechte Weg vom waagrecht mehr oder weniger verschieden. Wie leicht einzusehen ist, handelt es sich hier um eine Abwandlung des Keilschubgetriebes.

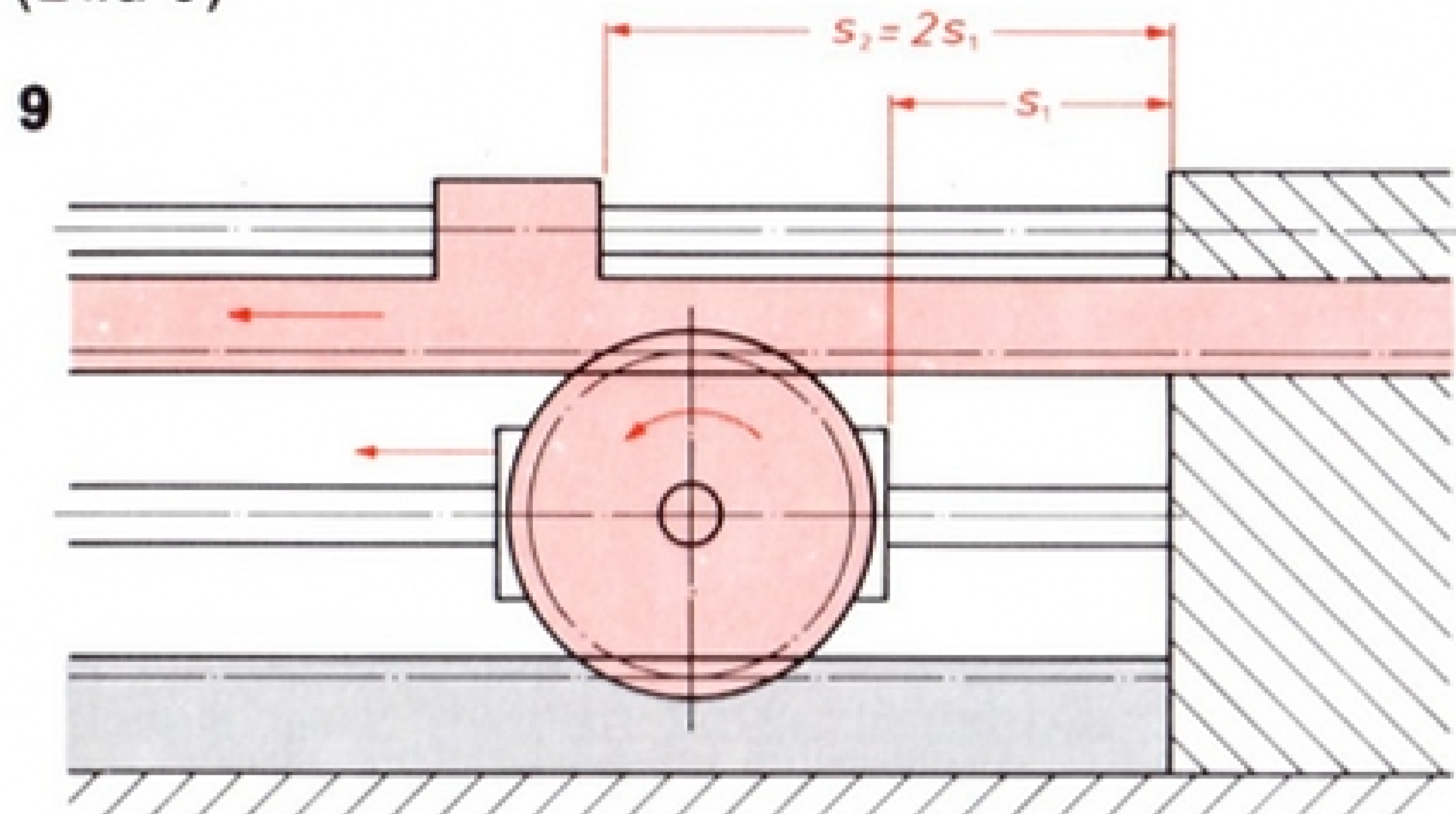
Während aber beim Keilschubgetriebe die Rückführung des senkrechten Schiebers durch eine Kraft (Federkraft oder, wie im Beispiel die Schwerkraft) geschehen muß, übernimmt die Schleife auch die Rückführung. Das Schleifengetriebe kann daher in beliebiger Lage arbeiten; als formschlüssiges Getriebe ist es nicht auf die Schwerkraft angewiesen.

1.1.4 Hubverdoppelungsgetriebe

Hierunter versteht man Einrichtungen zur Verdoppelung des Weges einer Bewegung, d. h. es soll gelten:

$$s_2 = 2 s_1 \quad \text{bzw.} \quad i = \frac{1}{2} = 0,5$$

Hubverdoppelung durch Zahnstangengetriebe (Bild 9)

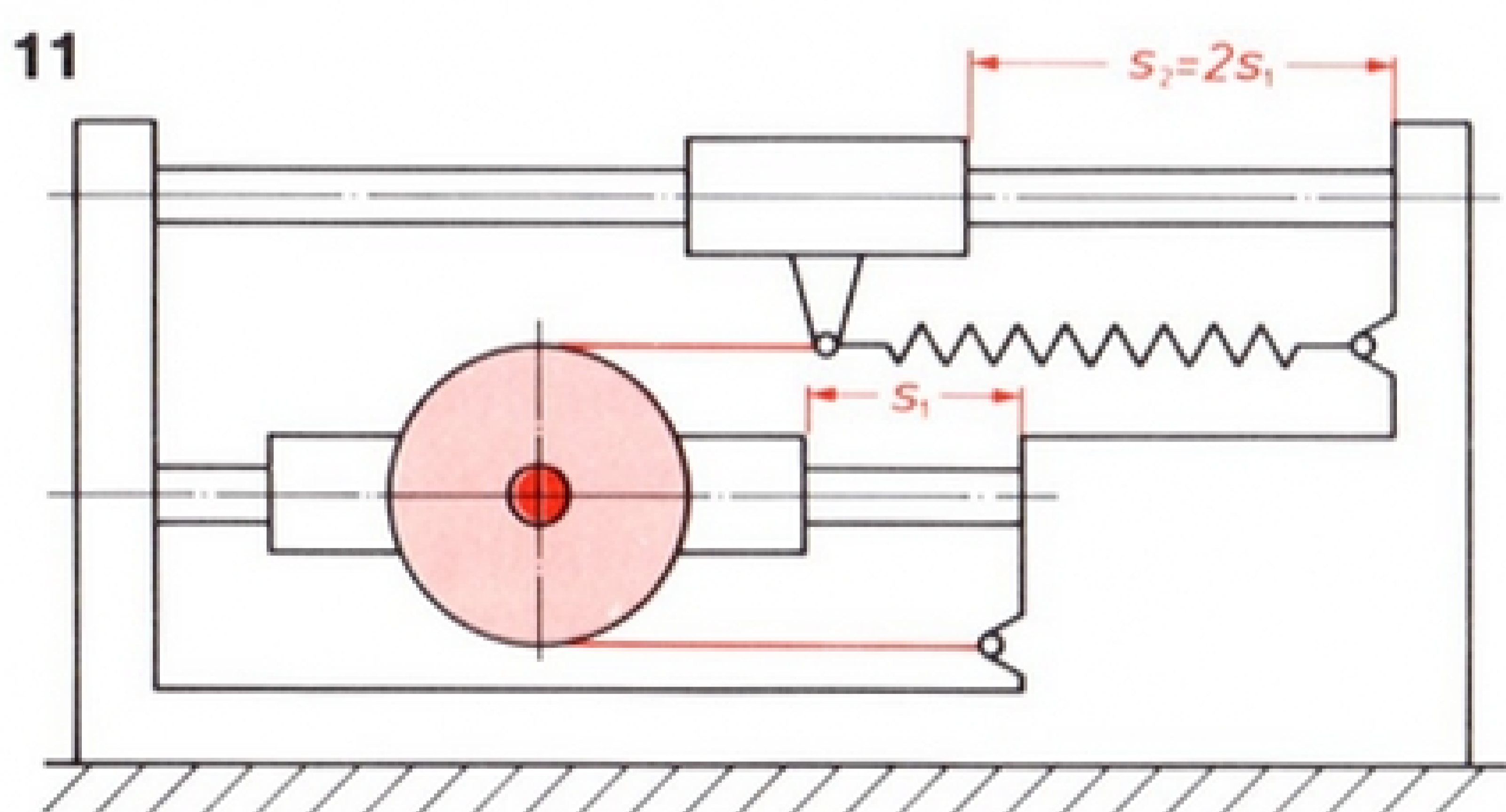


Wird der Schlitten mit dem Zahnrad um den Weg s_1 verschoben, so wälzt sich dieses unter Drehung auf der unteren, feststehenden Zahnstange ab. Dadurch verschiebt sich der Schlitten mit der oberen, beweglichen Zahnstange um den doppelten Weg $s_2 = 2s_1$.

Das zugehörige Funktionsmodell zeigt Bild 10. Beobachtet man die Bewegung der beiden Seilhaken, so wird deutlich, daß sich der obere jeweils um den doppelten Weg des unteren verschiebt.

Die Klemmkupplung auf der Zahnradachse dient als Handgriff. Die Nabe des Zahnrades darf nicht festgezogen werden.

Hubverdoppelung durch Zugmittel (Bild 11)

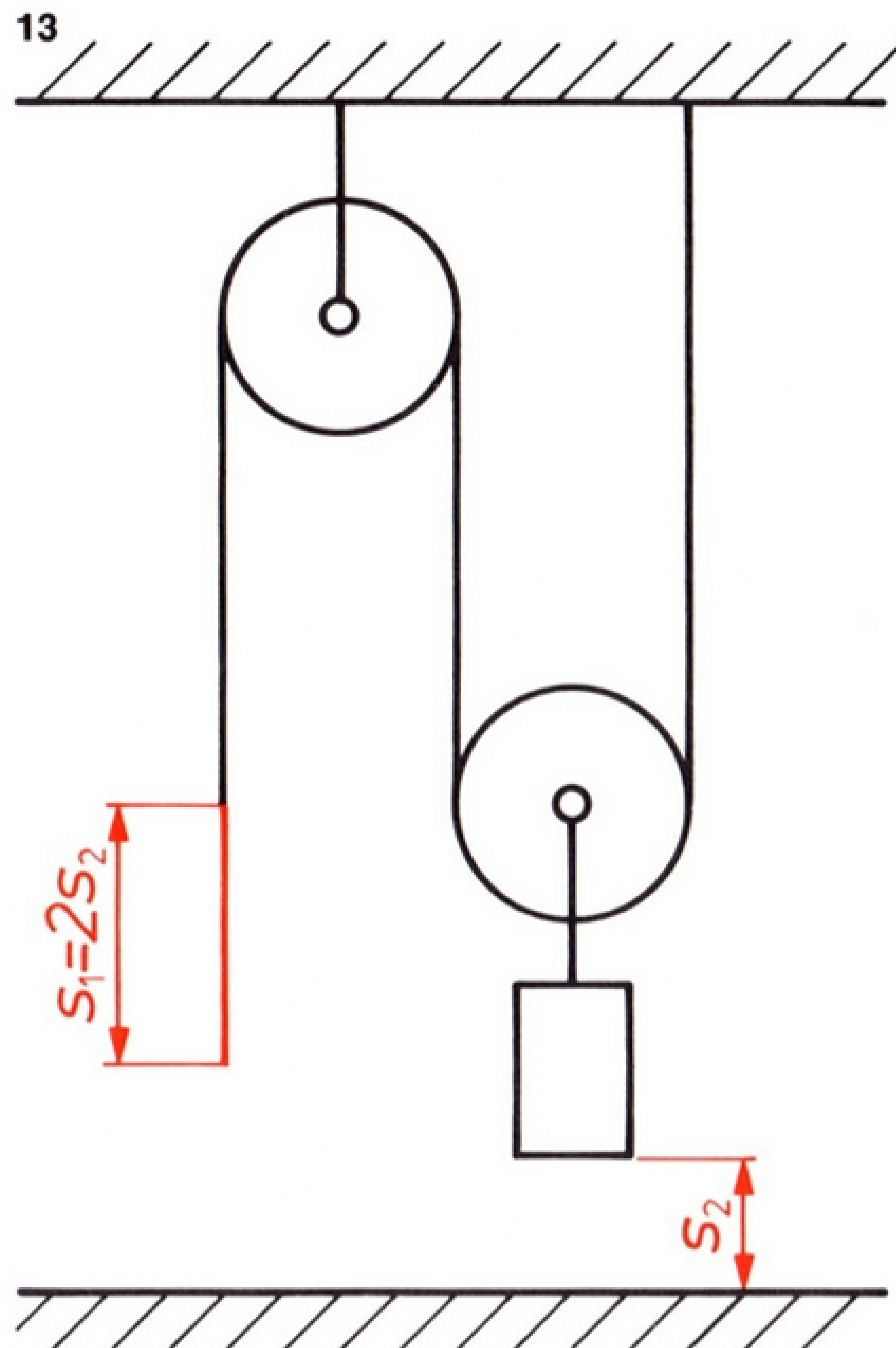


Da Zugmittel wie Seile, Ketten usw. eben nur Zugkräfte übertragen können, wird hier der obere Schlitten durch eine Feder in die Ausgangslage zurückgezogen.

Beim Modell nach Bild 12 übernimmt diese Aufgabe ein Gummiring. Damit das Seil stets gespannt bleibt, ist für den die Rolle tragenden Baustein 30 ein Anschlag (Baustein 5) vorgesehen.

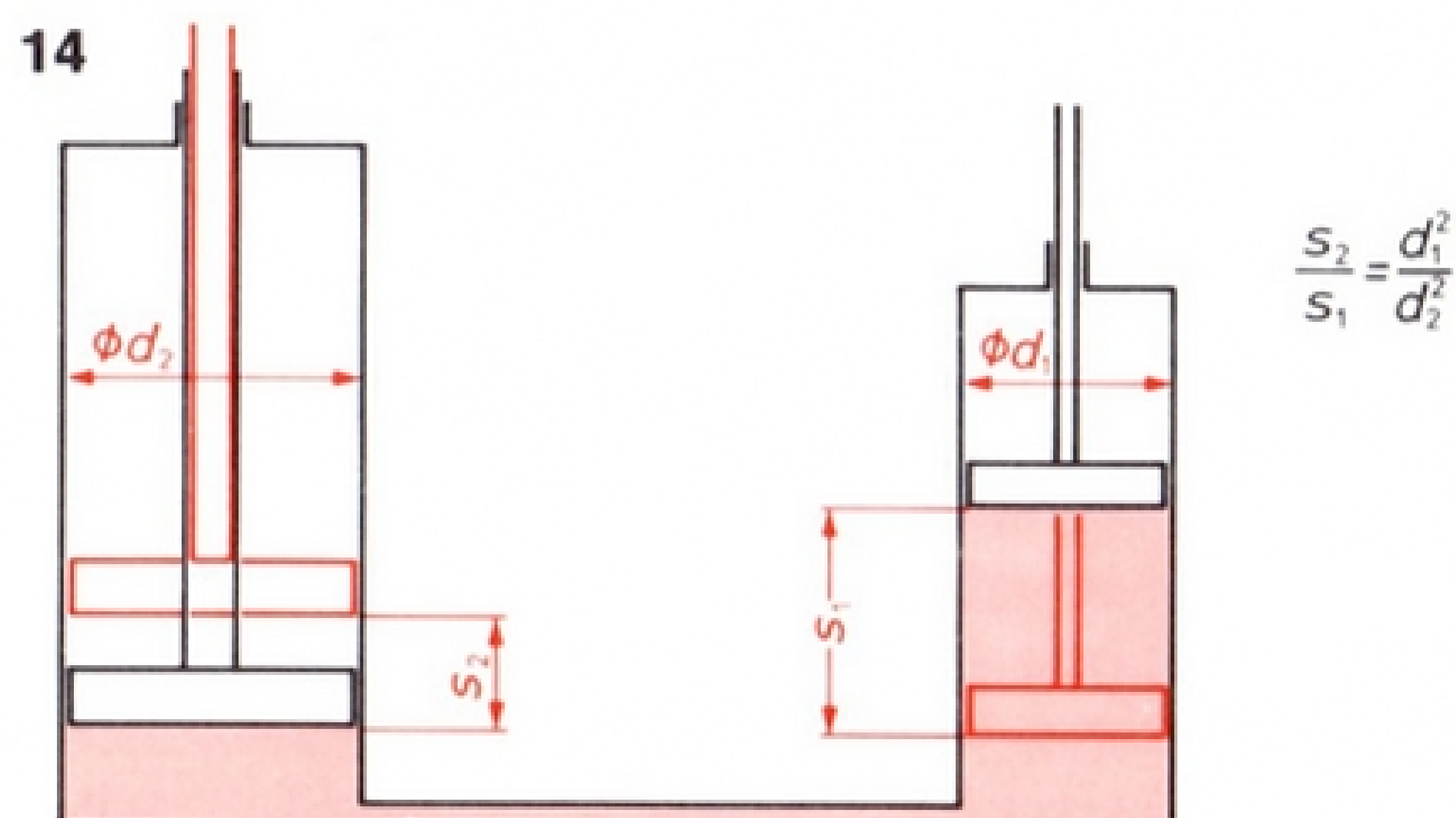
Rollenzug

Wie schon Bild 11 und das Modell nach Bild 12 gelehrt hatten, wirkt eine lose Rolle wegverdoppelnd. In Bild 13 ist dies noch einmal dargestellt. Die obere feste Rolle dient nur zur Seilumlenkung nach unten zum Zwecke der bequemeren Handhabung. Rollenzüge sind in [1] ausführlich beschrieben.



1.1.5 Hydraulikantrieb

Wegändernde Elemente auf hydraulischer Basis bestehen aus Geber- und Nehmerzylindern mit verschiedenen großen Durchmessern (Bild 14).



Betrachtet man Zylinder 1 als Geberzylinder, so wird bei einer Kolbenverschiebung um den Weg s_1 ein Flüssigkeitsvolumen

$$V_1 = A_1 \cdot s_1$$

aus dem Zylinder verdrängt. A_1 ist hierbei die Querschnittsfläche des Geberzylinders. Sieht man von der geringen Zusammendrückbarkeit der Flüssigkeit und von der Dehnung der Zylinderwände und Verbindungsleitungen ab, so muß dieses Volumen im Nehmerzylinder (Zylinder 2) wieder erscheinen. Es gilt dann:

$$V_2 = A_2 \cdot s_2 = V_1 = A_1 \cdot s_1.$$

Damit wird

$$A_2 \cdot s_2 = A_1 \cdot s_1$$

also

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{A_1}{A_2}$$

Da sich die Querschnittsfläche eines Kreises nach der Gleichung

$$A = d^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

berechnet, ergibt sich schließlich

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{d_1^2}{d_2^2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2$$

und das Übersetzungsverhältnis wird:

$$i = \frac{s_1}{s_2} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2$$

Hat z. B. der Geberzylinder einen Durchmesser von 50 mm, der Nehmerzylinder einen solchen von 100 mm, so ist der Kolbenweg im Nehmerzylinder:

$$s_2 = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \cdot s_1 = \left(\frac{50 \text{ mm}}{100 \text{ mm}}\right)^2 \cdot s_1 = \left(\frac{1}{2}\right)^2 \cdot s_1 = \frac{s_1}{4}$$

s_2 beträgt also nur ein Viertel von s_1 ; im vorliegenden Fall ist für $s_1 = 100 \text{ mm}$ der Weg s_2 nur $0,25 \cdot 100 \text{ mm} = 25 \text{ mm}$.

Das Übersetzungsverhältnis ergibt sich zu:

$$i = \left(\frac{100 \text{ mm}}{50 \text{ mm}}\right)^2 = 4$$

Wegen der Zusammendrückbarkeit der Gase ist eine pneumatische Lösung des Problems wenig sinnvoll.

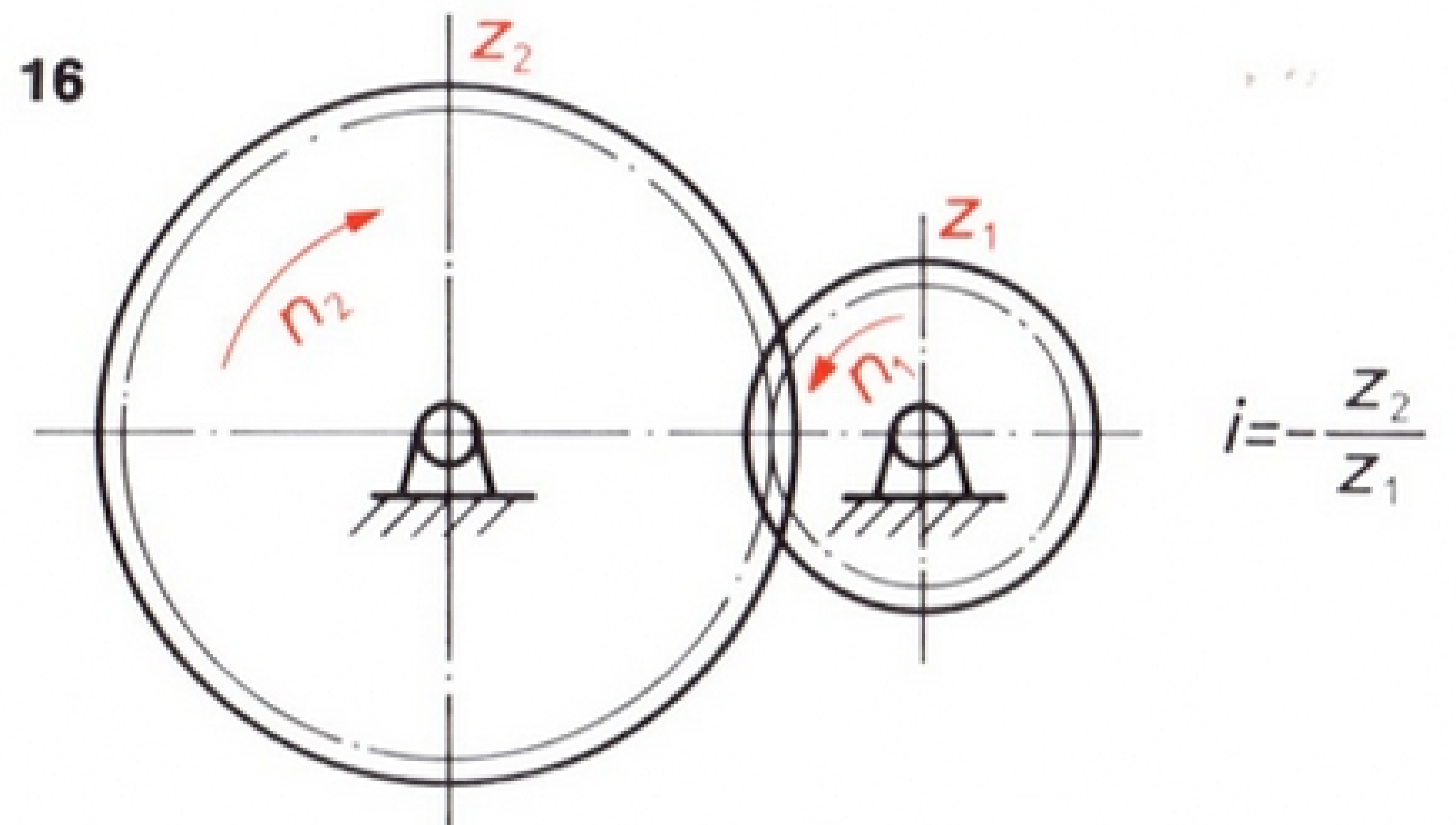
Ein Modell mit den in Heft 2 beschriebenen Einmalspritzen ist in Bild 15 gezeigt. Man verwendet zweckmäßig Spritzen der Größen 5 ml und 20 ml.

Auf die Lösungsmöglichkeiten unter Zuhilfenahme elektromechanischer oder elektronischer Mittel soll hier nicht eingegangen werden.

1.2 Drehwinkeländernde Elemente

Dem Weg bei der Translationsbewegung entspricht bei der Rotationsbewegung der Drehwinkel. Zur Änderung des Drehwinkels bei der Weiterleitung einer Rotationsbewegung sind hauptsächlich die folgenden Einrichtungen im Gebrauch:

1.2.1 Stirnzahnräder



Zwei unmittelbar im Eingriff befindliche Stirnzahnräder mit unterschiedlicher Zahnzahl gemäß Bild 16 bewirken in einfachster Weise eine Drehwinkeländerung. Es besteht dabei die Beziehung:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = -\frac{z_1}{z_2}$$

Dabei soll das Minuszeichen wieder die Drehrichtungsumkehr andeuten. Unter dem Übersetzungsverhältnis versteht man hier das Verhältnis des Drehwinkels der ursprünglichen zum Drehwinkel der übertragenen Bewegung (s. Anhang, Abschnitt 4.7). Es ist im vorliegenden Falle

$$i_{1,2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad \text{bzw.} \quad i_{2,1} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = -\frac{z_1}{z_2}$$

Das Übersetzungsverhältnis hängt also von den Zahnzahlen der beiden Räder ab. Für das Funktionsmodell nach Bild 17 ist $z_1 = 10$ und $z_2 = 40$. Ist das Ritzel Z 10 das treibende Rad, so gilt:

$$i_{1,2} = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{40}{10} = -4$$

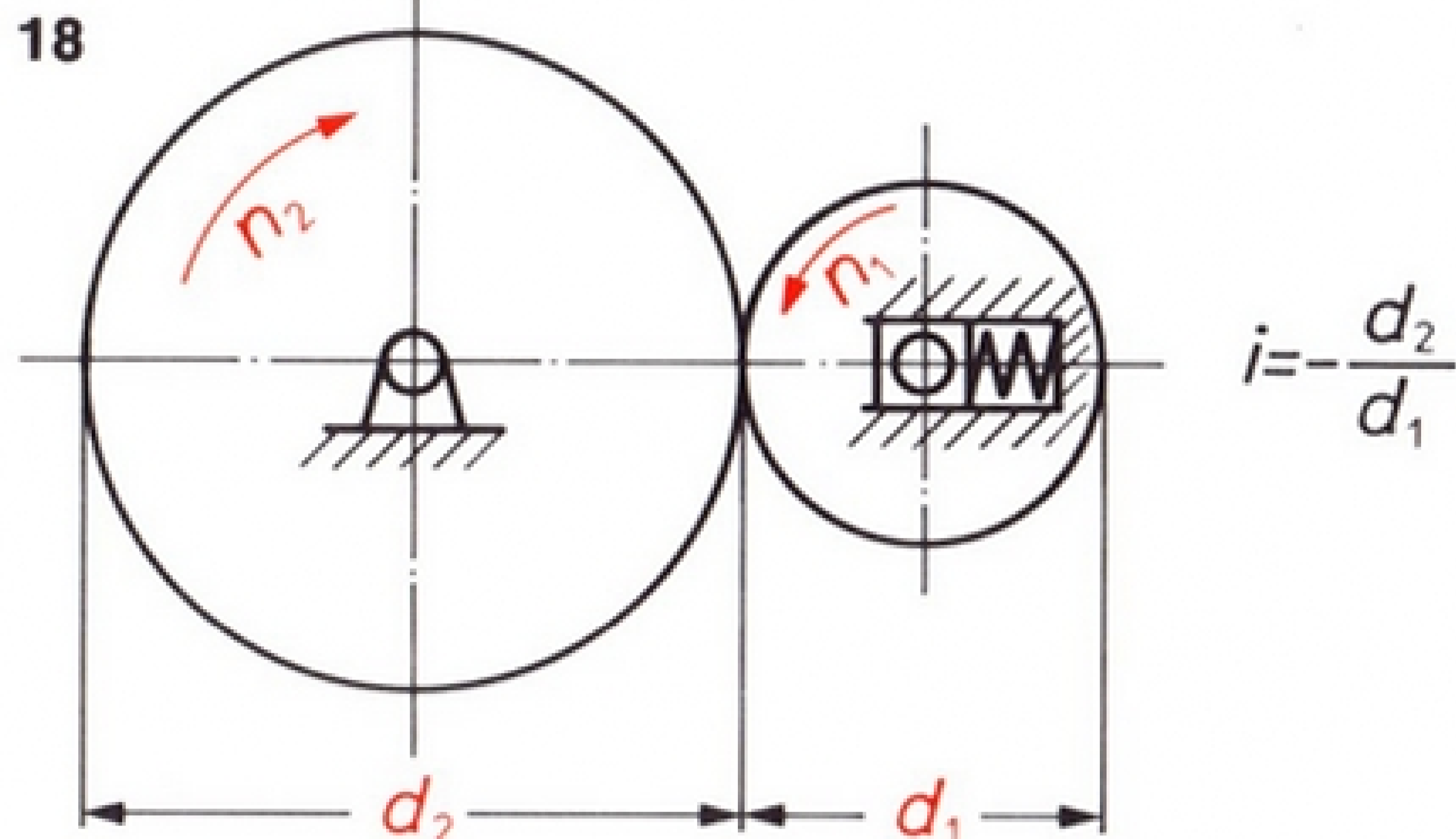
Betrachtet man dagegen das Zahnrad Z 40 als treibend, so wird:

$$i_{2,1} = -\frac{z_1}{z_2} = -\frac{10}{40} = -\frac{1}{4} = -0,25$$

Ist demnach i größer als 1 (geschrieben: $i > 1$), so dreht sich das getriebene Rad um einen kleineren Winkel als das treibende, ist i kleiner als 1 ($i < 1$), so dreht sich das getriebene Rad um einen größeren Winkel. Durch das Minuszeichen will man die Drehrichtungsumkehr ausdrücken.

Eine Nachprüfung dieser Verhältnisse ist am Modell leicht möglich.

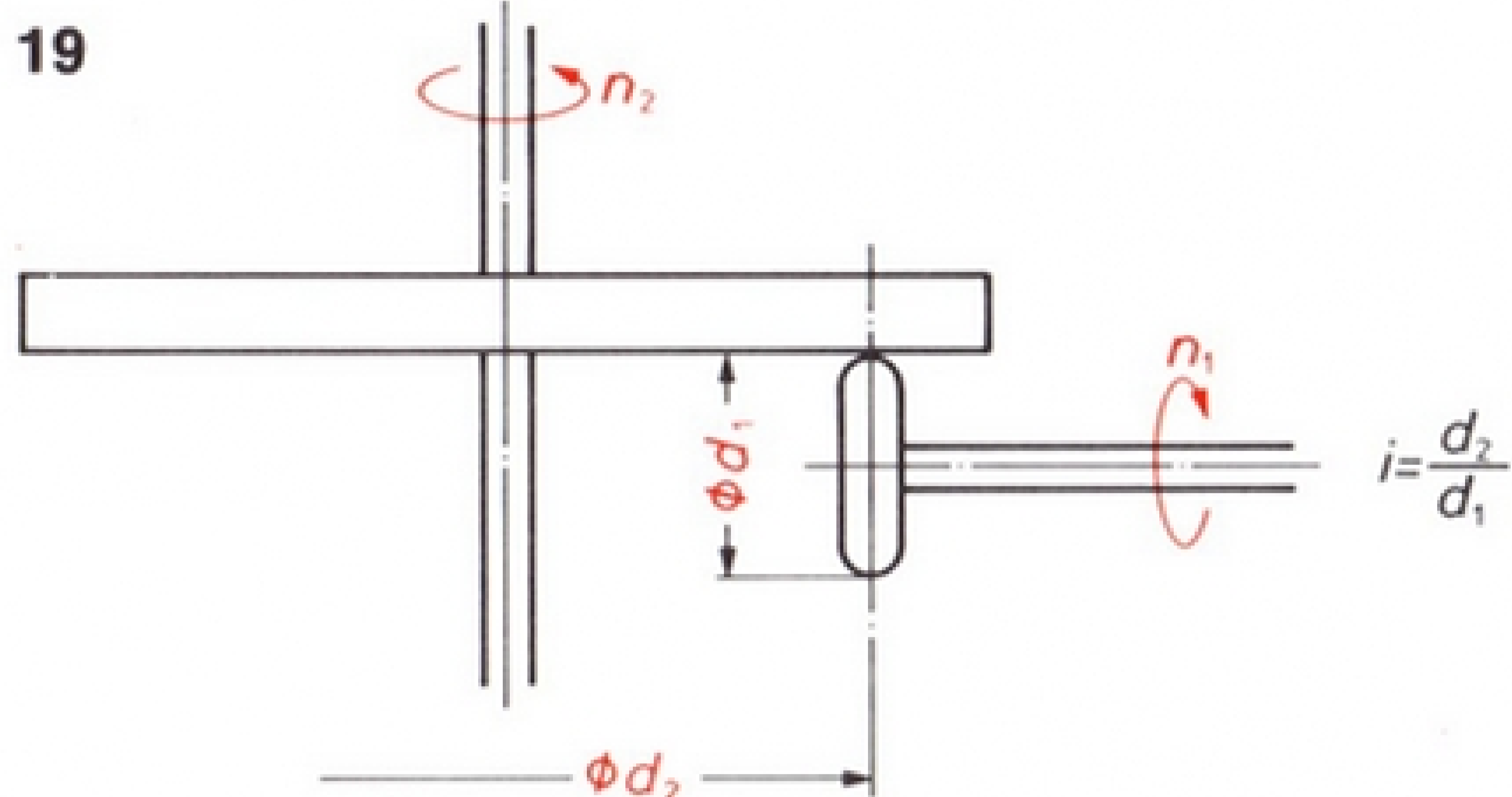
1.2.2 Reibräder (Bild 18)



Die gleichen Aussagen, wie sie oben für Zahnräder gemacht wurden, gelten grundsätzlich auch für Reibräder. An die Stelle der Zähnezahlen treten in den Formeln die Durchmesser:

$$\frac{a_2}{a_1} = -\frac{d_1}{d_2} \quad i_{1,2} = -\frac{d_2}{d_1} \quad i_{2,1} = -\frac{d_1}{d_2}$$

Bekanntlich müssen Reibräder mit einer bestimmten Mindestkraft aneinandergedrückt werden, damit sich eine genügende Reibungskraft an den Umfangsflächen aufbauen kann. Als kraftschlüssige Bewegungsübertragung ist eine solche Anordnung nicht ganz schlupffrei. Für sich schneidende Achsen zeigt Bild 19 eine Lösung. Ein Funktionsmodell dazu kann ähnlich wie das des Bildes 100 von Heft 2 gestaltet werden.

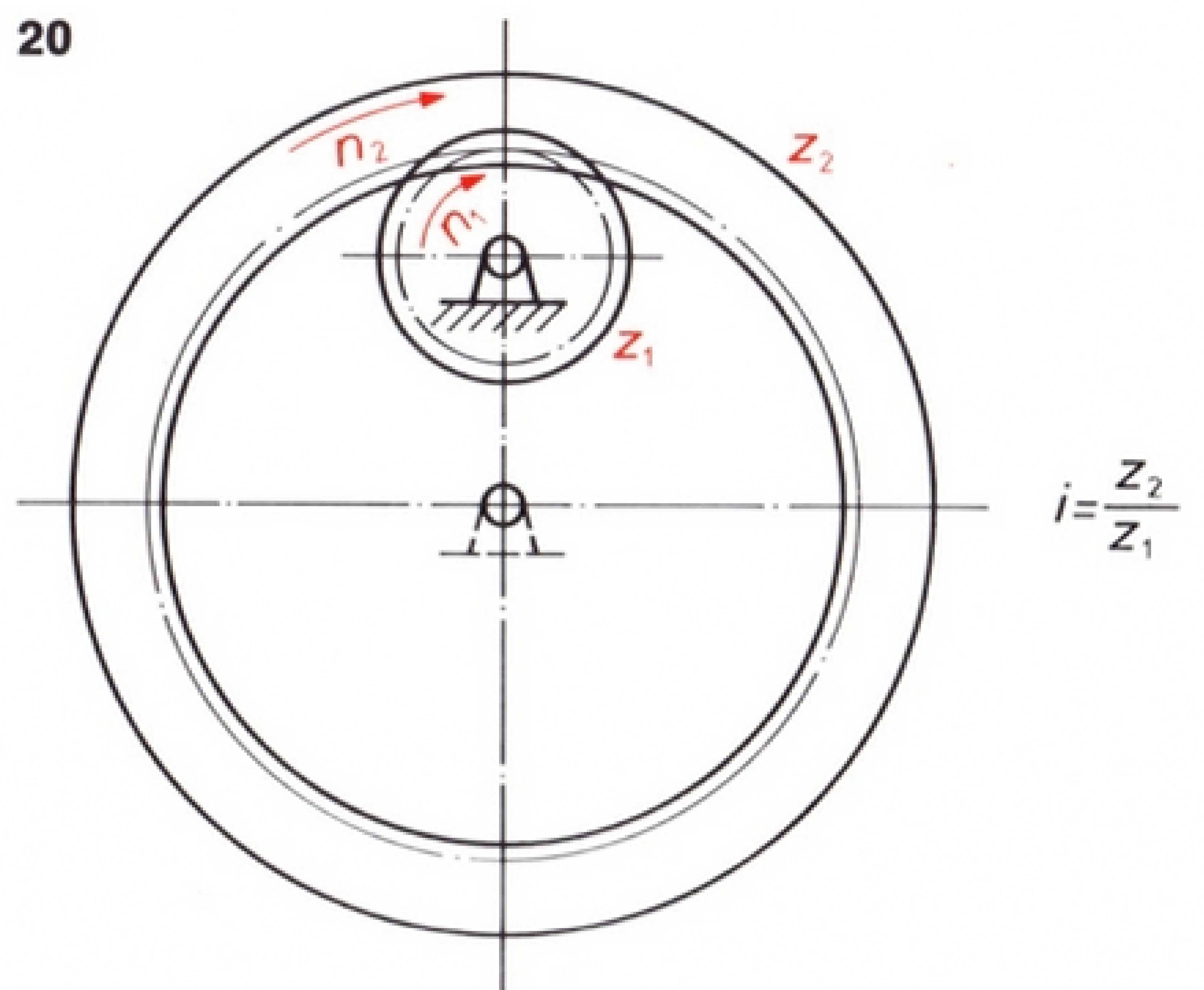


1.2.3 Innenzahnrad

Die Verwendung eines Innenzahnrades vermeidet die Drehrichtungsumkehr (Bild 20). Allerdings wird hier die Wahl des Übersetzungsverhältnisses durch die Forderung eingeschränkt, daß das Außenzahnrad im Innenzahnrad Platz finden muß und die Verzahnungen störungsfrei ineinandergreifen müssen.

10

20

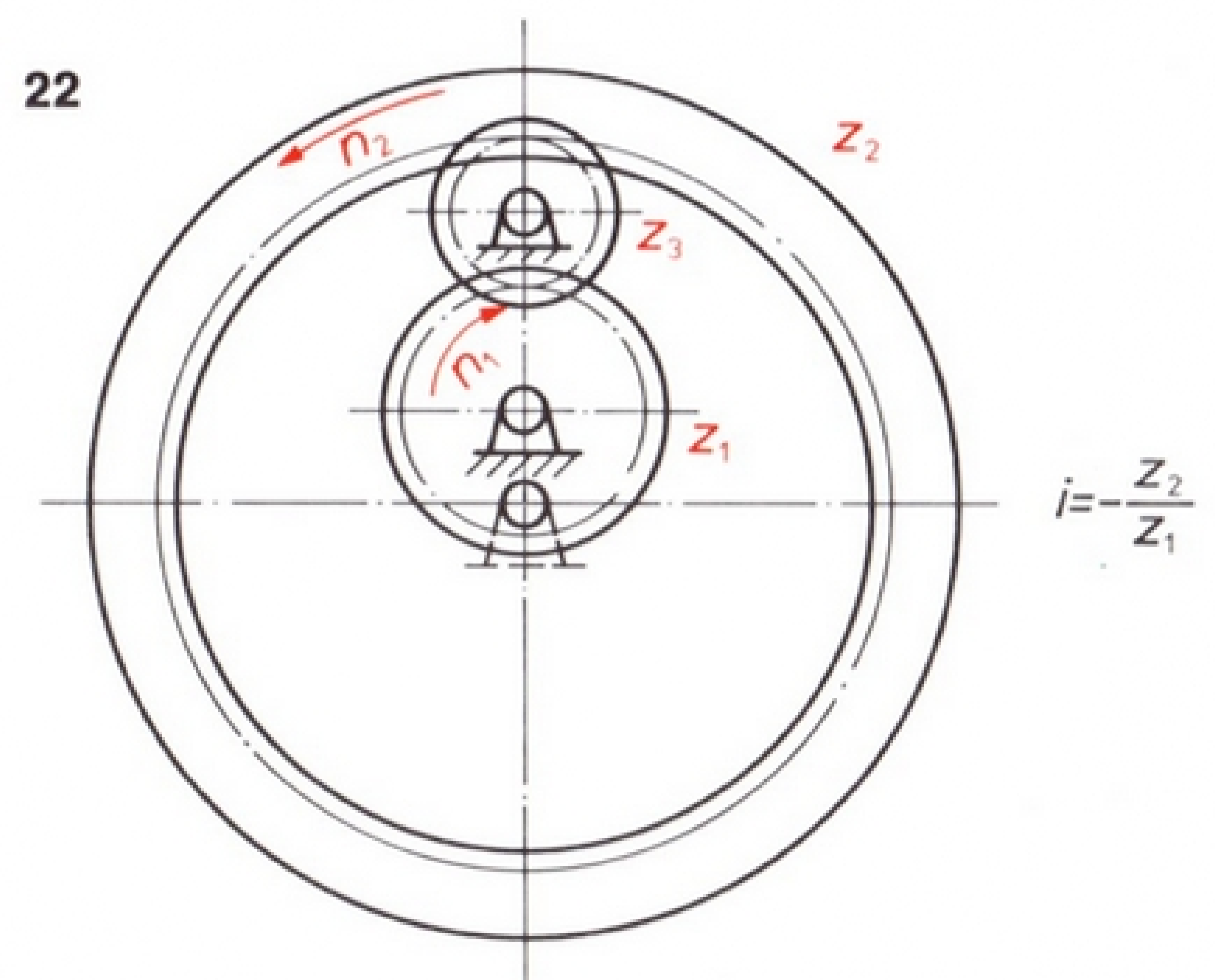


Die Formeln für das Drehwinkelverhältnis und das Übersetzungsverhältnis haben kein Minuszeichen nötig.

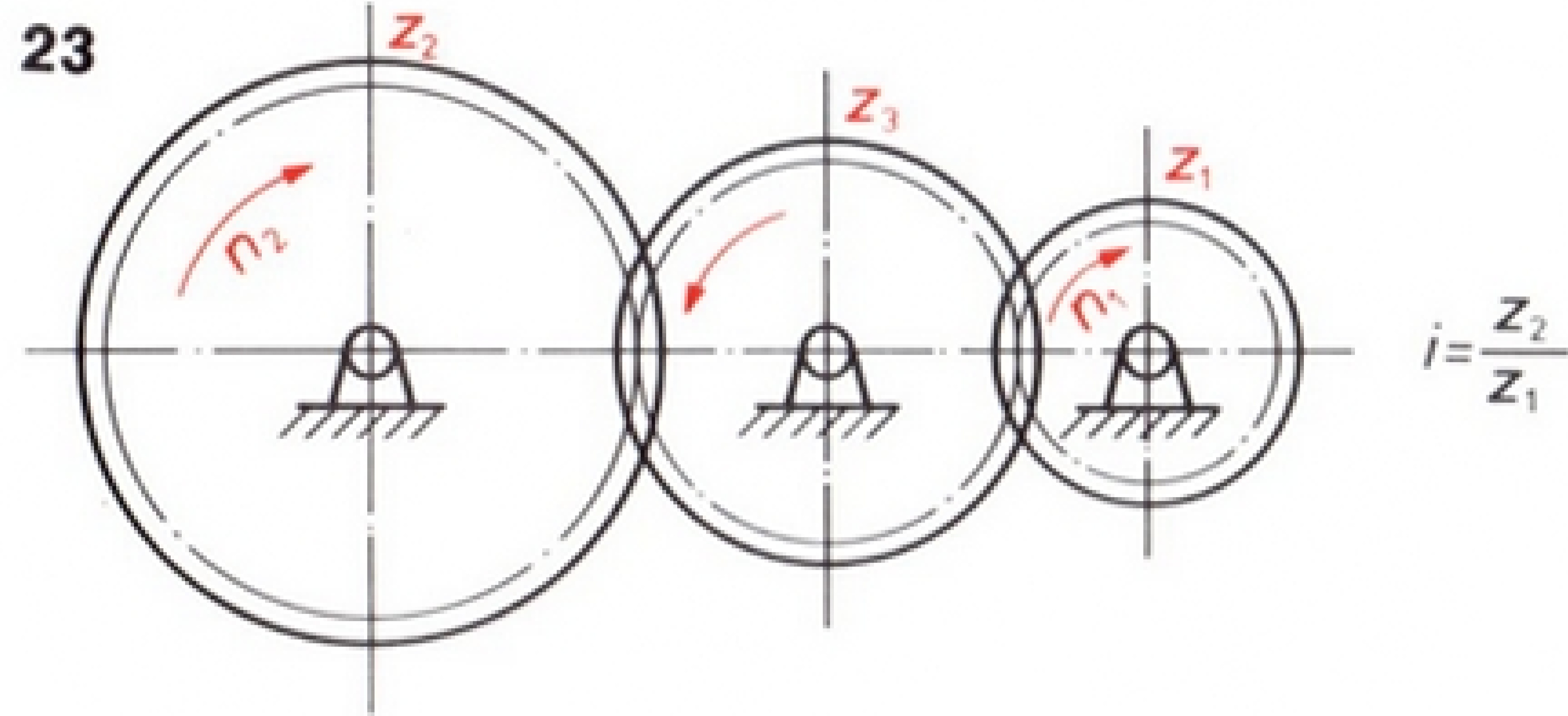
$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad i_{2,1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Das Funktionsmodell (Bild 21 mit Innenzahnrad aus mot 11) verlangt einige Sorgfalt bei der Zentrierung des Innenzahnrades, das genau mittig zur Drehachse ausgerichtet werden muß. Es sitzt auf drei Radachsen und ist durch Riegelscheiben gehalten. Die Radachsen stecken auf Bausteinen 15 und diese wieder auf der großen Drehscheibe.

Fügt man zwischen Ritzel und Innenzahnrad ein Zwischenrad mit beliebiger, jedoch passender Zähnezahl ein (Bild 22), so ändert sich die Drehrichtung, und das Übersetzungsverhältnis wird wieder negativ.



1.2.4 Stirnräder mit Zwischenrad



Ist die bei unmittelbar eingreifenden (außenverzahnten) Stirnrädern auftretende Drehrichtungs- umkehr unerwünscht und läßt sich ein Innen- zahnrad nicht verwenden, so kann ein Zwischen- rad mit beliebiger Zähnezahl eingeschaltet wer- den (Bild 23). Seine Zähnezahl ist ohne Einfluß auf das Übersetzungsverhältnis. Dieses hängt nur von der Zähnezahl der äußeren Räder ab. Ebenso wie 1 Zwischenrad wirken 3, 5, 7 usw. also eine ungerade Anzahl von Zwischenrädern. Für alle diese Anordnungen gilt:

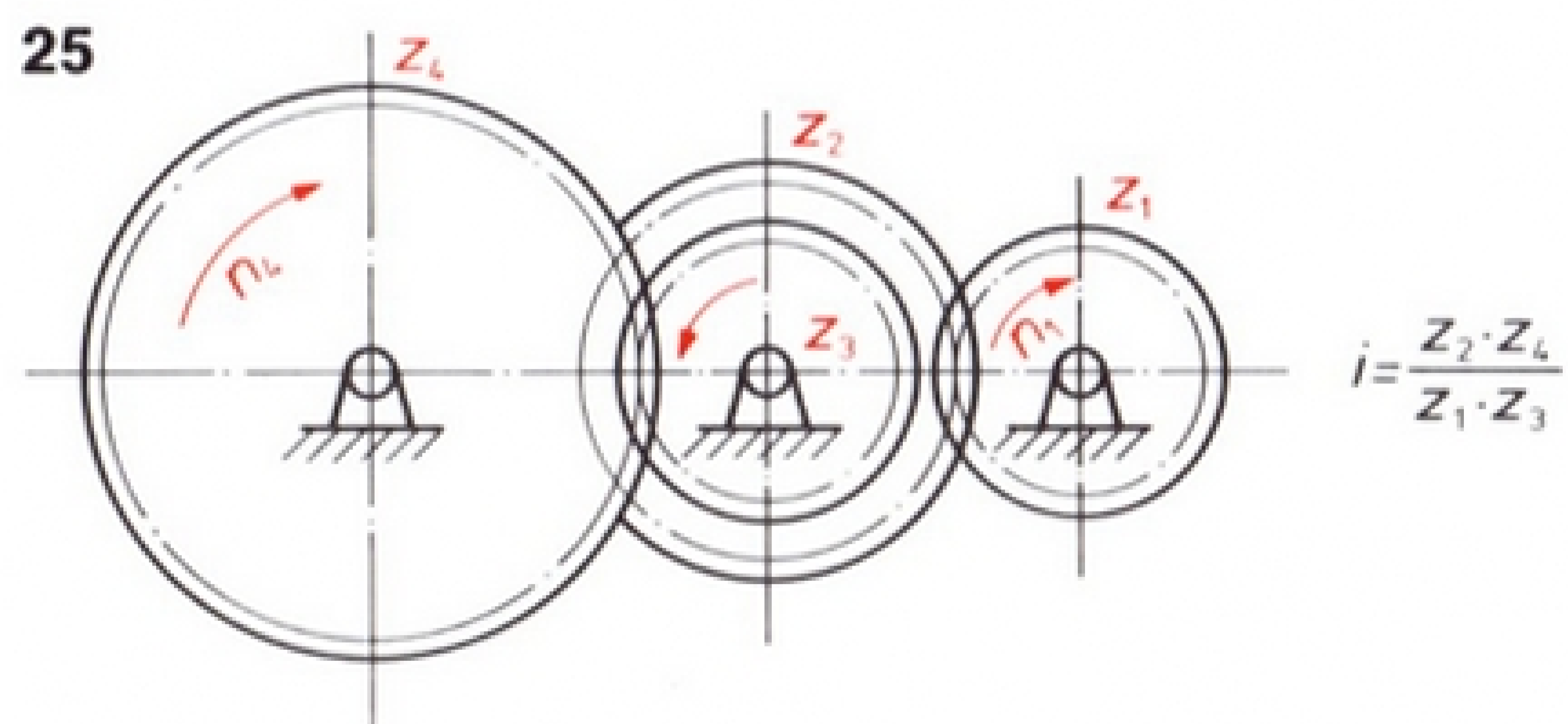
$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} \quad i_{2,1} = \frac{z_1}{z_2}$$

Das Funktionsmodell (Bild 24 mit zweiter Kur- bel 60 aus der Zusatzpackung 033) weist die Übersetzungsverhältnisse

$$i_{1,2} = \frac{10}{40} = \frac{1}{4} = 0,25 \quad \text{bzw.} \quad i_{2,1} = \frac{40}{10} = 4$$

auf, je nachdem, welche der beiden Kurbeln man als Antriebskurbel betrachtet. Die Zähnezahl des Zwischenrades Z 30 ist ohne Bedeutung.

1.2.5 Stirnräder mit Zwischenradsatz



Unter einem Zwischenradsatz versteht man zwei auf der gleichen Welle sitzende, miteinander drehfest verbundene Zahnräder, meist mit unter- schiedlicher Zähnezahl. Ein solcher Zwischenrad- satz wirkt sich wie folgt aus (Bild 25):

$$\frac{a_4}{a_1} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4} \quad i_{1,4} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad i_{4,1} = \frac{z_1 \cdot z_3}{z_2 \cdot z_4}$$

Für das Funktionsmodell (Bild 26 mit zweiter Kurbel 60 aus der Zusatzpackung 033) hat der Zwischenradsatz die Zähnezahlen $z_2 = 40$ und $z_3 = 20$. Mit $z_1 = 10$ und $z_4 = 40$ ergibt sich:

$$\frac{a_4}{a_1} = \frac{10 \cdot 20}{40 \cdot 40} = \frac{1}{8} = 0,125$$

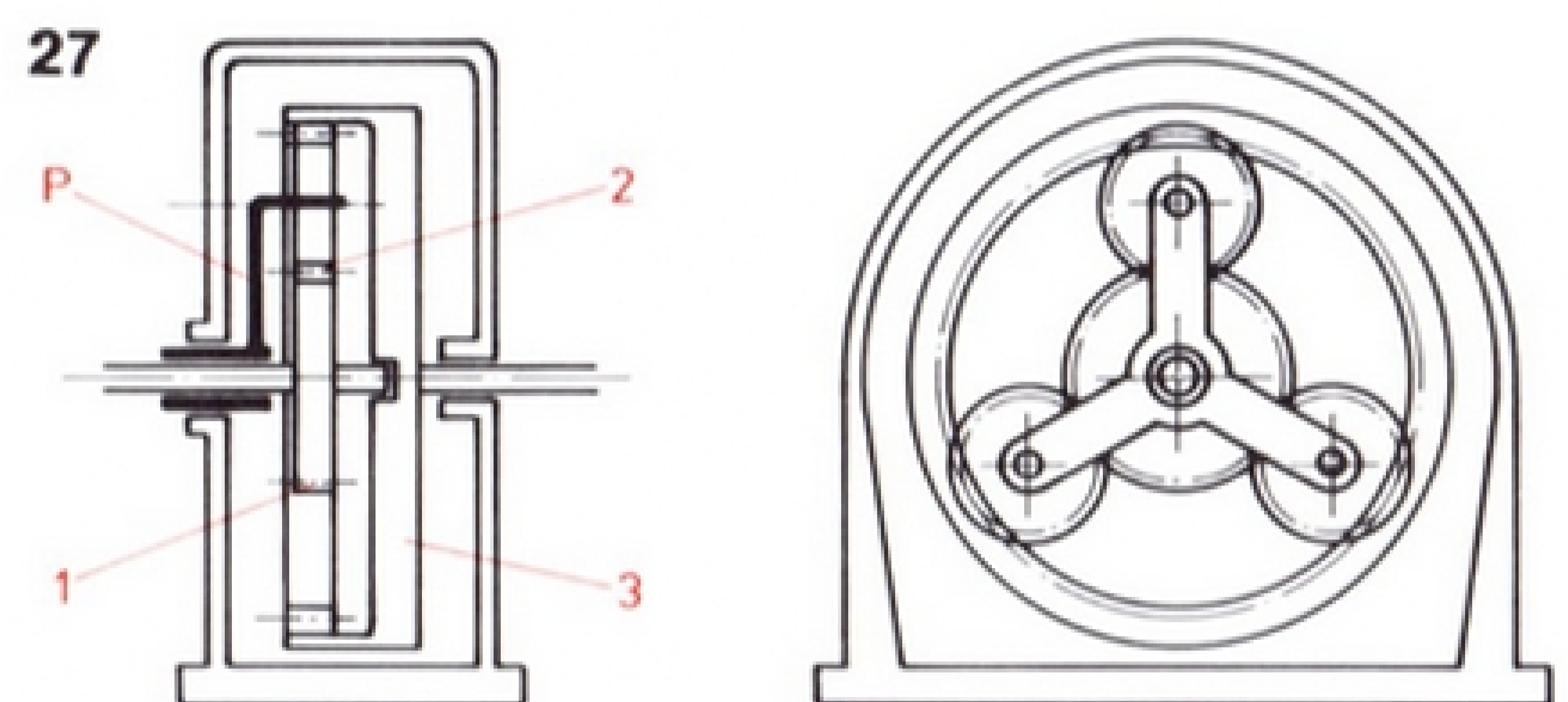
als Drehwinkelverhältnis und als Übersetzungs- verhältnisse errechnet man bei Antrieb vom Ritzel Z 10:

$$i_{1,4} = \frac{40 \cdot 40}{10 \cdot 20} = 8$$

und bei Antrieb vom Zahnrad Z 40 aus:

$$i_{4,1} = \frac{10 \cdot 20}{40 \cdot 40} = \frac{1}{8} = 0,125$$

1.2.6 Stirnrad-Planetenge triebe



Planetenge triebe oder Umlaufgetriebe bestehen, wie Bild 27 zeigt, aus einem „Sonnenrad“ 1, dem „Planetenträger p mit den „Planetenrädern“ 2 und dem „Hohlrاد“ 3. Die Planetenräder 2, welche an den Armen des Planetenträgers p das Sonnenrad 1 umlaufen (daher ihr Name!), sind meist drei- oder vierfach vorhanden, um die Kräfte gleichmäßiger zu verteilen. Zur Bewegungs- übertragung genügt aber im Prinzip ein einziges Planetenrad. In 2 sind Planetenge triebe ausführlicher besprochen. Hier soll die Feststellung genügen, daß ein solches Getriebe 3 Wellen aufweist, nämlich Sonnenrad-, Planetenträger- und Hohlrادwelle. Je nachdem, welche Wellen für den An- und Abtrieb verwendet werden, gibt es folgende Übersetzungsverhältnisse, dabei wird jeweils die 3. Welle festgehalten:

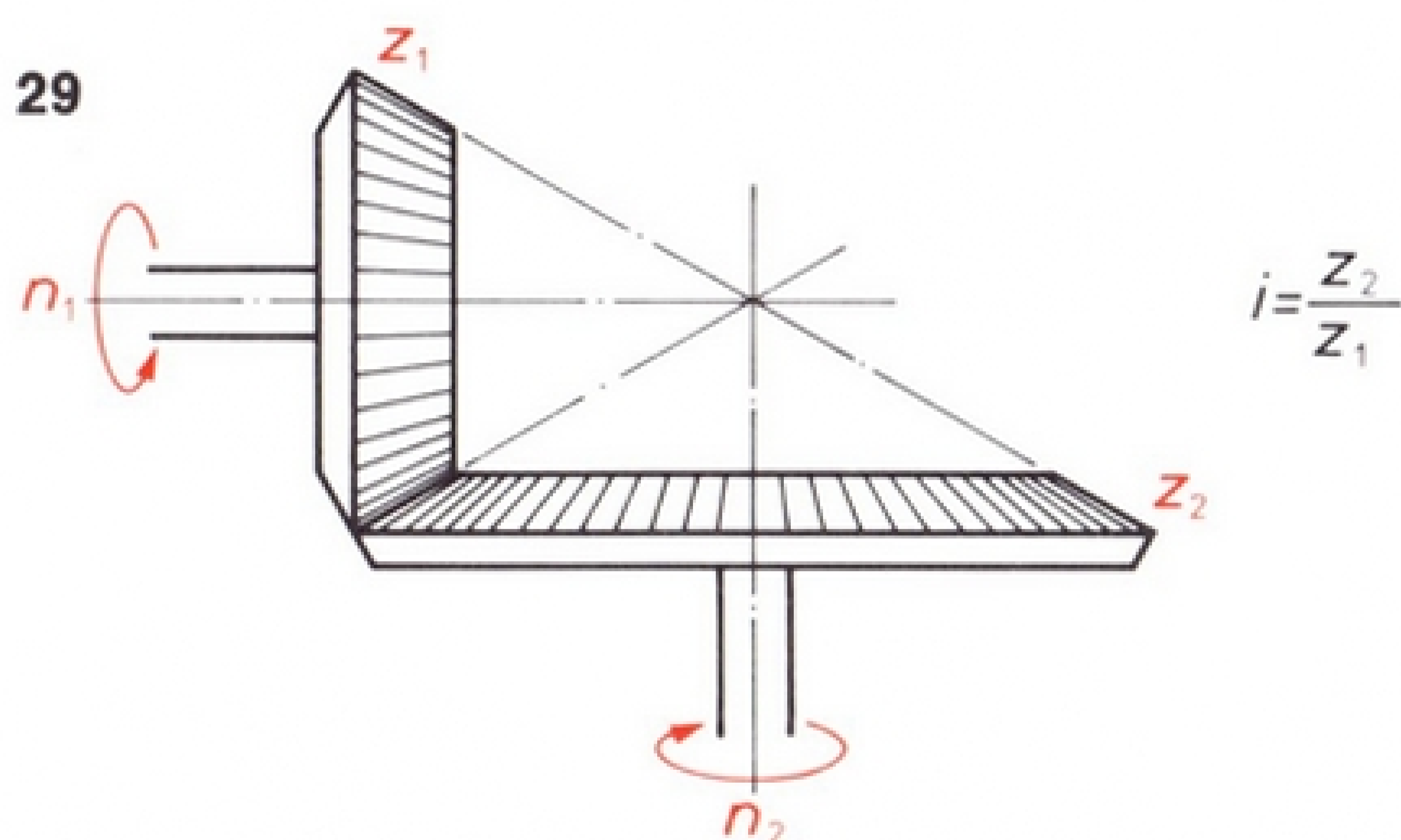
$$\begin{aligned} i_{1,3} &= -\frac{z_3}{z_1} & i_{1,p} &= \frac{z_1 + z_3}{z_1} & i_{3,p} &= \frac{z_1 + z_3}{z_3} \\ i_{3,1} &= -\frac{z_1}{z_3} & i_{p,1} &= \frac{z_1}{z_1 + z_3} & i_{p,3} &= \frac{z_3}{z_1 + z_3} \end{aligned}$$

Beim Funktionsmodell (Bild 28 mit Innenzahnrad aus der Zusatzpackung mot 11) ist das Hohlrad 3 festgehalten. Daher gilt mit $z_1 = 10$ und $z_3 = 30$:

$$i_{1,p} = \frac{10 + 30}{10} = 4 \quad \text{bzw.} \quad i_{p,1} = \frac{10}{10 + 30} = \frac{1}{4} = 0,25$$

Auf der Achse 110 sitzt als Planetenträger ein Baustein 30 mit Loch, der durch eine Seiltrommel drehfest auf der Achse festgehalten wird. Im Loch des Bausteins ist auch die Kurbel 60 mit dem Ritzel Z 10 gelagert; die Achse 110 darf also nicht ganz durch den Baustein gesteckt werden! Die Achse 110 ist in einem Baustein 30 und einem Kupplungsstück 30 gelagert, die Kurbel 60 dagegen in einem Baustein 30 und dem obengenannten Baustein 30 mit Loch des Planetenträgers. Das Planetenrad (Ritzel Z 10) läuft mit seiner Achse 50 in einem gleichschenkligen Winkelstein, welcher am Planetenträger sitzt. Das Hohlrad ist auf zwei Radachsen gesteckt und mit Winkelsteinen auf der Grundplatte verkeilt. Alle Räder und Achsen müssen sorgfältig eingestellt werden. Der Antrieb ist von beiden Seiten (Handkurbel oder Kurbel 60) möglich, und zwar mit jeweils umgekehrtem Übersetzungsverhältnis: ($i_{1,p} = 4$, $i_{p,1} = 0,25$)

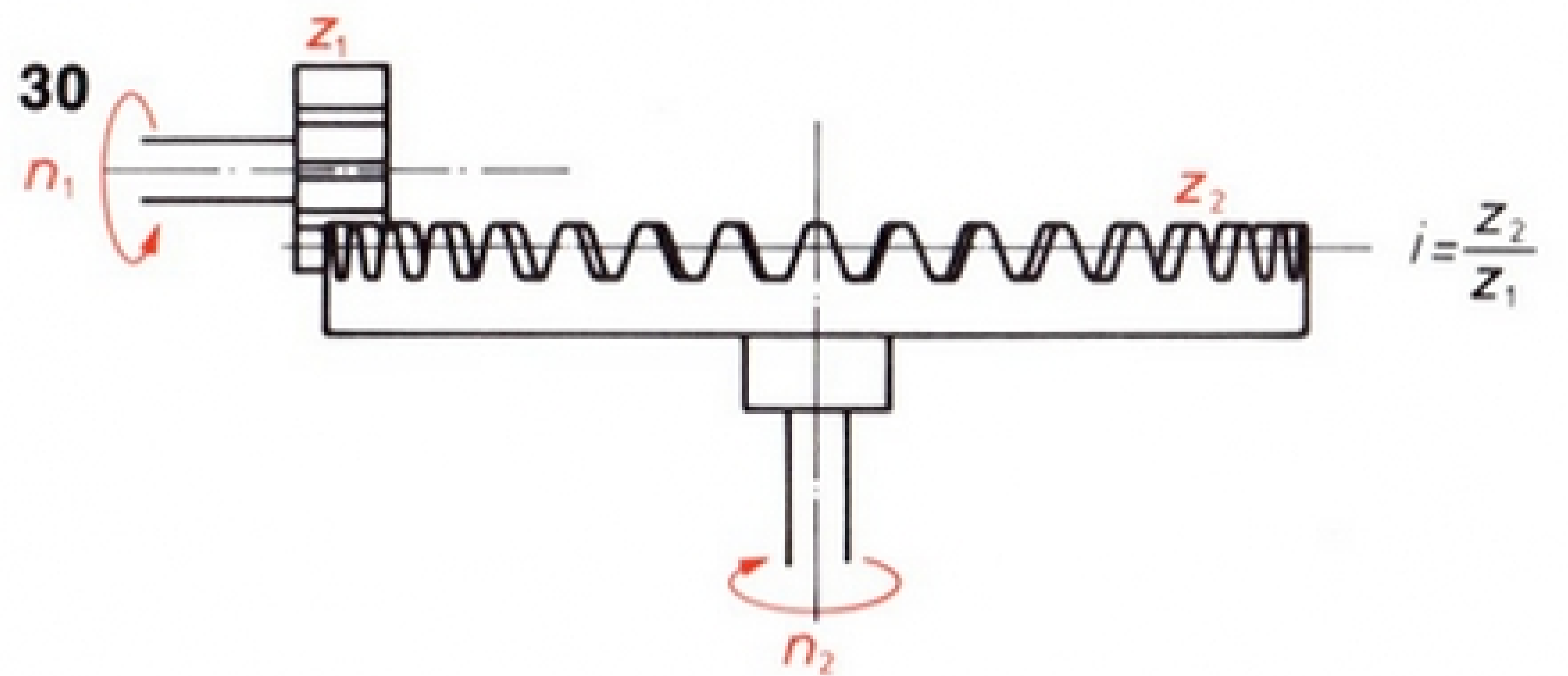
1.2.7 Kegelhäder



Mit Hilfe von Kegelrädern erreicht man zusätzlich zur Drehwinkeländerung die Übertragung der Drehbewegung auf eine Welle, welche mit der ersten einen Winkel bildet. Beide Wellenachsen schneiden sich also (Bild 29). Drehwinkel- und Übersetzungsverhältnis ergeben sich wieder aus den Zahnzahlen der beiden Kegelräder:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = -\frac{z_1}{z_2} \quad i_{1,2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad i_{2,1} = -\frac{z_1}{z_2}$$

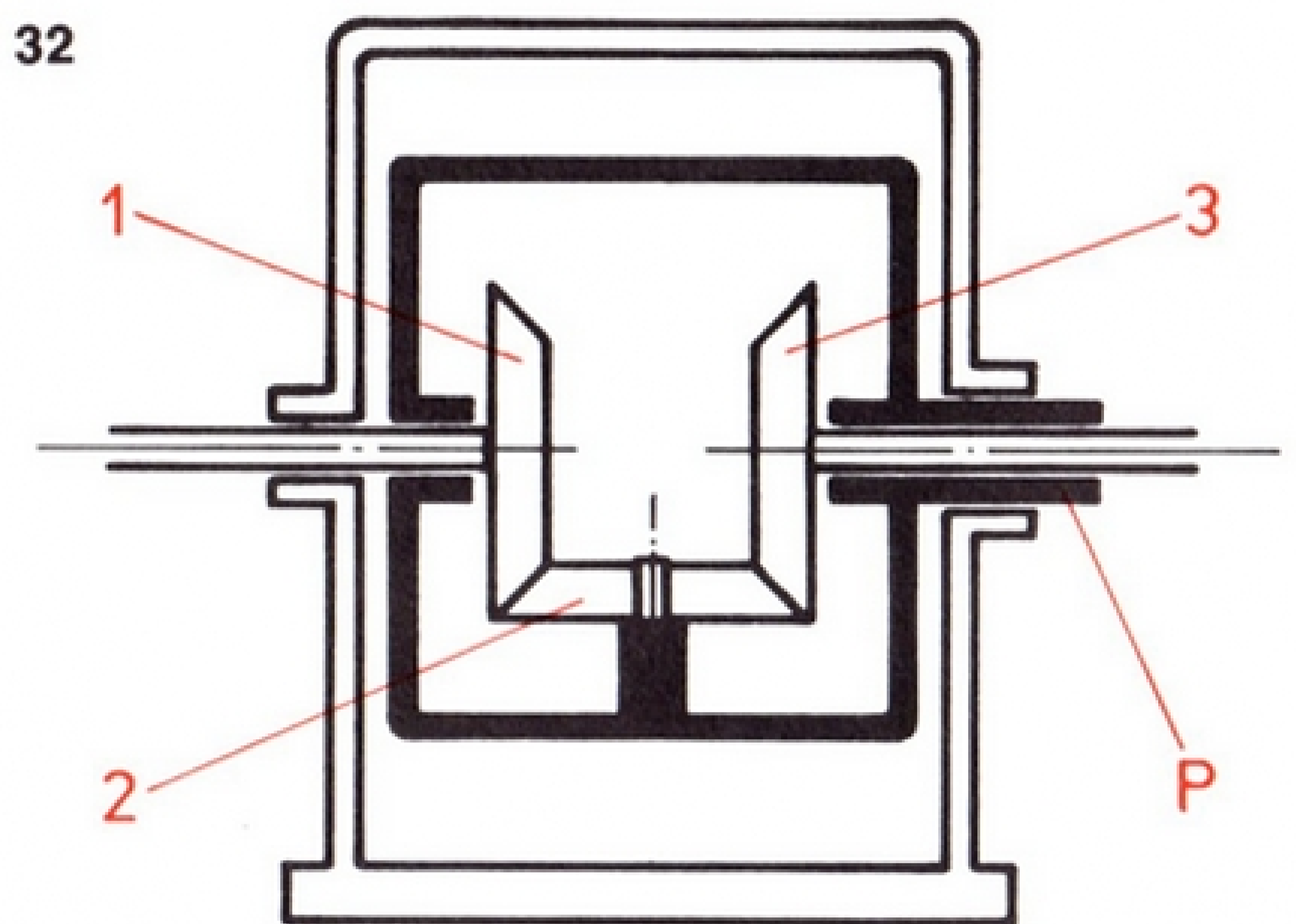
1.2.8 Kronrad und Ritzel



Das fischertechnik-Programm enthält z. Z. keine Kegelräder mit verschiedenen Zahnzahlen, da diese nicht vielseitig genug einsetzbar wären. Für geringere Ansprüche an Laufruhe und für kleine zu übertragende Kräfte kann das in Bild 30 dargestellte Kronradgetriebe verwendet werden, das dann die gleichen Dienste leistet wie das hochwertigere Getriebe nach Bild 29.

Ein Funktionsmodell dieser Anordnung ist auf Bild 31 dargestellt.

1.2.9 Kegelrad-Planetenge triebe



Wie Bild 32 zeigt, lässt sich ein Planetengetriebe auch aus Kegelrädern aufbauen. Im einfachsten Fall haben diese gleiche Zahnzahlen. Die Übersetzungsverhältnisse kann man berechnen, wenn man in den Gleichungen des Abschnittes 1.2.6 $z_1 = z_3$ setzt.

$$i_{1,3} = -1 \quad i_{3,1} = -1$$

$$i_{1,p} = 2 \quad i_{p,1} = 0,5$$

$$i_{3,p} = 2 \quad i_{p,3} = 0,5$$

Das Differentialgetriebe aus mot 3 oder mot 6 ist von dieser Art (Bild 33). Der Planetenträger ist hierbei mit dem als Zahnrad ausgebildeten Gehäuse vereinigt.



Zum Funktionsmodell (Bild 34 mit Zahnrad Z 15 aus der Zusatzpackung mot 11): Eine Welle des Getriebes wird durch eine Seiltrommel festgehalten. Zwischen Planetenträger und zweiter Getriebewelle ergibt sich, wie am Modell leicht nachzuprüfen ist:

$$i_{3,p} = 2$$

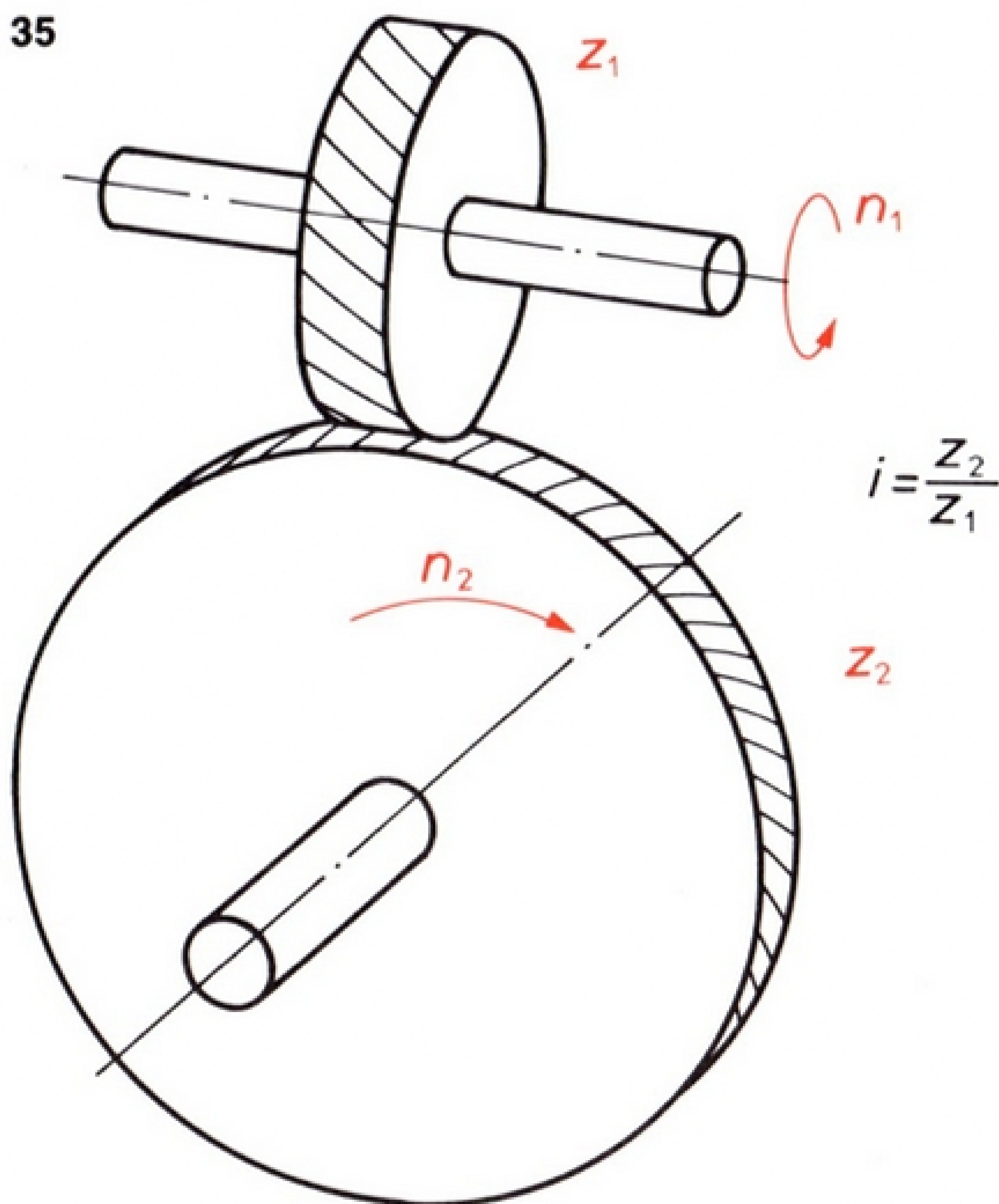
bzw. in umgekehrter Richtung

$$i_{p,3} = 0,5$$

Das Zwischenrad Z 20 vermeidet lediglich die Drehrichtungsumkehr zwischen den beiden Kurbeln.

1.2.10 Schraubenträder

35



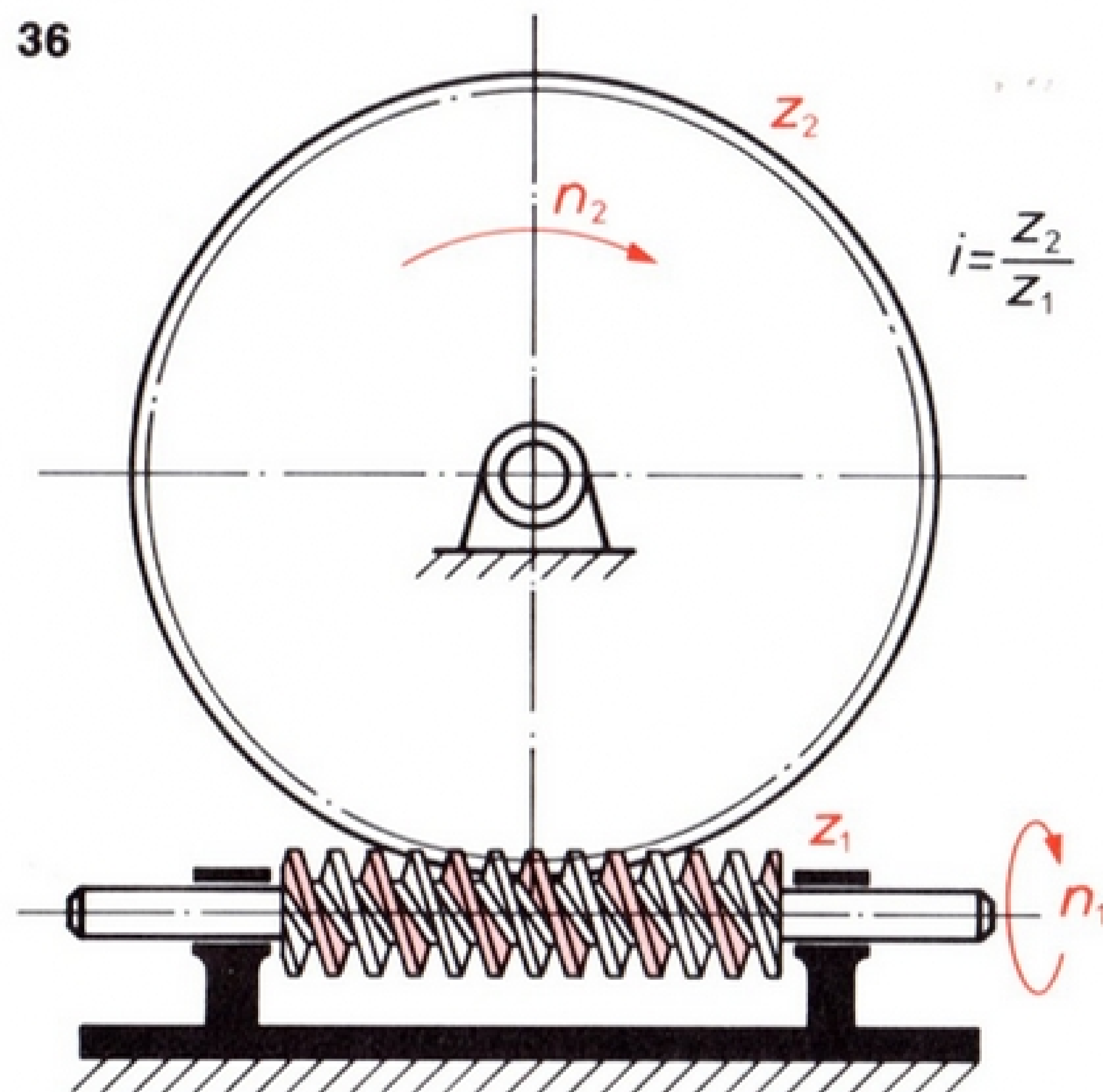
Bei sich kreuzenden Wellenachsen kann der Drehwinkel durch Schraubenträder mit unterschiedlichen Zähnezahlen verändert werden (Bild 35). Auch hier gilt:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = -\frac{z_1}{z_2} \quad i_{1,2} = -\frac{z_2}{z_1} \quad i_{2,1} = -\frac{z_1}{z_2}$$

Über Schraubenträder wurde im übrigen schon in Heft 2 auf Seite 23 gesprochen.

1.2.11 Schneckengetriebe

36



Bei sich kreuzenden Wellenachsen bieten Schneckengetriebe eine weitere, interessante Möglichkeit der Drehwinkeländerung (Bild 36). Hierbei lassen sich sehr große Drehwinkeländerungen und somit auch große Übersetzungsverhältnisse verwirklichen.

Eine Schnecke kann man sich als einen schraubenförmig um eine Welle gewundenen Zahn vorstellen. Daher wird:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad i_{1,2} = \frac{z_2}{1} = z_2$$

Die fischertechnik-Schnecken sind von dieser Art. Beim Eingriff in das Zahnrad Z 40 ergibt sich also:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{1}{40} = 0,025 \quad i_{1,2} = 40$$

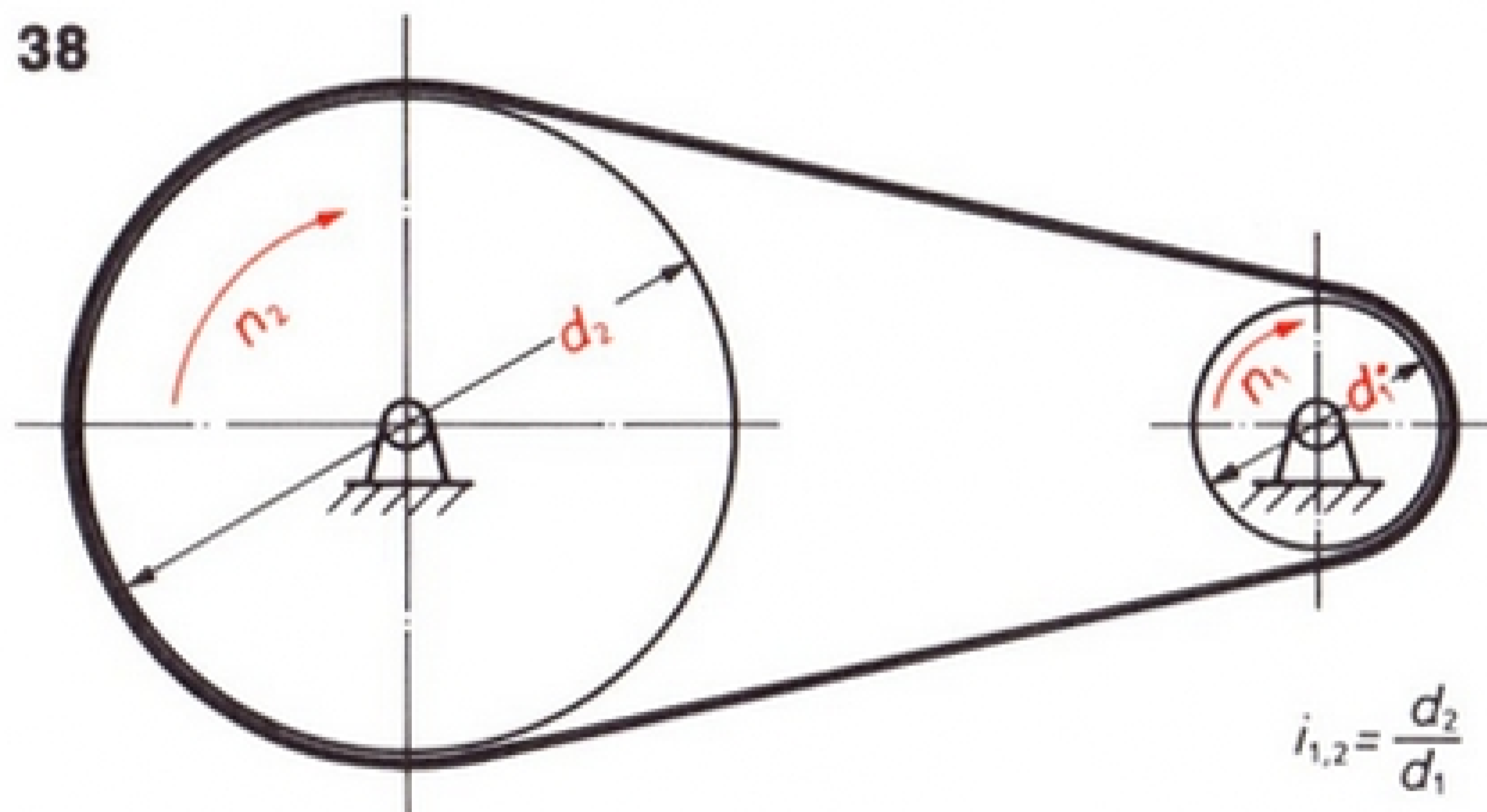
Bei der in Bild 36 dargestellten Schnecke sind gleichsam zwei Zähne nebeneinander schraubenartig um die Welle gewickelt (zweigängige Schnecke). In diesem Fall gilt, wenn z_1 diesmal die Gangzahl der Schnecke (hier gleich 2) bedeutet:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{1}{z_2} \quad i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Übrigens kann die Gangzahl der Schnecke auch größer als 2 sein. Die Drehrichtung des Schneckenrades hängt von der Steigungsrichtung der Schnecke ab (Rechts- oder linksgewundene Schraube). Bei der rechtsgängigen fischertechnik-Schnecke drehen sich beide Wellen im gleichen Drehsinn (beide mit dem Uhrzeiger oder entgegen dem Uhrzeigersinn).

Bei dem Funktionsmodell (Bild 37, mit Getriebebock aus mot 1 oder mot 7) ist die Kurbel 60 mittels eines Fadens in der Schnecke des Getriebebockes drehfest eingeklemmt. Man kann leicht nachweisen, daß der Antrieb des Getriebes nur von der Schnecke her erfolgen kann. Beim Versuch, das Schneckenrad von seiner Welle aus zu drehen, also das Getriebe in umgekehrter Kraftfluß-Richtung zu betreiben, sperrt dasselbe. Man nennt eine solche Schnecke selbsthemmend. Selbsthemmung ist eine Folge der Reibung zwischen Schnecke und Schneckenrad. Nur sehr steilgänge Schnecken sind nicht selbsthemmend. So dürfen z. B. Schnecken in Fahrzeuglenkungen nicht selbsthemmend sein, damit die Lenkung nach dem Durchfahren einer Kurve selbsttätig wieder in die Geradeausstellung zurücklaufen kann.

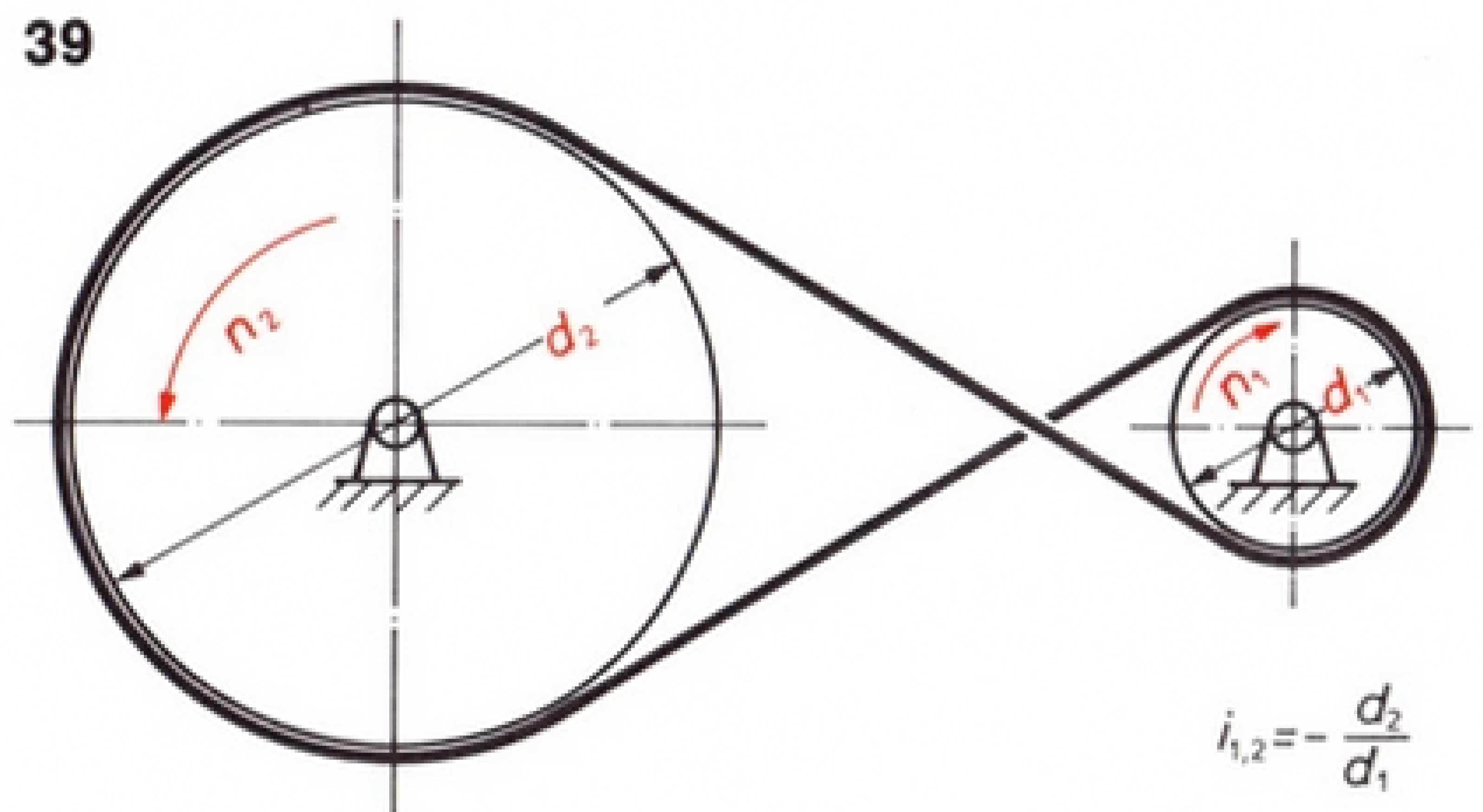
1.2.12 Zugmittelgetriebe



Mit Zugmitteln, also Seilen, Ketten, Riemen, lassen sich ebenfalls Drehwinkeländerungen erzielen. Bild 38 zeigt einen offenen Riementrieb, welcher auch mit einem Seil oder einer Kette ausführbar ist. Es gelten die Gleichungen:

$$\frac{\alpha_2}{\alpha_1} = \frac{d_1}{d_2} \quad i_{1,2} = \frac{d_2}{d_1} \quad i_{2,1} = \frac{d_1}{d_2}$$

Allerdings tritt bei Seilen und Riemen als kraftschlüssige Übertragungsorganen Schlupf auf, so daß α_2 immer etwas kleiner ist, als es die Rechnung ergibt. Kettentriebe hingegen arbeiten schlupffrei. Der gekreuzte Riementrieb nach Bild 39 ist nur mit Flachriemen und Seilen ausführbar. Man wendet ihn an, wenn gleichzeitig Drehrichtungsumkehr gefordert wird und der auftretende Schlupf nicht stört.



Das Funktionsmodell (Bild 40) kann mit offener oder gekreuzter Antriebsfeder ausgeführt werden.

2 Schaltbare Richtungsumkehr von Bewegungen

Die Elemente zur Richtungsumkehrung einer Bewegung sind von Heft 2 her bekannt. Bei den dort besprochenen Getrieben war aber die Richtungsumkehr durch die Bauweise ein für allemal festgelegt. Es sei jetzt die Aufgabe gestellt, diese Richtungsumkehr schaltbar zu machen, mit anderen Worten: eine Bewegung wahlweise mit Richtungsumkehr oder ohne eine solche zu übertragen. Dabei kann der Zeitpunkt der Richtungsumkehr entweder von einer Bedienungsperson bestimmt oder aber vom Getriebe selbst gesteuert werden.

Für die Anwendung der ersten Art dieser Getriebe ist das Kraftfahrzeug das bekannteste Beispiel. Für die Vorwärtsfahrt erfolgt die Übertragung der Drehbewegung des Motors auf die Treibräder ohne Richtungsumkehr, für die Rückwärtsfahrt muß zum gewünschten Zeitpunkt die Richtungsumkehr eingeschaltet, d. h. der „Rückwärtsgang eingelegt“ werden. Ähnlich wird bei manchen Schiffsantrieben die Drehrichtung der Schiffschraube je nach der gewünschten Fahrtrichtung umgekehrt, ohne daß die Antriebsmaschine ihre Drehrichtung wechselt. Solche Getriebe nennt man „Wendegetriebe“ (Schiffswendegetriebe).

Die zweite Gruppe der Getriebe mit schaltbarer Richtungsumkehr bewirkt ein „periodisches Wenden“. Der Richtungswechsel erfolgt in gleichmäßigen Zeitabständen selbsttätig ohne das Zutun einer Bedienungsperson. In Heft 1 wurden ähnliche Getriebe-Elemente schon besprochen, z. B. in Form des Mangelgetriebes (Heft 1, Seite 17).

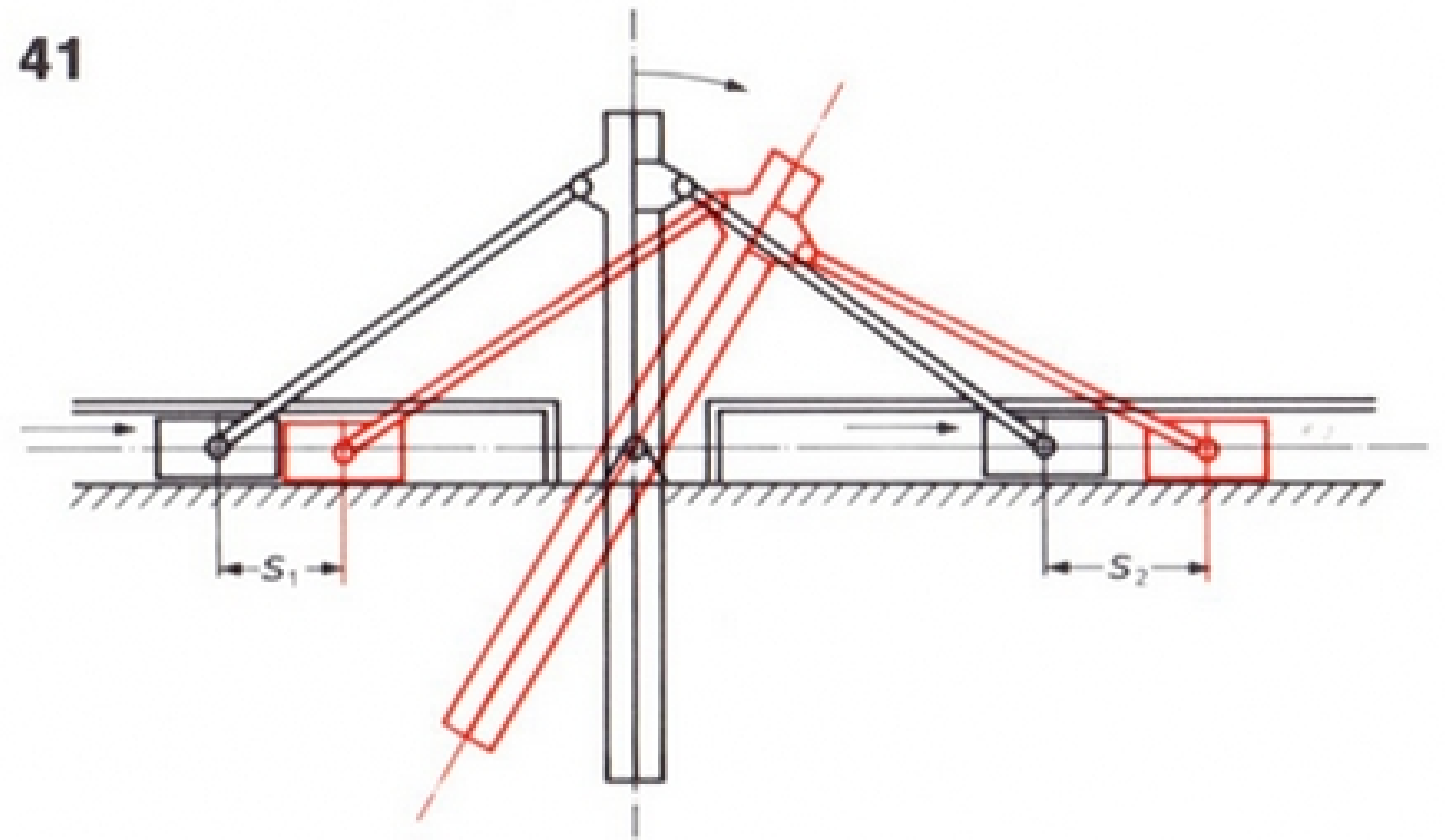
2.1 Wendegetriebe für Translationsbewegungen

2.1.1 Wendegetriebe mit Hebeln

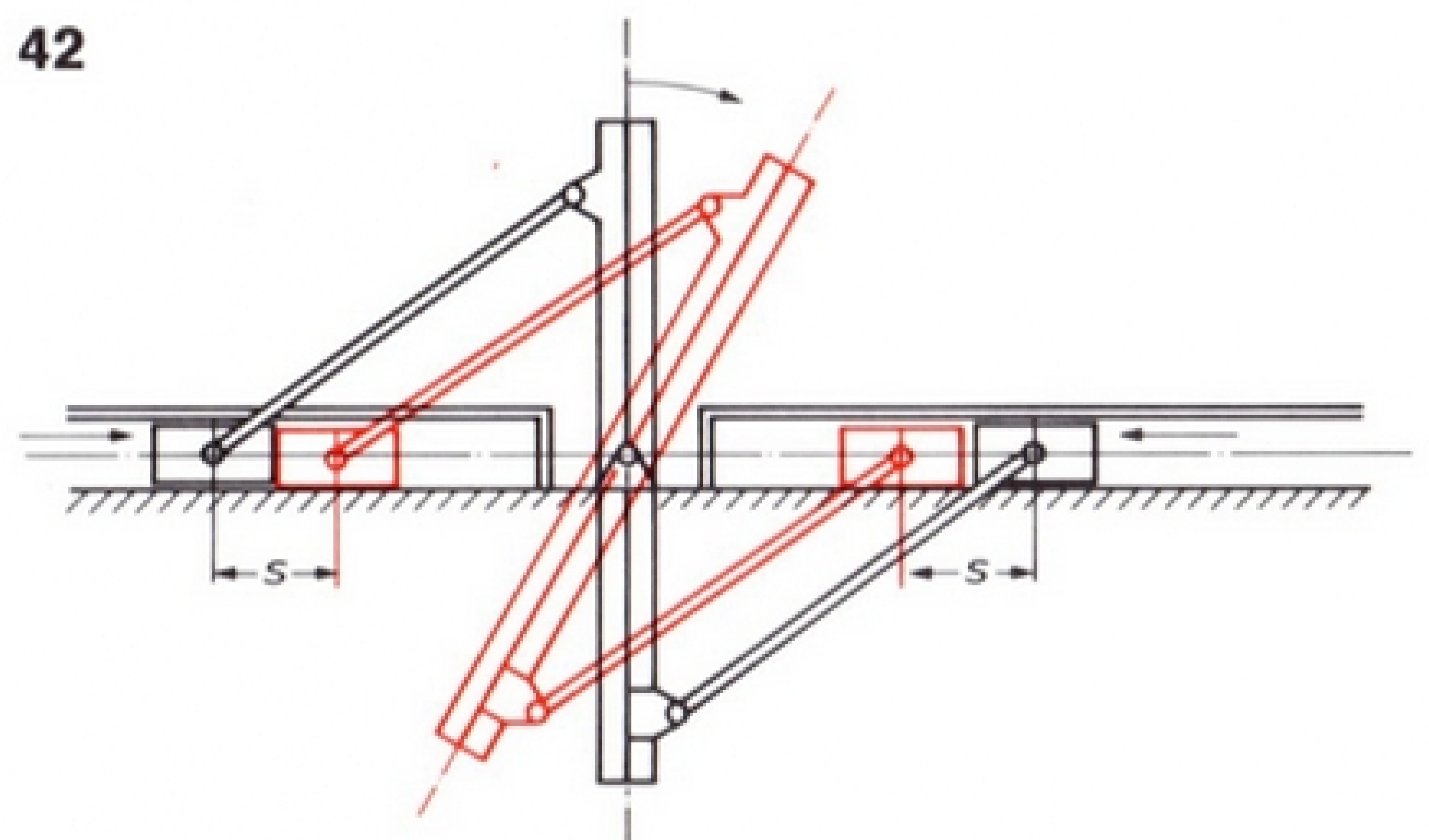
Eine solche Anordnung zeigen Bild 41 und 42. Die bewegten Körper sind zwei Gelenksteine in ihren Führungen. Sie sind durch Zweigelenkstäbe an einen zweiarmigen Hebel angeschlossen. Im Beispiel ist das rechte Anschlußgelenk längs des Hebels verschiebbar.

Stehen sich, wie in Bild 41, beide Gelenke am Hebel gegenüber, so wird die Bewegung ohne Richtungsumkehr weitergegeben. Allerdings sind die Wege s_1 und s_2 dabei etwas voneinander ver-

41



42



schieden. Schiebt man nun das Anschlußgelenk des rechten Zweigelenkstabes wie in Bild 42 an das untere Ende des Hebels, so erfolgt eine Richtungsumkehr. Hierbei sind die beiden Wege s_1 und s_2 dann gleich groß.

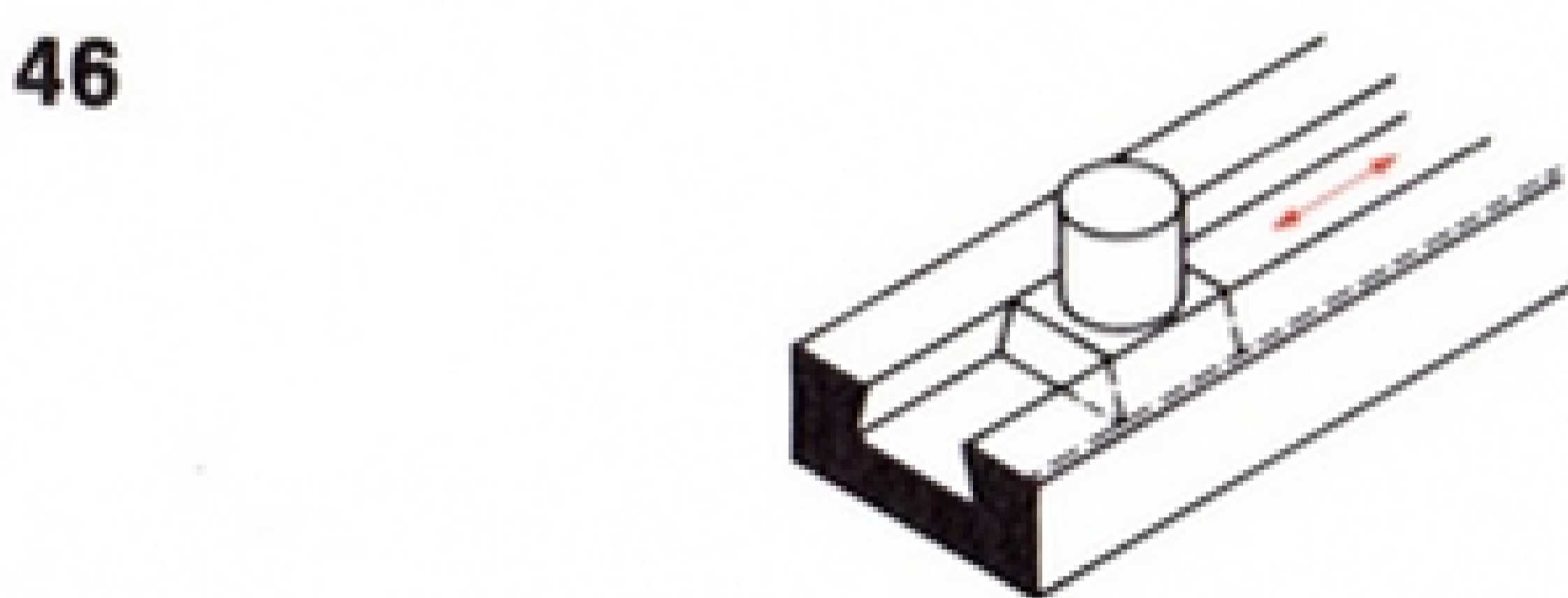
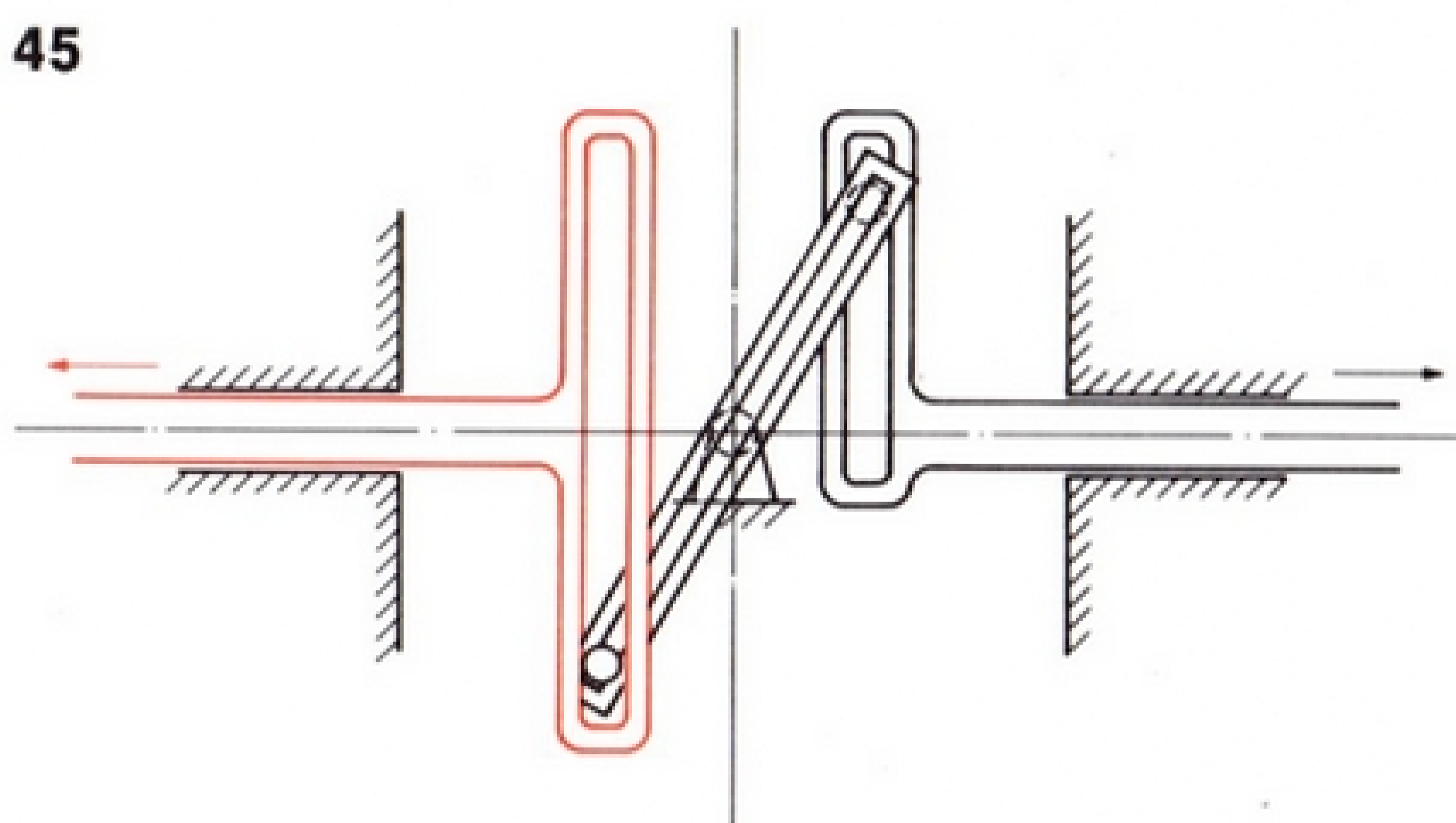
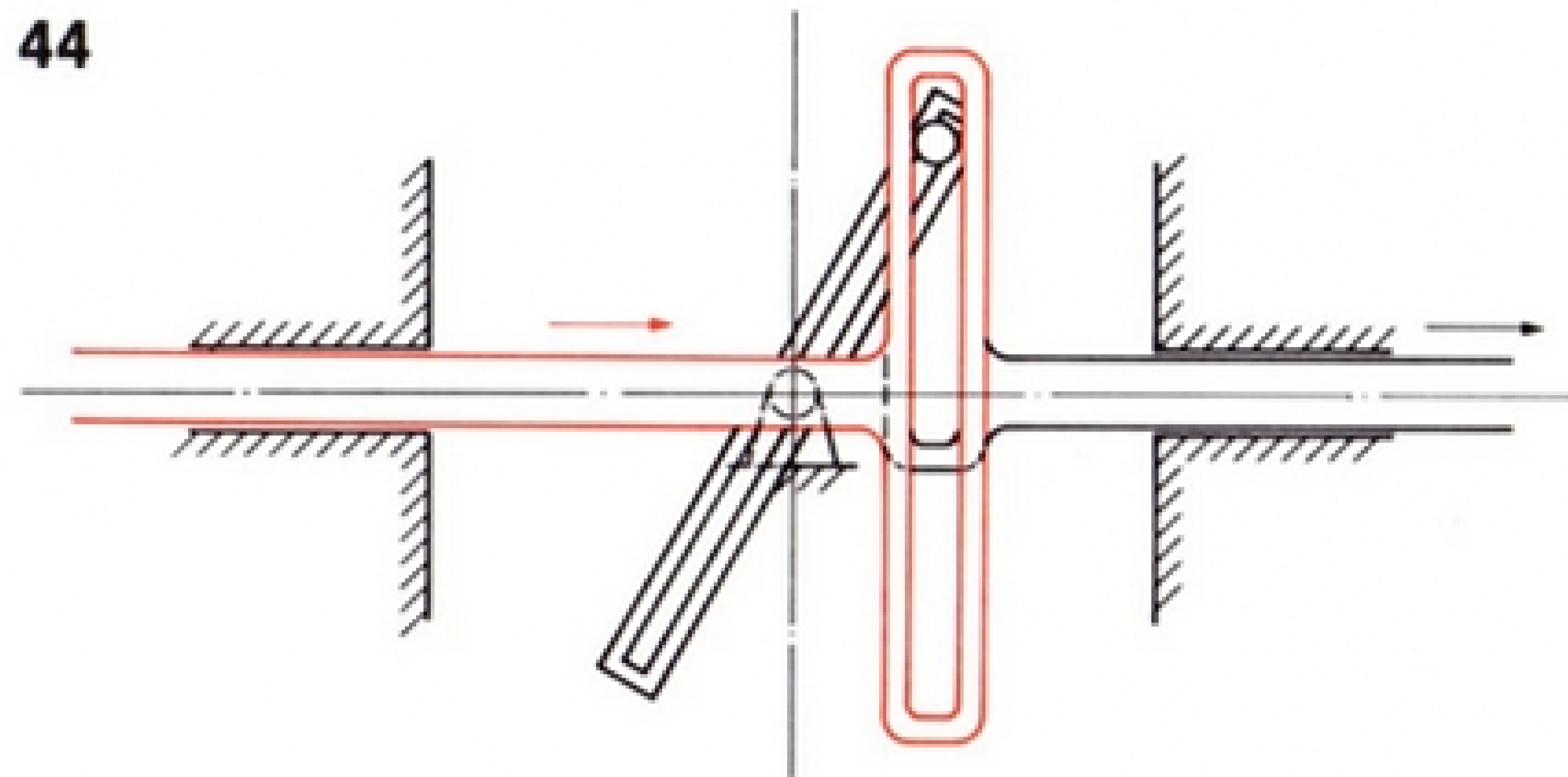
Durch den Wechsel des Anschlußgelenkes vom einen Hebelende zum andern kann somit die Richtungsumkehr geschaltet werden.

Das Modell nach Bild 43 erlaubt die Nachprüfung der Eigenschaften der geschilderten Anordnung. Bausteine 30 mit Loch als „Körper“ gleiten auf Achsen 110, welche in Gelenksteinen mit festgezogenen Gelenken stecken. Die Führungsbahnen aus Bauplatten 15 x 30 und 15 x 90 müssen so ausgerichtet werden, daß sie die Bausteine ohne zuviel Spiel, aber auch ohne Klemmen führen. Ein zweiarmiger Hebel aus Bausteinen 30 wird von einer Seiltrommel auf der Achse 60 gehalten. Die Zweigelenkstäbe (Streben 90) sind an Kupplungsstücke 2 mit S-Riegeln und Riegelscheiben angelenkt. Die Kupplungsstücke 2 können in den Nuten der Bausteine 30 verschoben und so die Richtungsumkehr bewirkt werden.

Das hier geschilderte Wendegetriebe ist nur im Stillstand und auch dann nur umständlich schaltbar. Die Verschiebung des Anschlußgelenkes des

einen Zweigelenkstabes muß geeigneter konstruiert werden. Für die Klarlegung des Prinzips genügt aber das einfache Modell. Einrichtungen dieser Art findet man bei Dampfmaschinensteuerungen zur Umsteuerung der Maschine auf Rückwärtslauf.

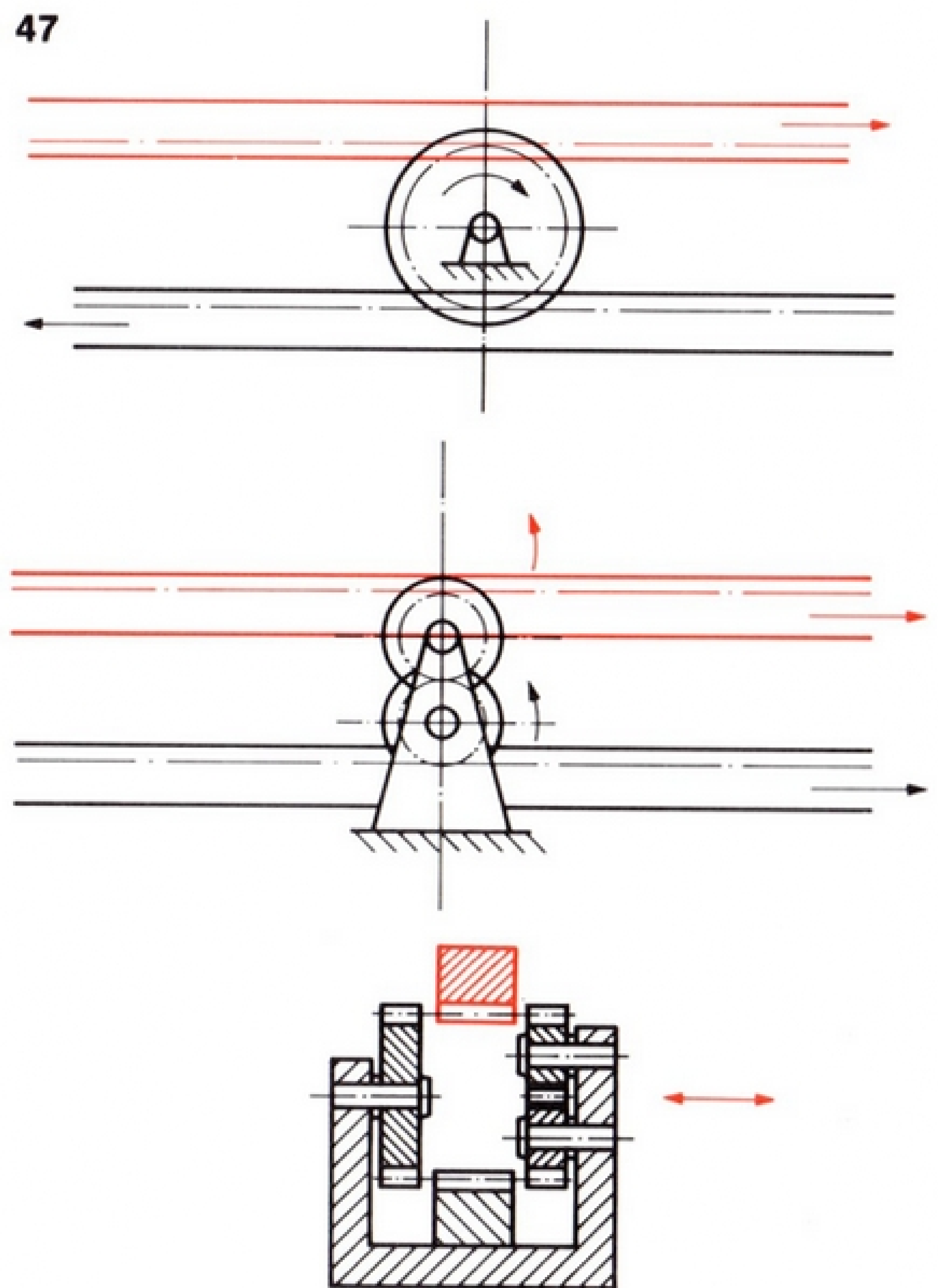
2.1.2 Wendegetriebe mit Schleifen



Ersetzt man wie in Bild 44 und 45 die Zweigelenkstäbe durch Schleifen, so kann man in beiden Schaltstellungen gleiche Wege bei beiden Körpern erreichen. Das Teilbild 46 zeigt, wie der in die linke Schwinge eingreifende Zapfen in einer schwalbenschwanzförmigen Nut längs des Hebels verschoben werden kann.

2.1.3 Wendegetriebe mit Zahnstangen

Eine weitere Lösungsmöglichkeit zeigt Bild 47. Hier sind die beiden Zahnstangen als die Körper anzusehen, deren Bewegungsrichtung zueinander schaltbar geändert werden soll. Die Zwischenschaltung eines einzigen Zahnrades ergibt Bewegungsumkehr, Zwischenschaltung zweier



Zahnräder (mit jeweils halber Zähnezahl) bewirkt eine ungeänderte Bewegungsübertragung. Der Vorteil dieser Anordnung ist, daß die Wege beider Zahnstangen absolut gleich sind. Durch seitliches Verschieben des Räderkastens gegenüber den Zahnstangen lassen sich entweder ein oder zwei Zahnräder zwischen die Zahnstangen führen. Das zugehörige Funktionsmodell (Bild 48, mit Zusatzpackung 01 und mot 12) ist nicht ganz einfach zu bauen. Die Zahnstangenträger (Bausteine 15 und 30) sind in dem Gestell spielfrei, aber leichtgängig geführt. Die untere Zahnstange ist als Antrieb gedacht und trägt Verbindungsstücke 30 als Handgriffe. Der Räderkasten ist seitlich verschieblich zwischen Bausteinen 15 geführt. Je nach Stellung des Räderkastens ist entweder nur das Zahnrad Z 20 oder aber es sind die beiden Ritzel Z 10 mit beiden Zahnstangen in Eingriff. Die Umschaltung wird sinnvollerweise in der Mittelstellung der beiden Zahnstangen vorgenommen. Beim Umschalten zeigen sich hier sehr deutlich die Schwierigkeiten, welche beim Schalten mit formschlüssigen Elementen immer auftreten. Schaltet man nämlich während des Stillstandes der Zahnstangen um, so kann beim seitlichen Verschieben ein Zahn des Zahnrades auf einen Zahn der Zahnstange treffen und so ein Ineingangreifen der Verzahnungen unmöglich machen. Eine ähnliche Erscheinung ist vom Einlegen des Rückwärtsganges bei Kraftfahrzeugen bekannt.

Schaltet man aber während der Bewegung des Getriebes um, so geht dies nur dann, wenn beide Verzahnungen vor dem Eingreifen die gleiche Geschwindigkeit haben, was beim vorliegenden Getriebe nicht möglich ist. Bei anderen Getrieben muß dieser Zustand (Gleichlauf) durch besondere Maßnahmen bei der Bedienung oder durch geeignete Einrichtungen (Synchronisation) erzwungen werden.

49

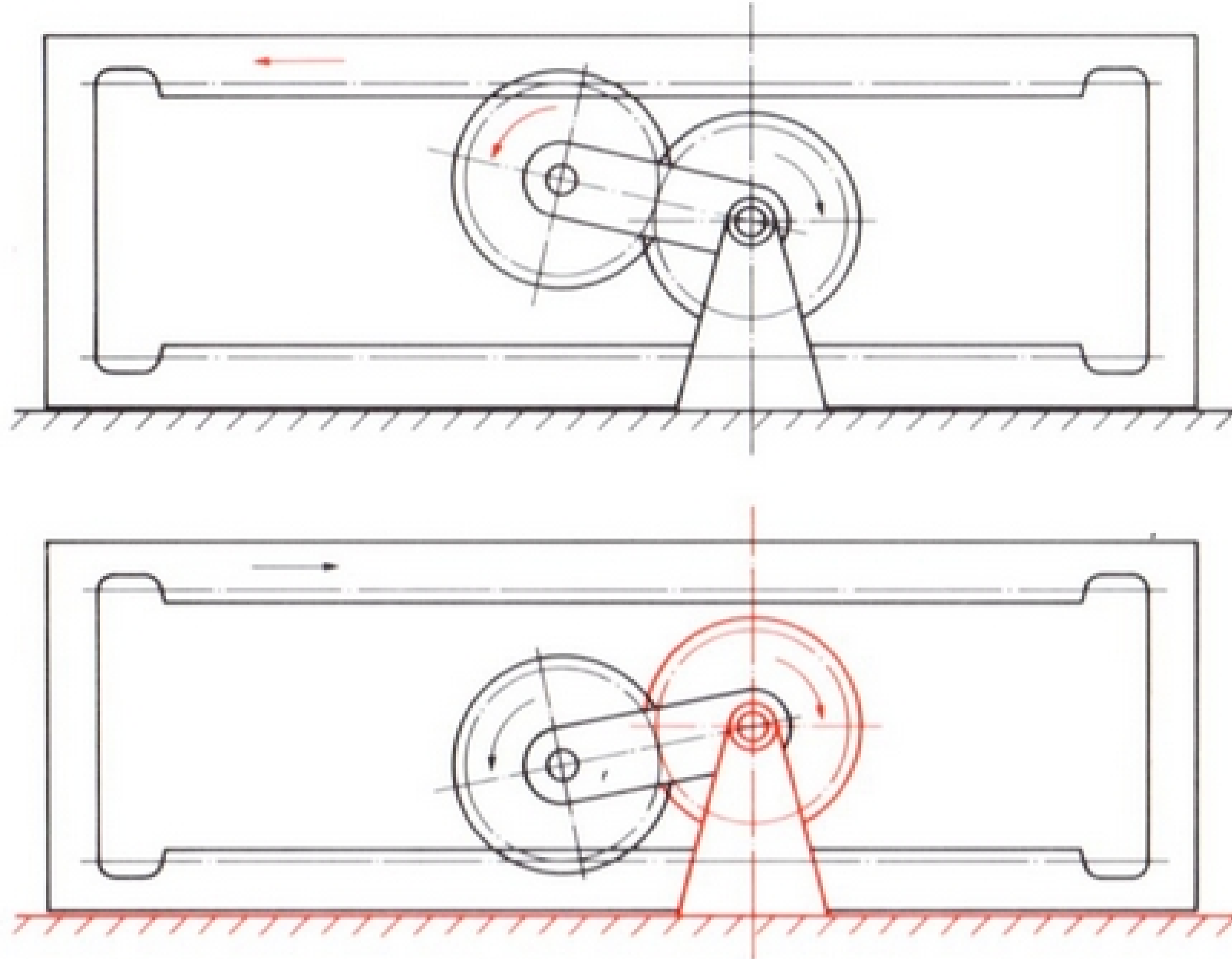
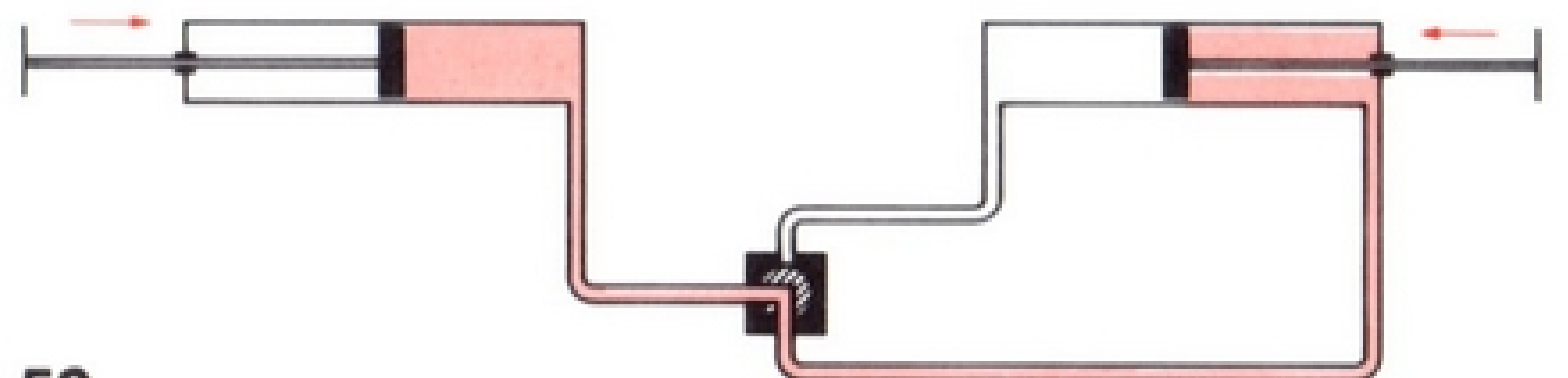


Bild 49 zeigt eine Lösungsvariante, bei welcher eine Umwandlung einer Rotationsbewegung in eine Translationsbewegung mit schaltbarer Richtung erfolgt. Je nachdem ob sich das schwenkbare Zahnrad in die obere oder die untere Verzahnung eingreift, bewegt sich der Rahmen nach links oder nach rechts.

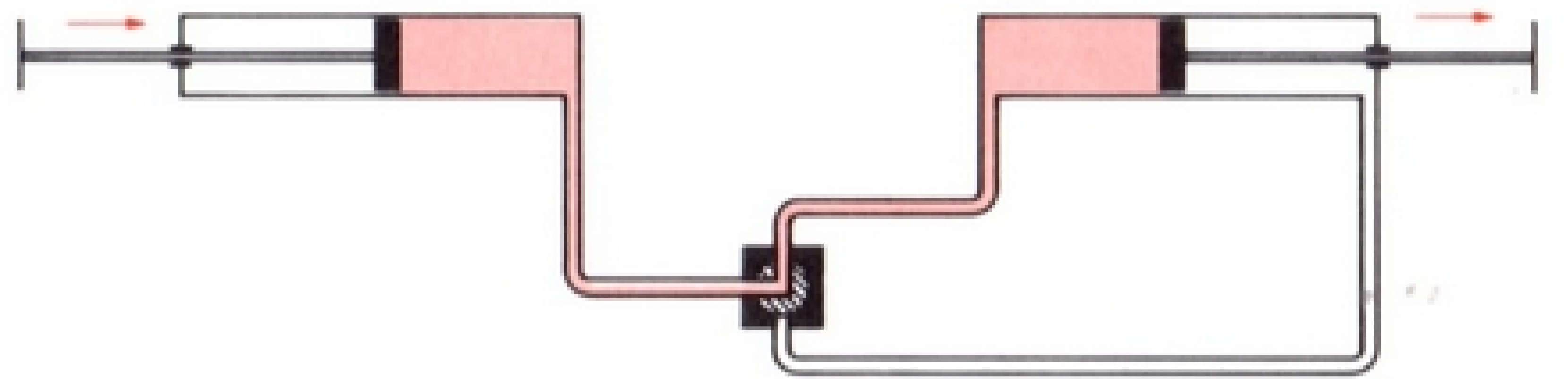
Zum Bau des Funktionsmodells (Bild 50, mit den Zusatzpackungen 029, mot 8 und mot 12) ist zu bemerken, daß der die Zahnstangen tragende Rahmen aus Bausteinen 30 und 15 durch Bausteine 15 und überdies mit Hilfe einer Winkelachse in einem weiteren Baustein geführt ist. Durch eine Klemmbuchse wird der Rahmen über die Winkelachse eng, aber dennoch leichtgängig an die Bausteine 15 und 30 gezogen. Das von der Motorschnecke über ein Zahnrad $Z 20$ angetriebene weitere Zahnrad $Z 20$ sitzt mit nur mäßig angezogener Nabe auf der Welle, so daß sich die Wirkung einer Rutschkupplung ergibt. Das dritte Rad $Z 20$ ist in einem schwenkbaren Hebel gelagert und kann dadurch wahlweise mit der oberen oder der unteren Zahnstange in Eingriff gebracht werden. Auf diese Weise wird der Rahmen in der einen oder der anderen Richtung bewegt. In seiner jeweiligen Endstellung tritt die Rutschkupplung in Tätigkeit, so daß sich trotz des stillstehenden Rahmens der Motor noch weiter drehen kann.

2.1.4 Hydraulik-Antrieb

51



52



Hier sei wieder ein Seitenblick auf gänzlich anders geartete Lösungsmöglichkeiten gestattet. Mit Hilfe eines Dreiwegehahnes läßt sich, wie die Bilder 51 und 52 zeigen, eine Bewegung auf hydraulischem Wege wahlweise mit oder ohne Richtungsumkehr übertragen. Hierbei ist der Nehmerzylinder doppeltwirkend, d. h. der Kolben kann auf beiden Seiten mit der Druckflüssigkeit beaufschlagt werden.

2.2 Wendegetriebe für Rotationsbewegungen

2.2.1 Wendeherz

53

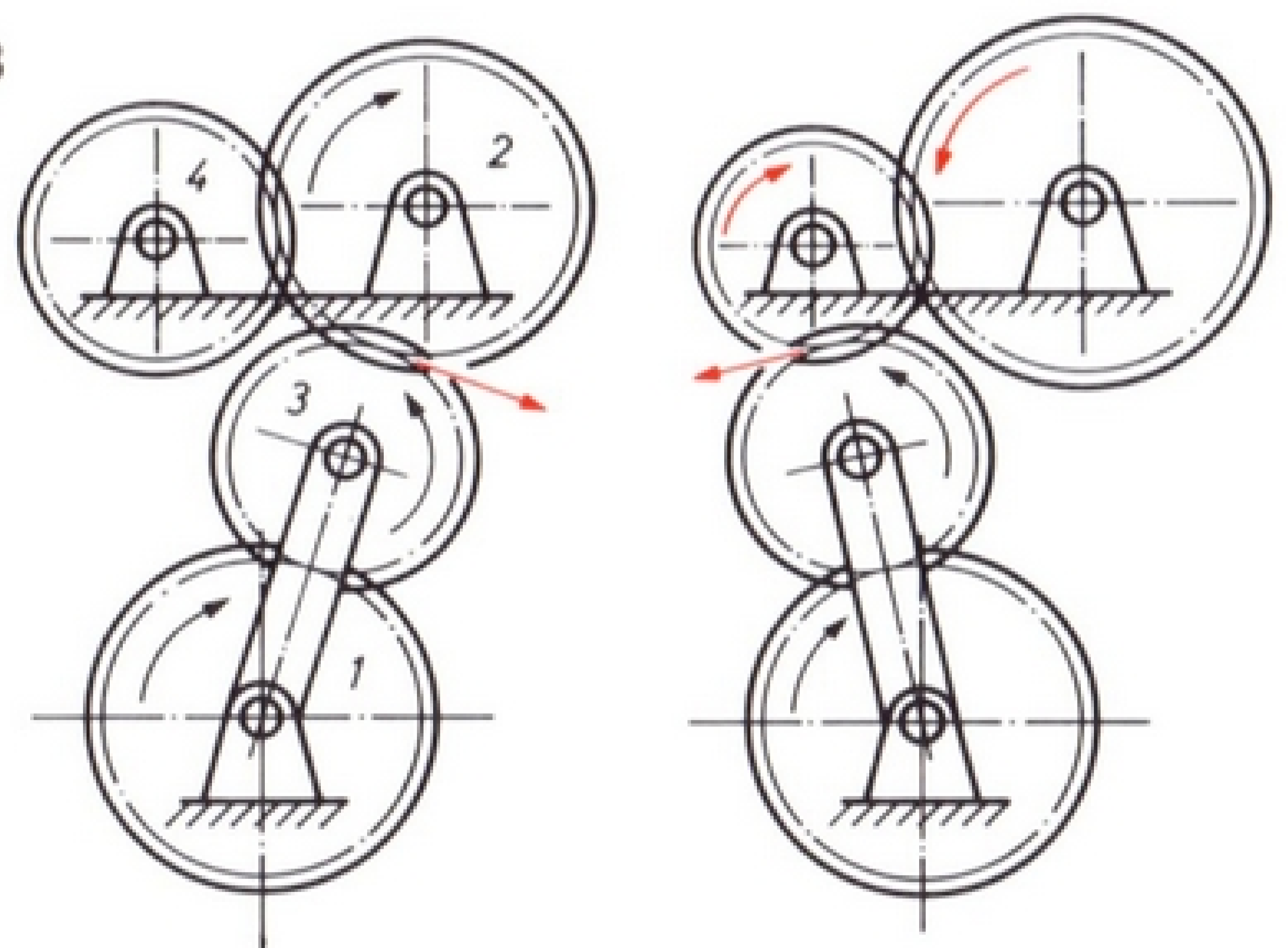


Bild 53 zeigt ein Element zur schaltbaren Drehrichtungsumkehr, das sog. Wendeherz. Hierbei sei Rad 1 das Zahnrad des Antriebes, Rad 2 dasjenige der Abtriebswelle. Wie die Bilder klar machen, ändert sich je nach Stellung des Lagerbügels die Drehrichtung des Abtriebsrades 2, da das Zwischenrad 3 entweder unmittelbar in das Zahnrad 2 oder aber erst in das Zahnrad 4 eingreift, wobei dann dieses das Zahnrad 2 unter Drehrichtungsumkehr antreibt. Die Verzahnung des Rades 3 fährt beim Umschalten tangential in diejenige des Rades 2 bzw. 4 ein. Dadurch erfahren diese Räder während des Einrückens des

Vor- oder Rückwärtsganges eine Drehung selbst bei stillstehender Antriebswelle. Für beide Schaltstellungen ist übrigens $i = 1$.

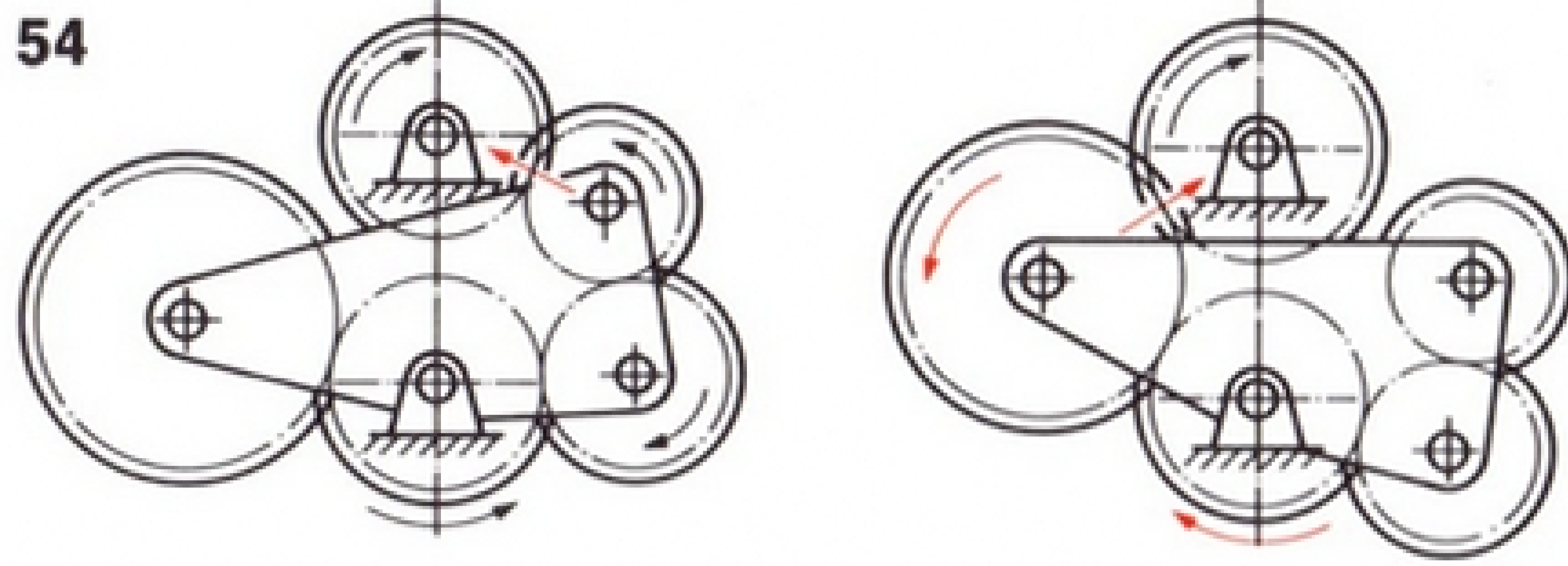
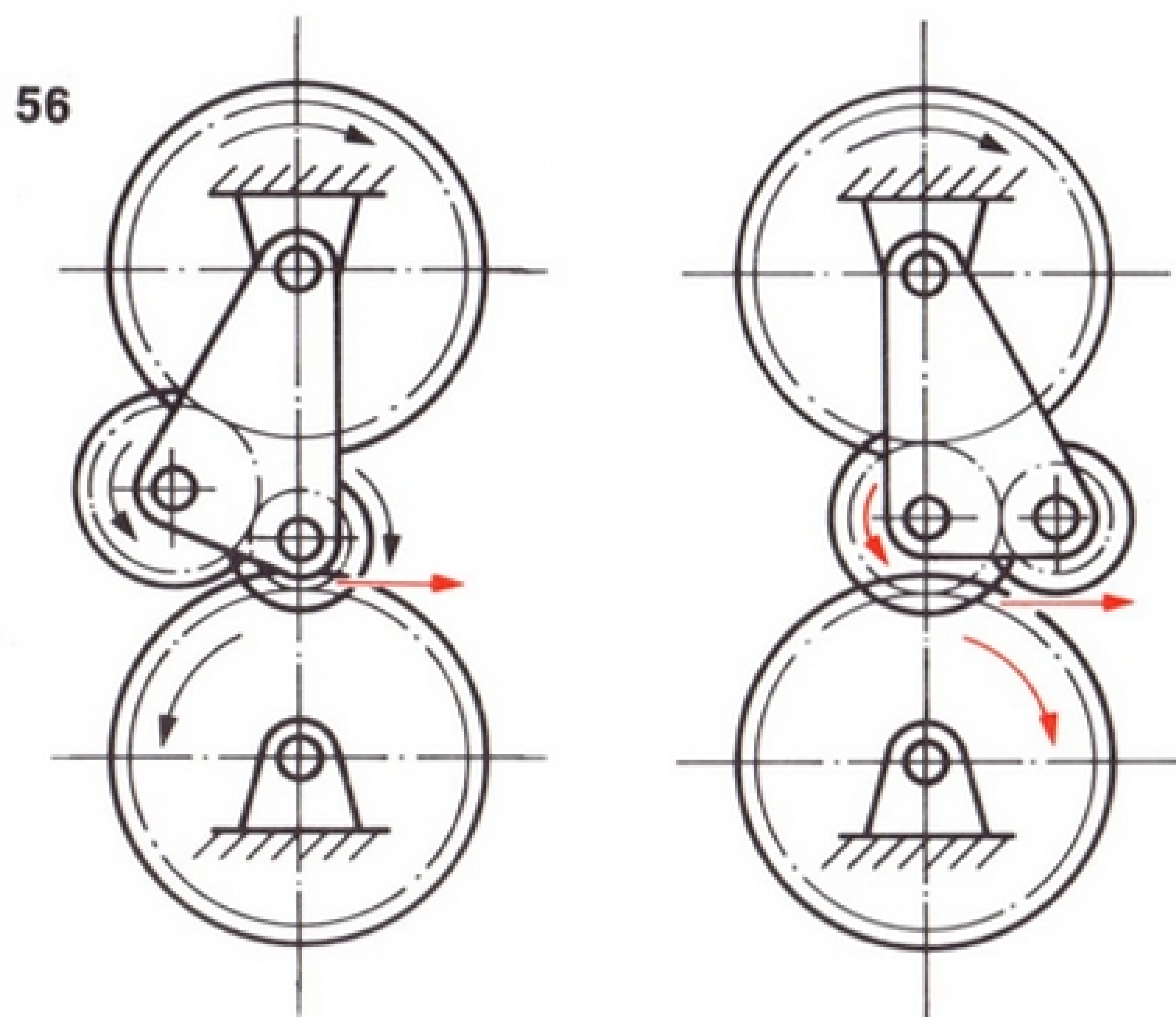
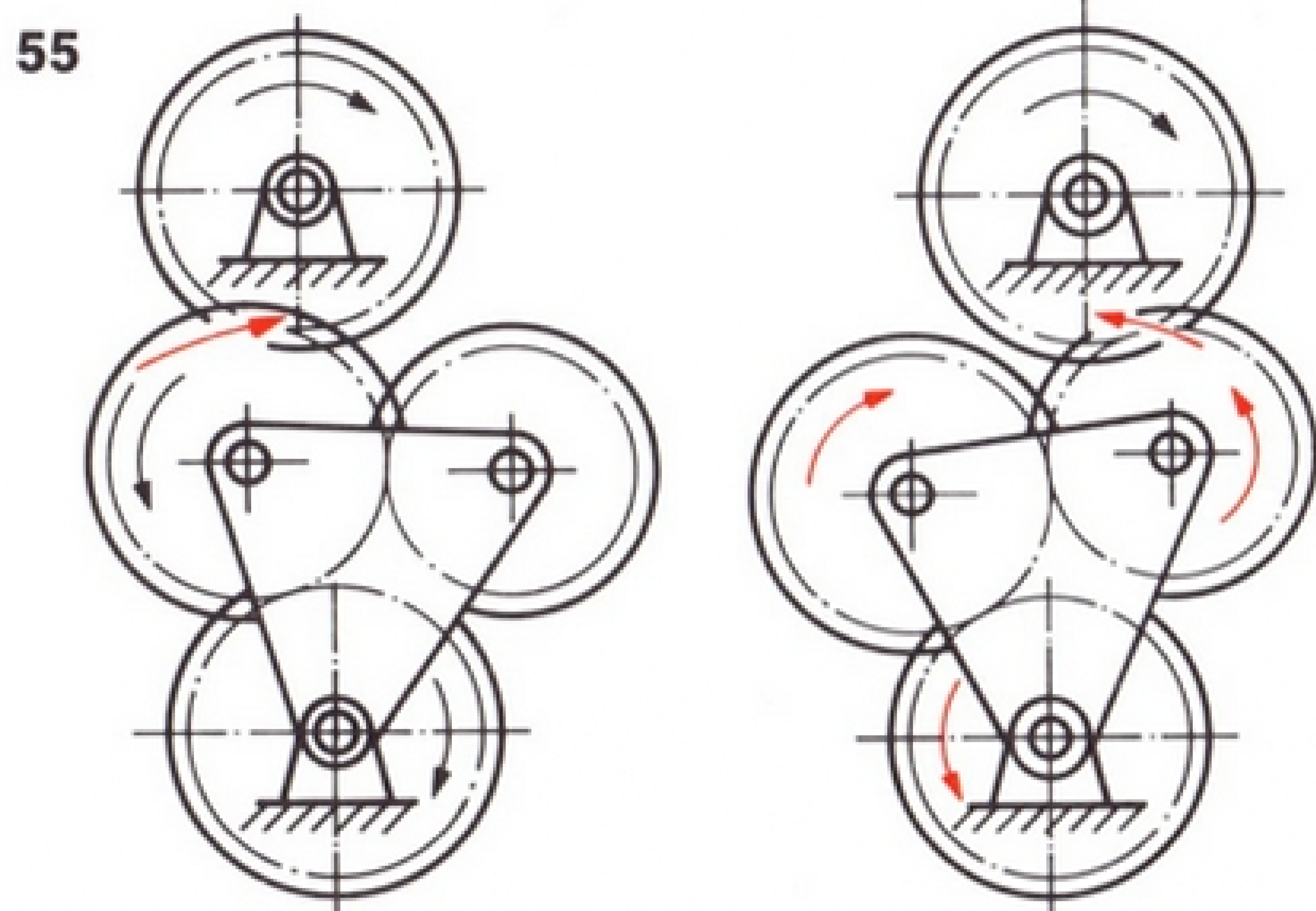


Bild 54 stellt eine andere Anordnung vor, bei welcher die Verzahnungen in radialer Richtung ineinander einfahren. Dieses Getriebe ist deshalb leichter zu betätigen. Der herzförmige Lagerbügel, das Wendeherz, trägt hier 3 Zwischenräder. Falls $z_1 = z_2$ ist, gilt wieder $i = 1$.

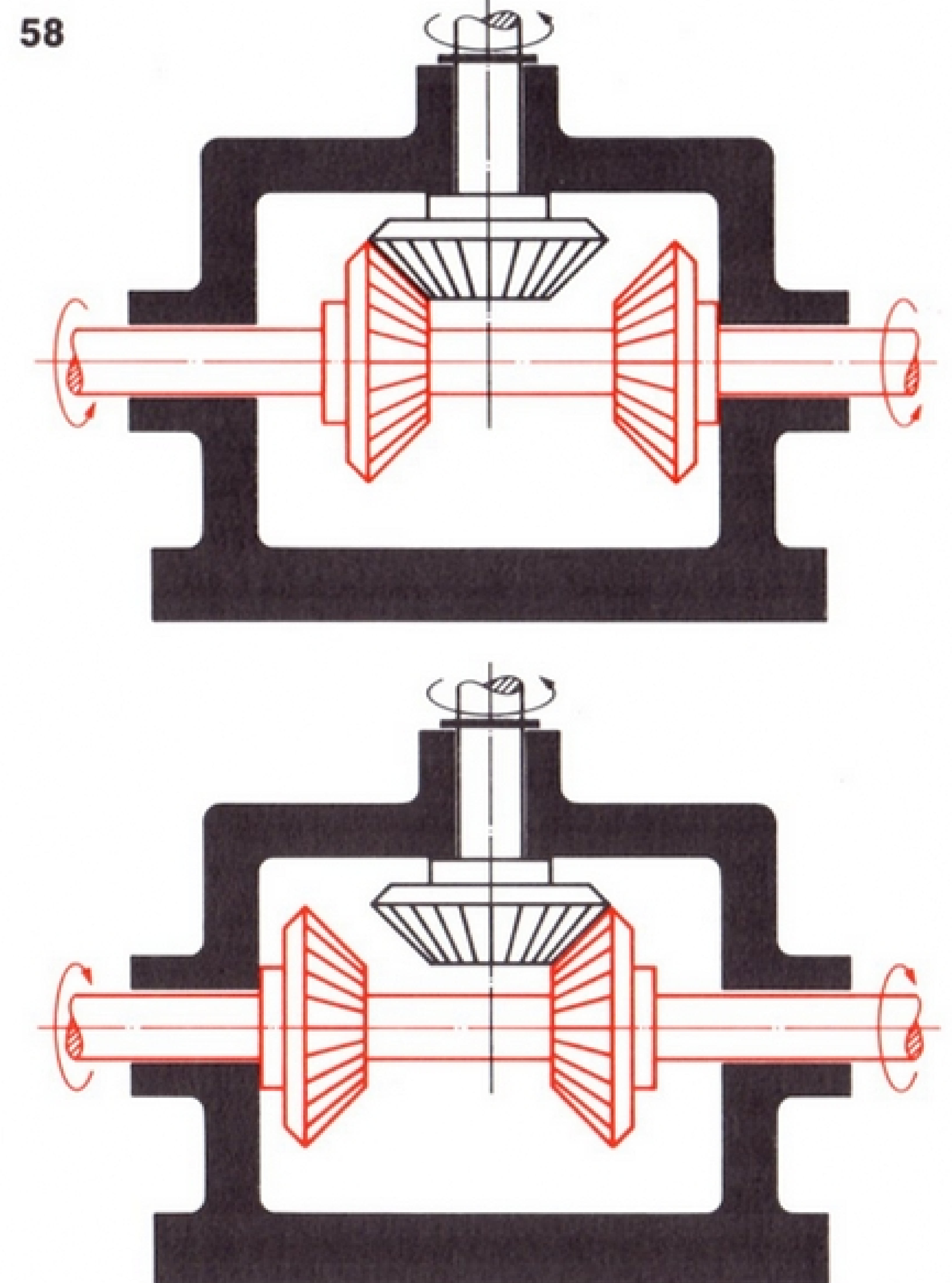
Andere mögliche Ausführungen zeigen die Bilder 55 und 56. Wendeherzgetriebe werden im Stillstand geschaltet.



Das Funktionsmodell (Bild 57, mit Zusatzpakung mot 8) ist bis auf die Wippe (Wendeherz) mit den beiden Zwischenrädern sehr einfach im Aufbau. Das Wendeherz ist auf der vom Motor angetriebenen Achse 110 gelagert. Auf Achsen 30 sitzt jeweils ein Zwischenrad Z 20 im Baustein 30 mit

Loch, bzw. Baustein 15. Es ist darauf zu achten, daß diese beiden Zahnräder exakt justiert werden müssen. Das im Baustein 15 gelagerte Zahnrad muß in das im Baustein 30 mit Loch gelagerte Rad, nicht aber in das Zahnrad Z 40 auf der Antriebsachse 110 eingreifen. Je nach Stellung des Wendeherzens verbindet das Zahnrad Z 20 im Baustein 30 mit Loch die beiden Zahnräder Z 40 (Wendeherz oben) oder aber das Zahnrad Z 20 im Baustein 15 steht mit dem Antriebs-Zahnrad Z 40 in Eingriff (Wendeherz unten). Da jetzt beide Räder Z 20 an der Bewegungsübertragung beteiligt sind, ergibt sich wegen der geraden Anzahl von Zwischenrädern nach Heft 2 eine Drehrichtungsumkehr. Es muß aber unbedingt eine Stellung des Wendeherzens geben, in welcher keines der beiden Räder Z 20 das Abtriebszahnrad Z 40 auch nur berühren (Leerlaufstellung). Es dürfen also niemals beide Zahnräder Z 20 in das Antriebs-Zahnrad Z 40 eingreifen, da sonst das Getriebe blockiert wird. Die Betätigung des Wendeherzens geschieht über eine Kurbel 60 und eine Handkurbel. Die Kurbel 60 hebt das Wendeherz über die Achse 60 an. Den Anschlag für die tiefste Wendeherzstellung bildet ein Winkelstein 10 x 15 x 15. In der höchsten Stellung erfolgt die Verriegelung der Kurbel zwischen Baustein 5, Winkelstein und Achse 60.

2.2.2 Kegelrad-Wendegetriebe



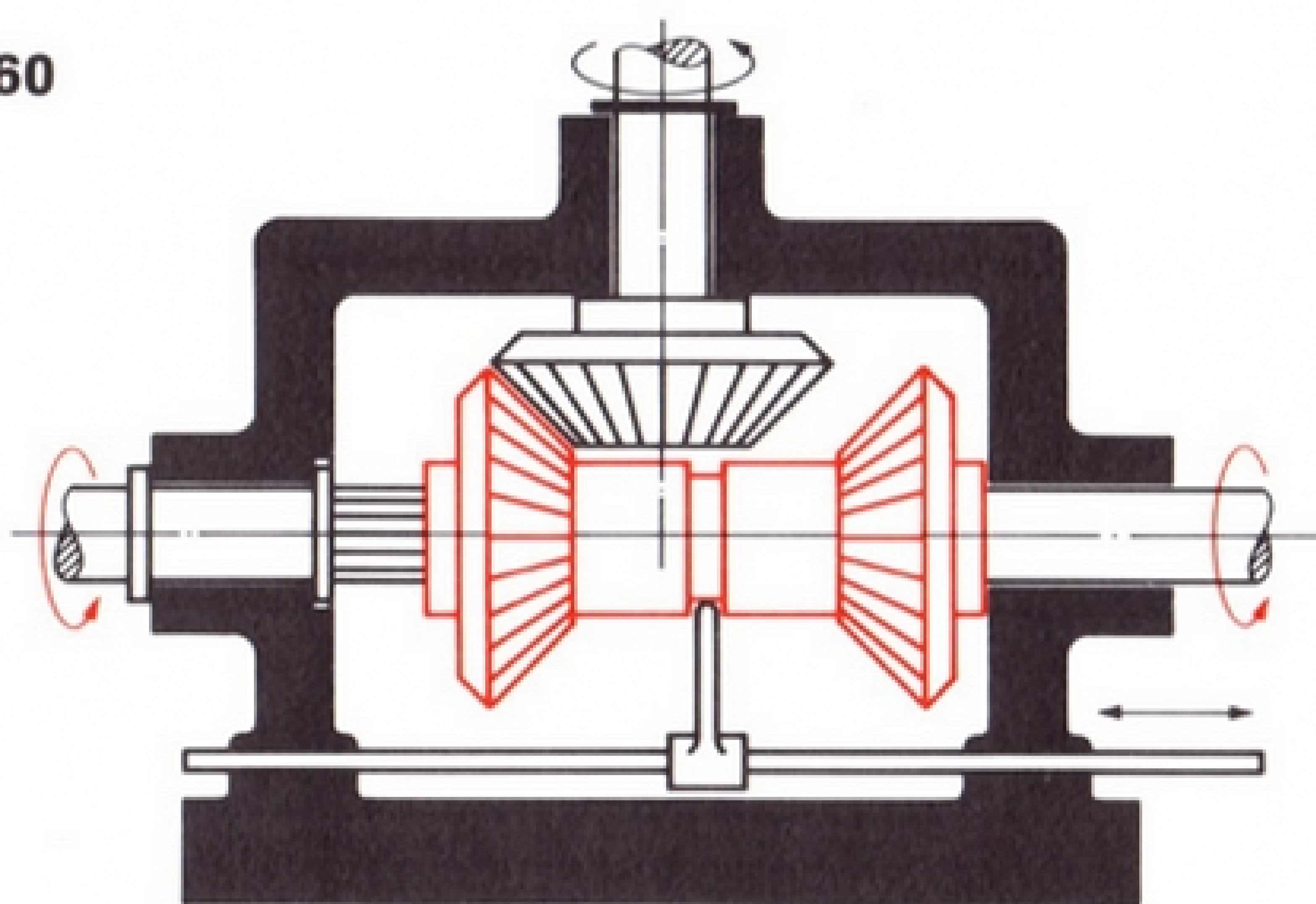
Ein Wendegetriebe mit Kegelrädern zeigt Bild 58. Die Umschaltung der Drehrichtung geschieht durch axiales Verschieben der horizontalen Welle.

Beim Funktionsmodell (Bild 59 mit Kupplungsstück 2 aus Zusatzpackung 033, 3. Kegelrad und Zahnrad Z 30 aus mot 11, ferner mit den Zusatzpackungen mot 7 und mot 8 oder aber den Kästen mot 1, mot 2 und mot 3) ist die Antriebswelle seitenverschieblich, so daß die Zahnbreite des Antriebsrades Z 30 durch Danebensetzen eines weiteren Rades vergrößert werden muß, damit in beiden Schaltstellungen ein sicherer Eingriff in die Motorschnecke gewährleistet ist. Eine Schaltgabel aus Bausteinen 5, 7,5 und 30 sowie Kupplungsstücken 2 wird über Kupplungsstücke 1 und 2 von einem Gelenkstein aus bewegt.

Auch bei diesem Getriebe muß darauf geachtet werden, daß zwischen beiden Schaltstellungen eine (Leerlauf-)Stellung liegt, in welcher kein Zahneingriff erfolgt, die Abtriebswelle also stillsteht. Niemals dürfen alle drei Kegelräder zugleich in Eingriff stehen, weil sonst das Getriebe blockiert wird und in der wirklichen Ausführung schweren Schaden nehmen kann. Das Getriebe soll nur im Stillstand geschaltet werden, da sich sonst bei der Berührung der Verzahnungen während des Umschaltens Kratzgeräusche ergeben und in der Praxis die Zähne beschädigt werden können. Beim Versuch, einen Gang einzulegen, kann es vorkommen, daß Zahn auf Zahn trifft und so kein Ineinandergreifen der Verzahnungen möglich ist. Hier hilft ein geringfügiges Weiterdrehen der Antriebswelle, bis sich Zahn und Zahnücke des Gegenrades gegenüberstehen.

Die Verschiebung der Welle des Getriebes nach Bild 58 ist unbequem und wird daher gerne vermieden. Bild 60 zeigt einen Weg hierzu. Statt einer

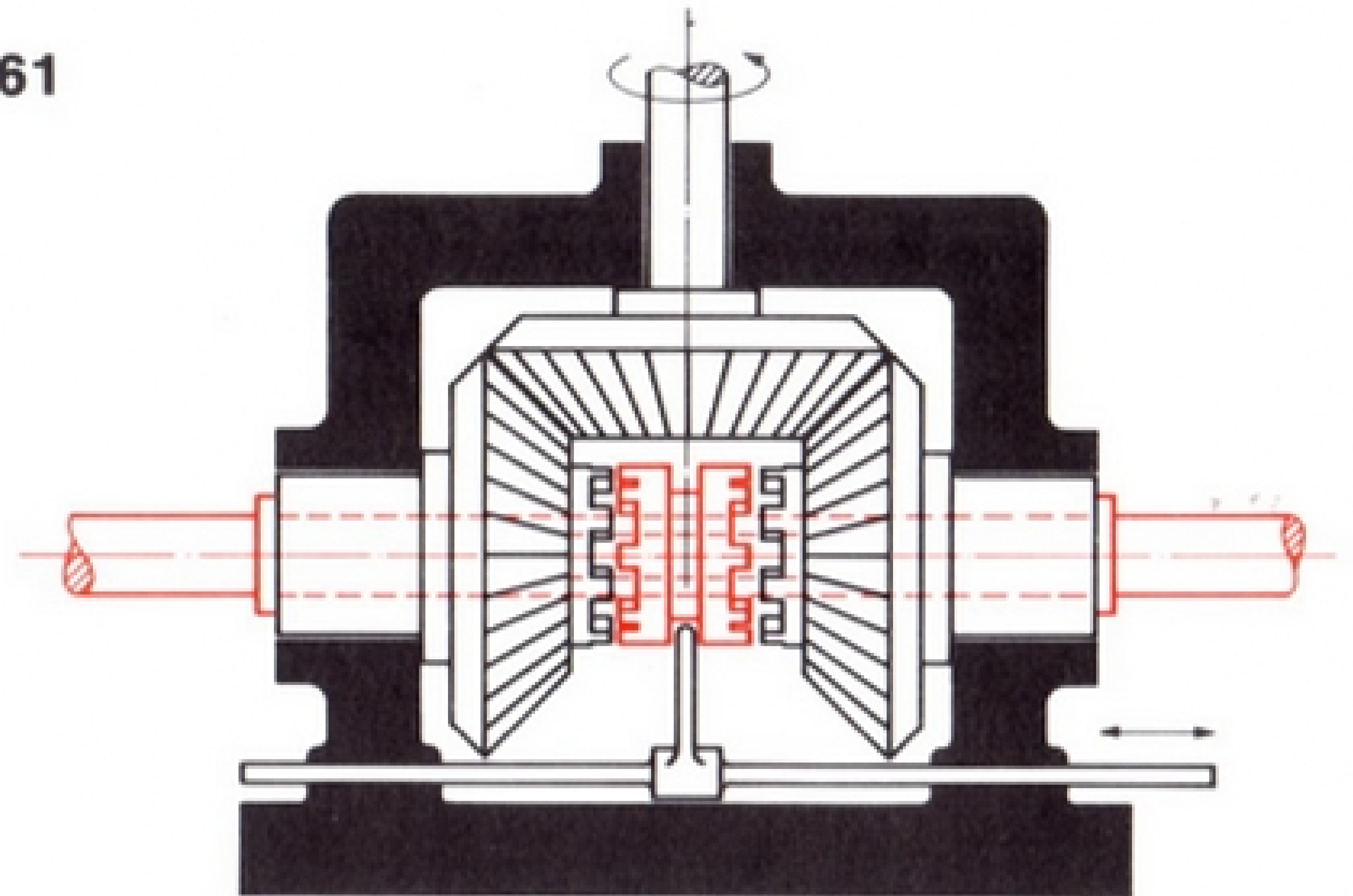
60



Welle wird hierbei ein Räderblock verschoben, der auf dem genutzten Mittelteil der Welle gleitet. Er ist axial auf der Welle beweglich, kann sich aber nicht gegenüber der Welle drehen. Die Ver-

schiebung des Räderblocks besorgt eine Schaltstange mit Schaltgabel.

61



Beim Kegelrad-Wendegetriebe nach Bild 61 tritt an die Stelle des Räderblockes eine Schiebemuffe mit einem Klauenkranz an jedem Ende. Die Gegenklauen befinden sich an den Kegelrädern. Während die Muffe auf der Welle drehfest, jedoch axial verschieblich angeordnet ist, laufen die beiden Kegelräder frei drehbar auf der Welle. Sie stehen beide zugleich mit dem 3. Kegelrad in Eingriff. Zum Schalten der gewünschten Drehrichtung wird die Schiebemuffe mit Hilfe ihrer Klauen mit dem einen oder dem anderen Kegelrad gekuppelt. Dadurch wird dieses drehfest mit der Welle verbunden und überträgt seine Drehrichtung auf dieselbe. Auch hier muß es eine Stellung geben, bei welcher die Muffe keine Verbindung zu den Zahnrädern hat; sie darf niemals in beide Zahnräder zugleich eingreifen. Wie man sieht, ist dies durch die Konstruktion von vornherein ausgeschlossen. Die Verschiebung der Muffe wird wieder durch eine Schaltgabel bewirkt, welche in eine Nut der Muffe eingreift und ihrerseits von einer Schaltstange verschoben wird.

Man bemerkt auch, daß hier alle drei Kegelräder ständig in Eingriff sind und auch alle während des Betriebes des Getriebes laufen. An der Bewegungsübertragung (und an der Kraftübertragung) sind aber immer nur zwei beteiligt.

Hier wird folgendes, häufig angewandte Prinzip deutlich: Die Antriebswelle setzt zwei Getriebeteile in gegenläufige Bewegung, und die Abtriebswelle wird je nach Bedarf mit dem einen oder dem anderen Getriebeteil gekuppelt, wodurch sich die gewünschte Drehrichtung einstellt.

2.2.3 Schwierigkeiten beim Schalten mit formschlüssigen Schaltelementen

Wegen der Bedeutung der oben geschilderten Schwierigkeiten beim Schalten von Getrieben seien diese hier noch einmal näher betrachtet.

Formschlüssige Schaltelemente sind zunächst einmal Verzahnungen und Klauen, also z. B. verschiebbare Zahnräder oder Klauenkupplungen, im Gegensatz zu kraftschlüssigen Schaltelementen, z. B. Reibungskupplungen.

Formschlüssige Schaltelemente können nur ineinandergreifen, wenn sie sich gleich schnell bewegen. Will man den Eingriff erzwingen, ohne daß diese Bedingung erfüllt ist, so führt dies zumindest zu Kratzgeräuschen oder aber zur Zerstörung der Zähne oder Klauen. Eine Abhilfe besteht zunächst einmal darin, abzuwarten, bis sich die Schaltelemente gleich schnell bewegen (Schaltpause), sofern dieser Zustand bei der betreffenden Getriebebauart überhaupt auftritt, oder aber darin, das Umschalten nur bei stillstehendem Getriebe vorzunehmen. Dabei kann nun aber die bereits erwähnte Schwierigkeit aufwarten, daß zufällig Zahn auf Zahn (und nicht wie erwünscht Zahn auf Zahnlücke des Gegenrades) bzw. Klaue auf Klaue zu stehen kommen. Dann können die Verzahnungen oder Klauenreihen nicht ineinander eintreten. Hier hilft langsames Weiterdrehen eines Rades oder einer Klauenkupplungshälfte, bis die richtige Stellung erreicht ist. Zwischen zwei Schaltstellungen (z. B. Vorwärts- und Rückwärtsgang) muß stets eine Leerlaufstellung liegen, bei welcher kein Zahn- oder Klaueneingriff erfolgt. Die Nichtbeachtung dieser Forderung ist erfahrungsgemäß der Grund für das Nichtfunktionieren von Schaltgetriebemodellen.

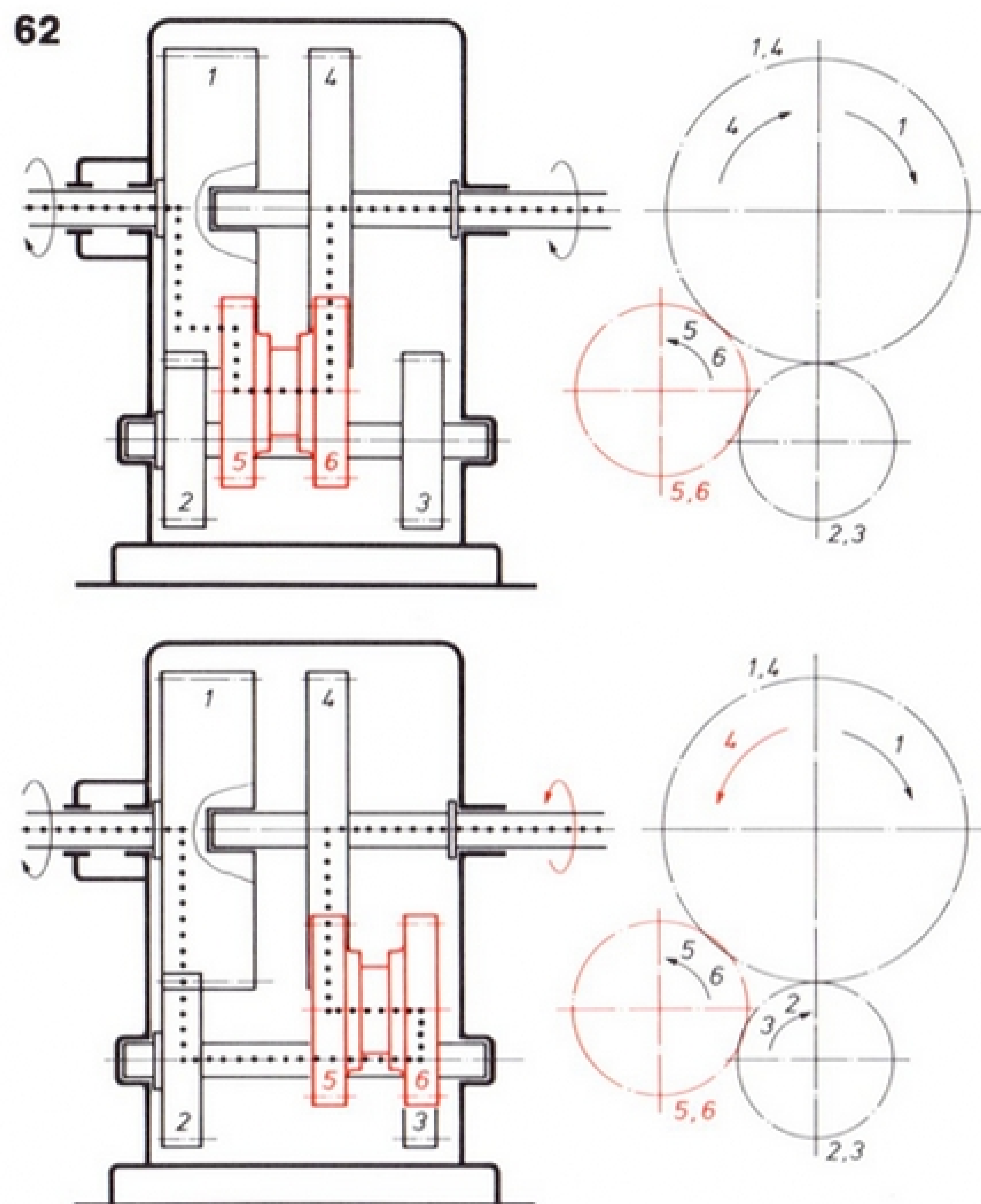
In der Leerlaufstellung erfolgt keine Bewegungsübertragung, auch der Kraftfluß ist unterbrochen. Dieser Nachteil läßt sich nur durch unter Last schaltbare, i. a. kraftschlüssige Schaltelemente vermeiden (Lastschaltgetriebe).

Es darf sonst keine Schaltstellung geben, in welcher zwei Zahnradpaare oder Klauenpaare zugleich in Eingriff sind, da sonst das Getriebe blockiert wird und zerstört werden kann. Allerdings sind fischertechnik-Getriebe wegen der hohen Festigkeit der Bauteile im Verhältnis zu den wirkenden Kräften nicht gefährdet; sie bleiben einfach stehen.

2.2.4 Stirnrad-Wendegetriebe

Stirnrad-Wendegetriebe mit Schieberäderblock

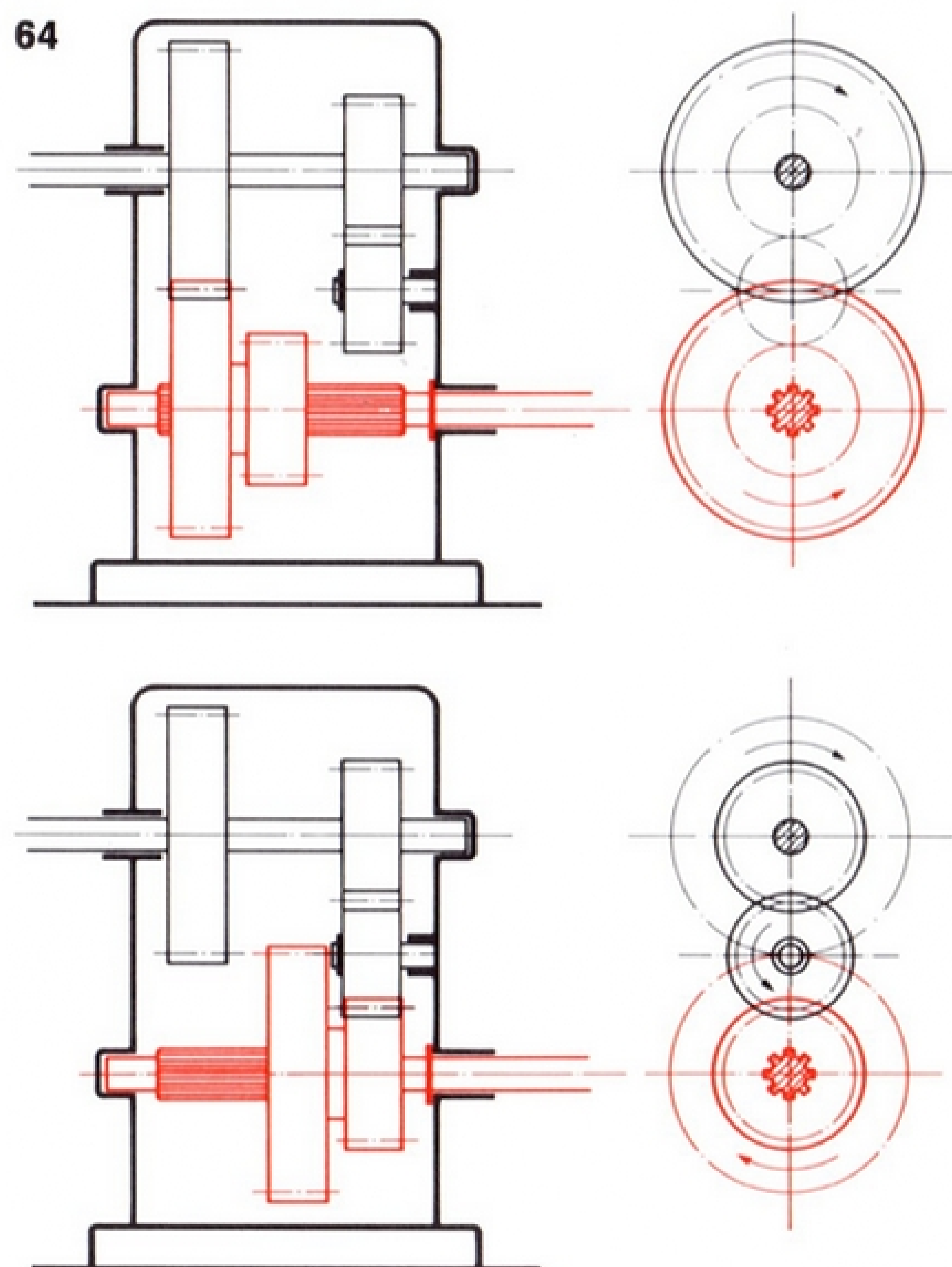
Bei dem in Bild 62 dargestellten Getriebe handelt es sich um eine sog. koaxiale Bauart, d. h. Antriebs- und Abtriebswelle, oder, wie man in diesem Zusammenhang auch sagt, Eingangs- und Ausgangswelle liegen in einer Flucht. Die Eingangswelle ist mit einem „fliegend gelagerten“ Zahnrad 1 ausgestattet. Es ist so ausgebildet, daß es gleichzeitig eines der beiden Lager der Aus-



gangswelle bildet. Daneben findet sich noch die Nebenwelle und der Schieberäderblock. Es sind insgesamt 6 Zahnräder vorhanden, wovon je 2 gleich groß sind (1 und 4, 2 und 3, 5 und 6). Wie die beiden Bilder zeigen, kann die Drehrichtung der Abtriebswelle durch Verschieben des Räderblocks gewechselt werden. Die punktierte Linie zeigt den „Kraftfluß“. In beiden Drehrichtungen ist das Übersetzungsverhältnis $i = 1$, es erfolgt also eine Drehrichtungsumkehr ohne Änderung des Drehwinkels.

Beim Funktionsmodell (Bild 63, mit den Zusatzpackungen mot 8, mot 10 und mot 11) ist die Eingangswelle (Achse 80) in einem Kupplungsstück 2 und der Grundplatte 90 x 45 gelagert. Sie trägt am Ende ein Zahnrad Z 20, am anderen 2 Zahnräder Z 40. Die Achse wird nicht ganz durch die Nabe des äußeren Zahnrades Z 40 durchgeschoben, um eine Lagerung der Ausgangswelle (Achse 110) zu ermöglichen. Die Ausgangswelle wird in der Grundplatte 45 x 45 und der Nabe des oben erwähnten Zahnrades Z 40 gelagert. Sie trägt ein 3. Zahnrad Z 40. Eine Klemmuffe hindert die Welle am Herausgleiten aus der Nabe. Ein- und Ausgangswelle müssen sich frei gegeneinander drehen lassen. Die Nebenwelle (Achse 110) ist in der Grundplatte 90 x 45 bzw. 45 x 45 gelagert und trägt 2 Zahnräder Z 20. Die Schieberadwelle ist in gleichseitigen Winkelsteinen gelagert. Sie ist aus Achsen 110 und 50 mit Hilfe einer Klemmkupplung zusammengesetzt und trägt 2 Zahnräder Z 30. Am Ende der Schieberadwelle sitzt eine Seiltrommel als Schaltmuffe. Die Welle ist durch

Betätigung des Schalthebels (Achse 60 mit Klemmkupplung als Griff, in schwergängig eingestelltem Gelenkstein gelagert) axial verschieblich. Wichtig ist die Einstellung der Räder: Die Nebenwelle läuft, solange das Getriebe sich dreht, gleichgültig ob Vor- oder Rückwärtsgang oder Leerlauf eingeschaltet sind. Für den Vorwärtsgang verbinden die Räder Z 30 die Räder Z 40 auf der Ein- und der Ausgangswelle. Die beiden Räder Z 30 und Z 40 müssen also gleichen axialen Abstand haben. Im Rückwärtsgang verbinden die Räder Z 30 das Rad Z 20 auf der Nebenwelle mit dem Rad Z 40 auf der Abtriebswelle. Der axiale Abstand zwischen dem Rad Z 40 auf der Ausgangswelle und dem Rad Z 20 auf der Nebenwelle muß also wieder gleich demjenigen der beiden Räder Z 30 sein. Wenn alle Räder richtig auf den Wellen sitzen, fehlt auch die notwendige Leerlaufstellung nicht.

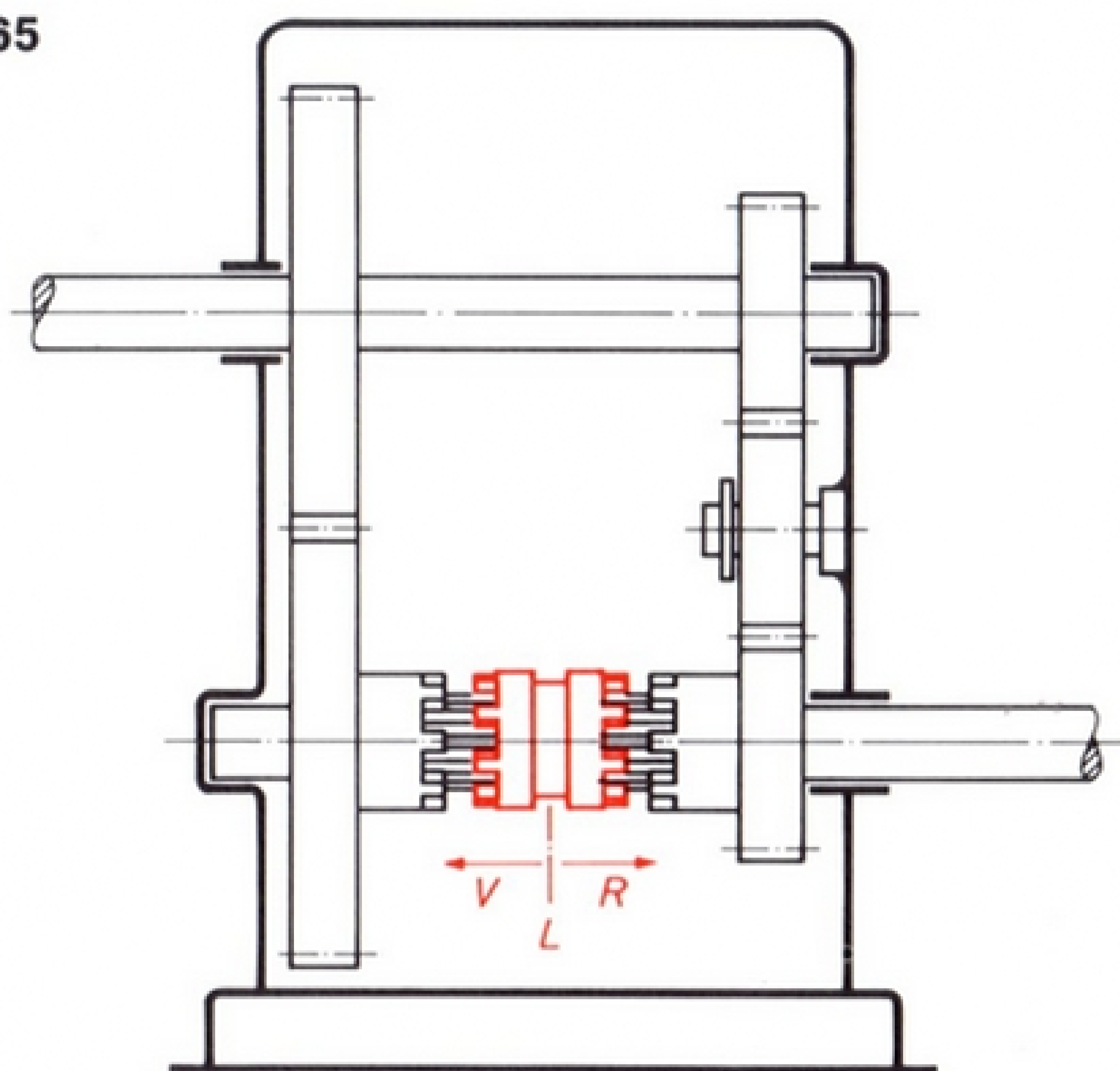


Bei dem Getriebe nach Bild 64 sind Ein- und Ausgangswelle nicht coaxial. Der Schieberäderblock sitzt auf der genutzten Ausgangswelle. Zur Drehrichtungsumkehr dient ein Zwischenrad. Die Funktion eines solchen Getriebes ist aus den Bildern leicht ersichtlich.

Stirnrad-Wendegetriebe mit Schiebemuffe

Das Getriebe nach Bild 65 besitzt statt der Schieberäder eine Schiebemuffe. Die Eingangs-

65



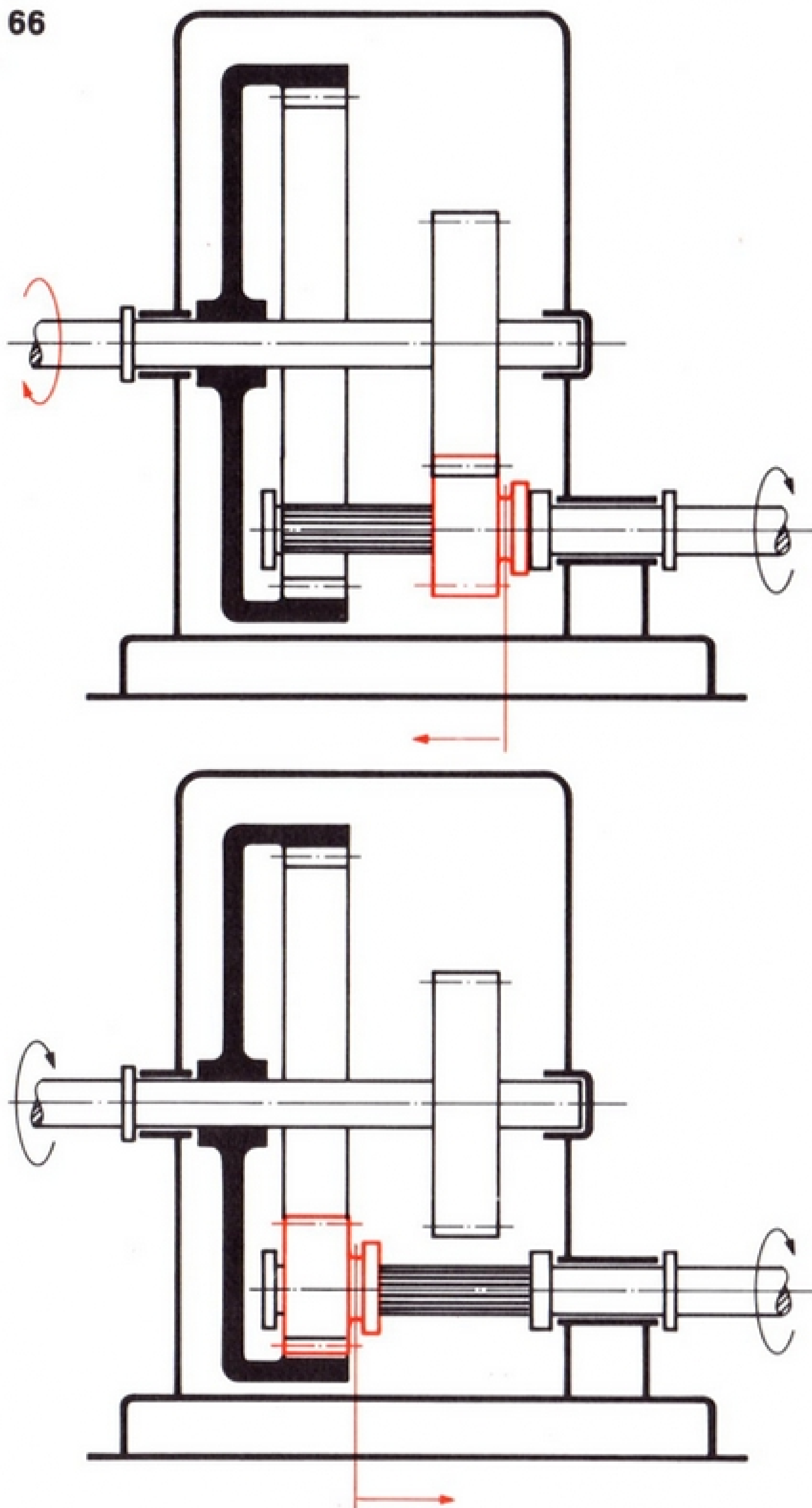
welle trägt 2 Zahnräder, welche mit jeweils gleich großen Zahnrädern der Nebenwelle in Eingriff stehen, für den Rückwärtsgang unter Einfügung eines Zwischenrades. Die Räder auf der Nebenwelle sind frei beweglich und drehen sich dauernd mit entgegengesetztem Drehsinn, solange die Eingangswelle läuft. Je nach Bedarf wird das eine oder das andere Rad mit der Ausgangswelle gekuppelt, was durch entsprechendes Verschieben der Muffe geschieht.

Stirnrad-Wendegetriebe mit Innenzahnrad

Durch Verwendung eines Innenzahnrades ergibt sich eine weitere, in Bild 66 wiedergegebene Lösungsmöglichkeit. Das auf der genutzten Eingangswelle axial verschiebliche Zahnrad greift entweder in das Innen- oder das Außenzahnrad ein, welche beide fest auf der Ausgangswelle sitzen; dadurch wird die gewünschte Drehrichtung geschaltet.

Bei dem Funktionsmodell (Bild 67, mit Zusatzpackungen mot 8 und mot 11) sitzt das Innenzahnrad von einem Baustein 30 mit Loch, Bausteinen 15, 5 und Verbindungsstücken 15 gehalten auf der Abtriebswelle (Achse 110). Zur drehfesten Verbindung dient eine Seiltrommel. Auf der gleichen Welle sitzt das Ritzel Z 10. Die Antriebswelle, ebenfalls eine Achse 110, ist längsverschiebbar und trägt am Ende ein Ritzel Z 10, am anderen Ende zwei Zahnräder Z 30. Die als Lager dienenden gleichschenkligen Winkelsteine sind so einzustellen, daß das Ritzel Z 10 in der einen Endstellung genau in die Verzahnung des Innenzahnrades, in der anderen Endstellung hingegen in das Ritzel Z 10 auf der Abtriebswelle eingreift.

Die beiden Zahnräder Z 30 auf der Antriebswelle haben die gleiche Entfernung voneinander wie das Ritzel und das Innenzahnrad auf der

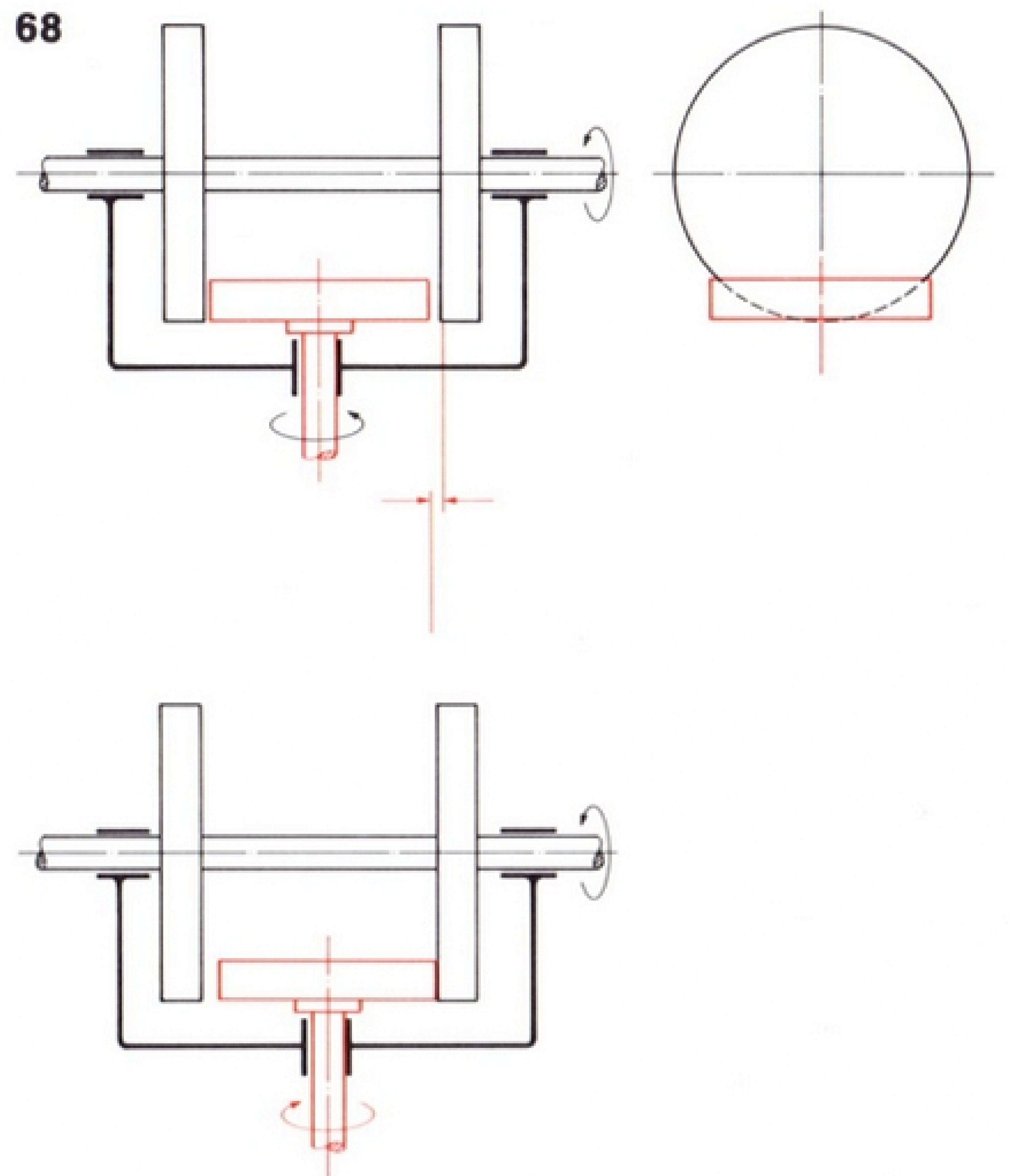


Abtriebswelle. Dadurch ist in beiden Endstellungen derselben eines der beiden Räder Z 30 mit der Motorschnecke in Eingriff. Die Stellung der Verzahnung der beiden Räder Z 30 soll übereinstimmen. Zwischen beide Räder faßt ein Radstift, welcher an einem schwergängig eingestellten Gelenkstein angebracht ist und eine axiale Verschiebung der Abtriebswelle bewirkt.

2.2.5 Reibrad-Wendegetriebe

Ähnlich wie die Kegelrad-Wendegetriebe sind die Reibrad-Wendegetriebe aufgebaut (Bild 68). Allerdings ist dabei zu beachten, daß die jeweils an der Bewegungsübertragung beteiligten Räder mit einer genügenden Kraft zusammengepreßt werden müssen, damit sich eine ausreichende Reibungskraft aufbauen kann.

Bei dem Funktionsmodell (Bild 69, mit Schnecke aus Zusatzpackung und Zusatzpackung mot 8)



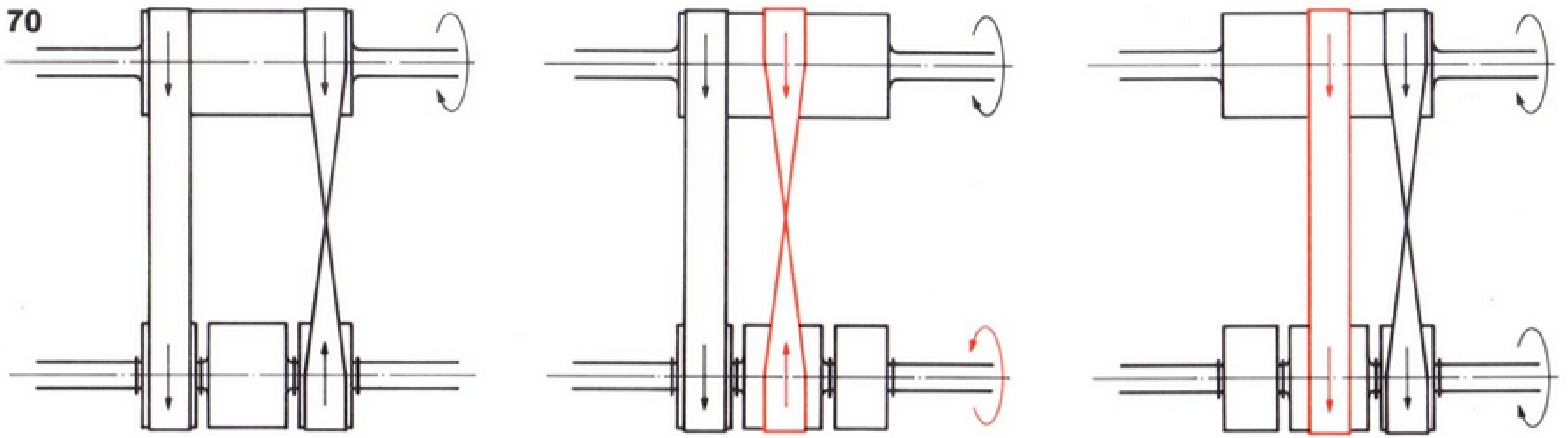
sitzt der gesamte Antrieb, um eine Achse 30 schwenkbar, auf einer Grundplatte 90 x 45. Die nur wenige Millimeter betragende Schwenkbewegung wird durch die Drehung der Schnecke und die dadurch bewirkte Verschiebung der Mutter ausgelöst. Die Schnecke ist einerseits in einem Kupplungsstück 2 auf der Grundplatte 180 x 90 gelagert, während die Mutter am Baustein 15 der Grundplatte 90 x 45 angebracht ist. Die Schneckenwelle (Achse 110) darf nur wenig Axialspiel haben. Durch Drehen an einem der Ritzel Z 10 wird die Grundplatte geschwenkt und jeweils eine der Drehscheiben an den mit einem Gummiring versehenen Reifen 60 angepreßt.

2.2.6 Zugmittel-Wendegetriebe

Eine andere Gruppe von Wendegetrieben benutzt Riemen als Übertragungsmittel.

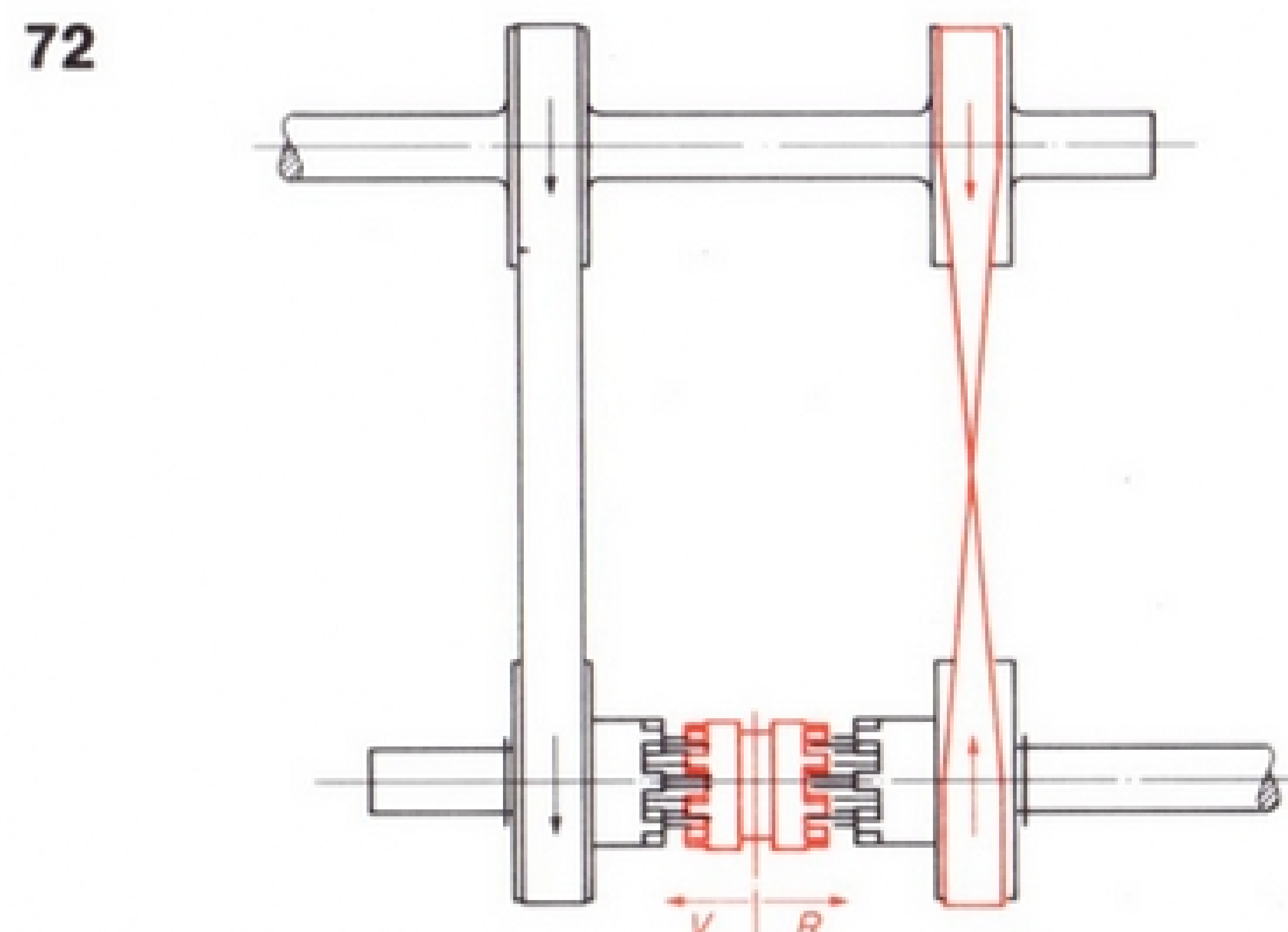
Verschiebbare Riemen

Es wurde bereits gezeigt, daß der gekreuzte Riemetrieb eine Drehrichtungsumkehr gegenüber dem offenen bewirkt. In dem Getriebe nach Bild 70 laufen auf einer breiten, walzenförmigen Riemenscheibe je ein offener und ein gekreuzter Riemen. Die Gegenscheiben sitzen lose auf der Abtriebswelle. Zwischen den beiden Gegenscheiben befindet sich auf der Abtriebswelle eine etwas breitere, fest mit ihr verbundene Scheibe. Durch Riemengabeln (im Bild weggelassen) lassen sich die Riemen so verschieben, daß einmal der offene, das andere Mal — für die Drehrichtungsum-



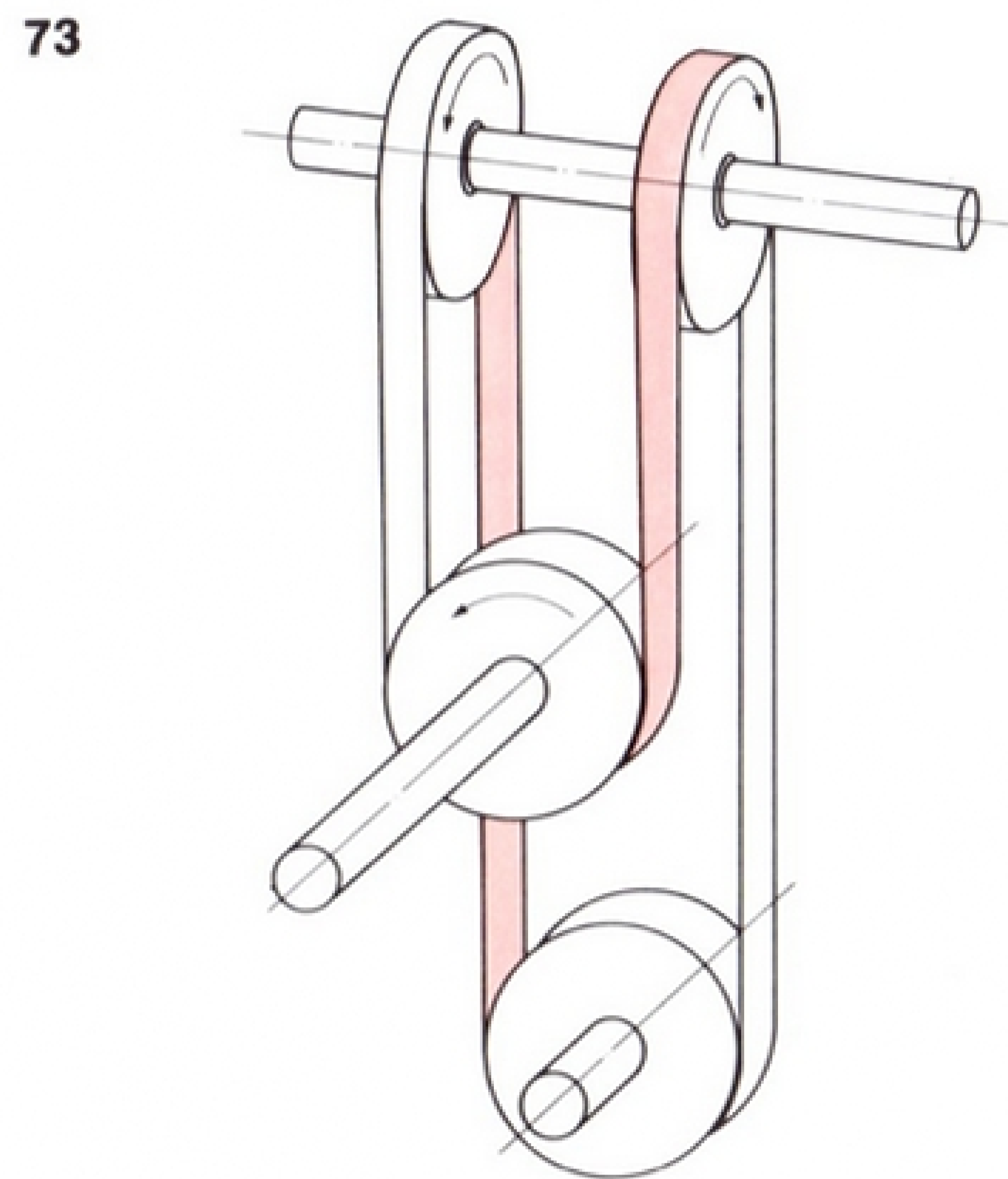
kehr — der gekreuzte Riemen die Antriebs- mit der festen Gegenscheibe verbindet, während dafür gesorgt sein muß, daß der jeweils nicht benutzte Riemen auf einer losen Gegenscheibe läuft. Zum Bau des Funktionsmodells (Bild 71, mit den Zusatzpackungen 017, 021, 033 und 034, 029; die Raupenbänder können statt der Packung 021 auch dem Kasten mot 2 entnommen werden): Als Flachriemen finden die Raupenbänder Verwendung. Auf der Antriebswelle (Achse 110) sitzen 5 Räder 23, welche mittels eines durch die Bohrungen gezogenen Fadens auf der Achse festgekeilt sind. Auf der Abtriebswelle sind nur die beiden mittleren Räder 23 auf diese Weise festgekeilt (feste Gegenscheiben). Die beiden äußeren Räder 23 laufen frei auf der Welle und bilden die losen Gegenscheiben. Es ist darauf zu achten, daß die Losscheiben wirklich leicht drehbar sind. Evtl. muß man die Bohrungen mit Hilfe einer Achse vorsichtig etwas erweitern. Ein Raupenband wird als offener, das andere als gekreuzter Riemen aufgelegt. Zur Riemenverschiebung dienen Gabeln aus Kupplungsstücken 2, welche auf Bausteinen 7,5 (durch Verbindungsstücke 30 verbunden) auf der Achse 110 gleiten. Durch diese Anordnung ist gewährleistet, daß immer erst ein auf einer Festscheibe laufender Riemen auf die Losscheibe geschoben wird, ehe der andere unter Drehrichtungswechsel auf die Festscheibe auflaufen kann.

Eine andere Lösung zeigt das Bild 72. Hier werden die Riemen nicht verschoben, sondern die



Gegenscheiben werden durch je einen offenen und einen gekreuzten Riementrieb dauernd mit entgegengesetzter Drehrichtung angetrieben. Die lose auf der Abtriebswelle laufenden Gegenscheiben werden je nach Bedarf mittels Klauenkupplung mit der Abtriebswelle drehfest verbunden, wobei die Kupplungsmuffe in nun schon bekannter Weise auf der genutzten Welle axial verschieblich ist.

Bild 73 zeigt, wie man mit einem einzigen Riemen die gegenläufige Drehung der Losscheiben erreichen kann.

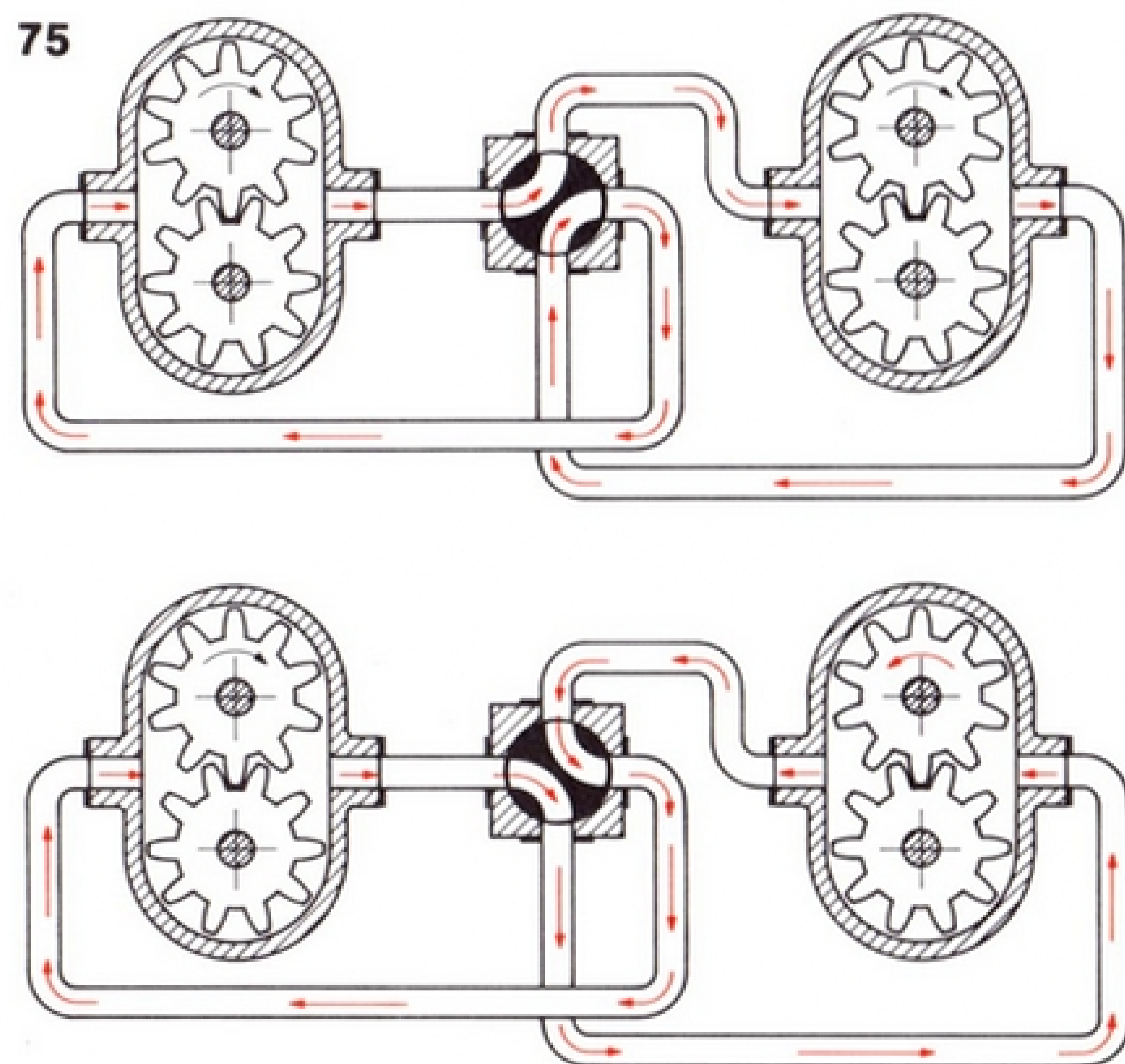


Das Modell (Bild 74 mit einer zusätzlichen Achse 170 aus der Packung 029) gibt diese Anordnung im Prinzip wieder. Anstelle eines Riemens findet die Antriebsfeder Verwendung. Als Klauenkupplung benutzt man die Reifen 45. Die beiden mittleren sitzen mit festgezogenen Naben auf der Abtriebswelle (Achse 170). Die beiden äußeren Reifen sind mit ihren Naben so leichtgängig wie möglich eingestellt. Infolge der Zugkraft der Antriebsfeder werden die äußeren Reifen stets leicht gegen das Gestell gepreßt. Sie laufen mit

entgegengesetzter Drehrichtung. Die Achse 170 ist durch einen Hebel (Achse 60 in schwergängig eingestelltem Gelenkstein gelagert) axial verschieblich. Als Schaltmuffen dienen Klemmbuchsen 5. Je nach Stellung der Abtriebswelle legen sich die mittleren Reifen an den linken oder rechten äußeren Reifen an und werden durch die als axiale Klauen wirkenden Reifenprofile mitgenommen. In der Mittelstellung herrscht wieder Leerlauf. Das Getriebemodell soll nur langsam betätigt werden. Dadurch wird die Funktion deutlicher erkennbar, und ein Abspringen der Antriebsfeder wird vermieden.

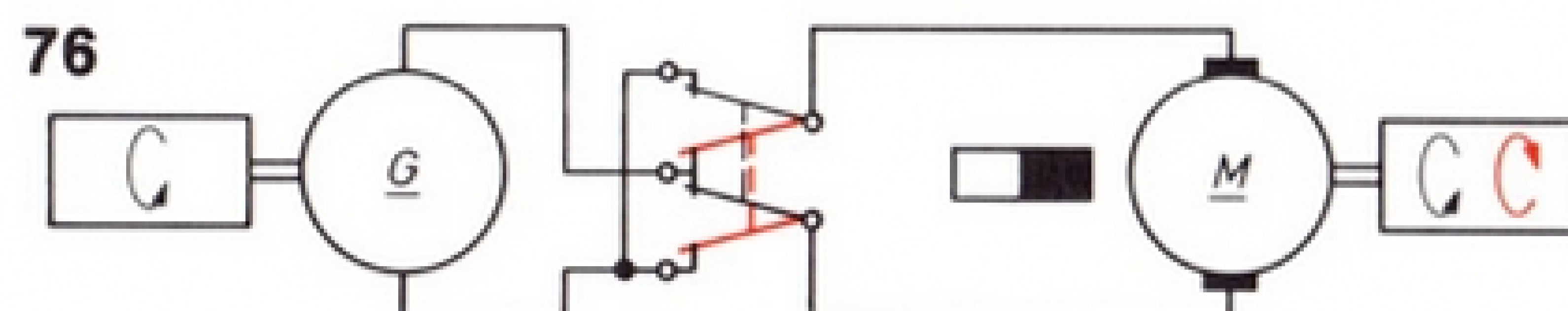
2.2.7 Hydraulische Wendegetriebe

Bisher wurden nur rein mechanisch arbeitende Antriebe besprochen und durch Modelle erläutert. An dieser Stelle soll nun wieder einmal daran erinnert werden, daß es auch noch ganz andere Lösungsmöglichkeiten gibt, wenn man andere physikalische Prinzipien in Betracht zieht. Obwohl dies mit Fischertechnik nicht zu verwirklichen ist, sei hier ein Beispiel mit Hydropumpe und Hydromotor gezeigt (Bild 75), wie sie aus Heft 2 bekannt sind.



Wie man anhand der Bilder leicht erkennen kann, läßt sich mit Hilfe eines Umschaltventils die Drehrichtung des Hydromotors umkehren. In der gezeichneten einfachen Ausführung kann das Umschalten der Drehrichtung jedoch nur bei abgestellter Hydropumpe geschehen. Der Leser möge selbst den Grund hierfür herausfinden und sich eine Abhilfemöglichkeit ausdenken, welche es erlaubt, die Drehrichtung des Hydromotors auch bei laufender Pumpe zu wechseln! (Lösung s. S. 34).

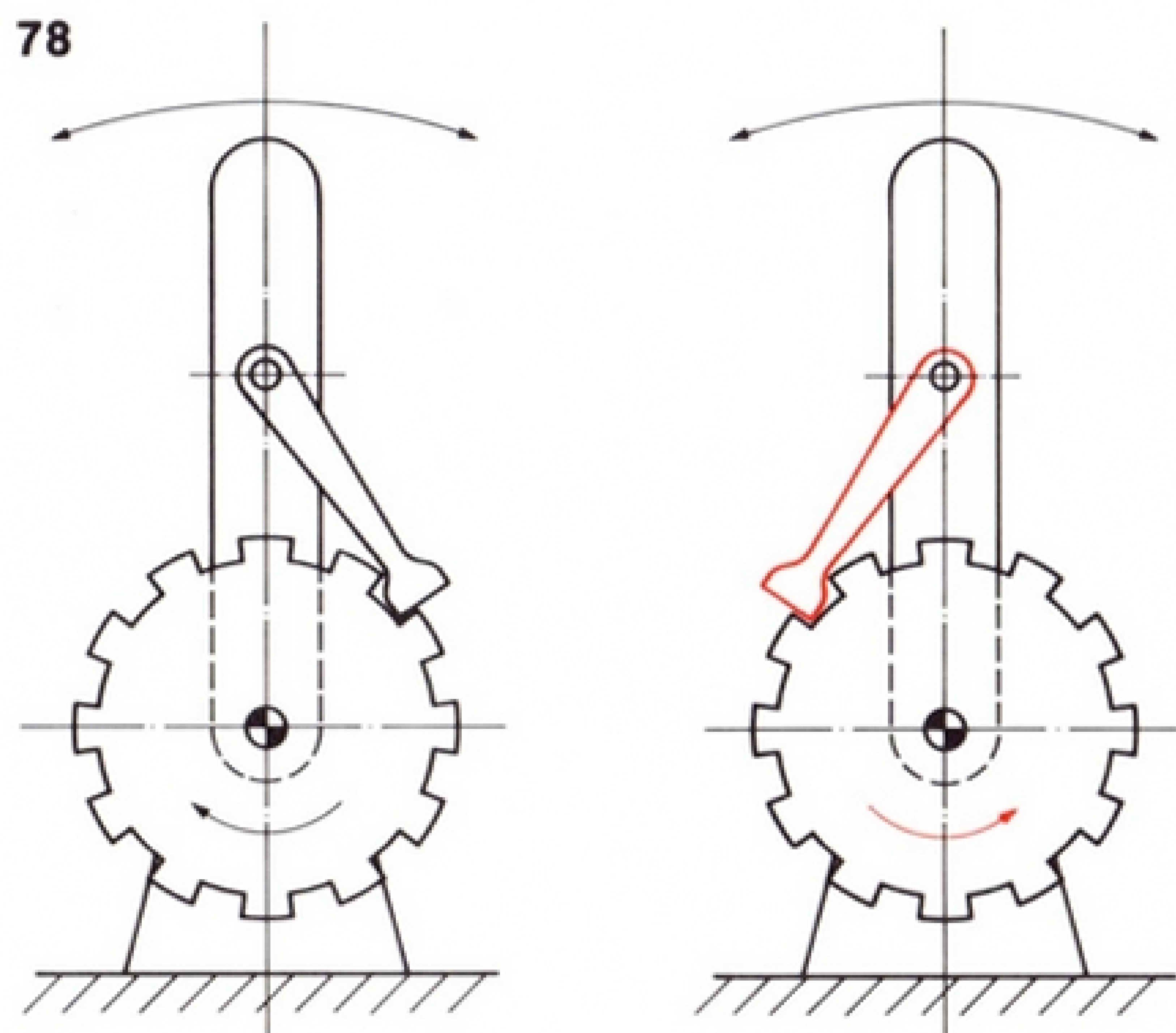
2.2.8 Elektrisches Wendegetriebe



Auch auf elektrischem Wege kann ein Wendegetriebe verwirklicht werden, dessen Prinzip Bild 76 zeigt. Auf der Antriebswelle sitzt ein Generator, welcher Gleichstrom erzeugt. Dieser wird über einen Polwender einem Gleichstrommotor mit geeignetem Aufbau (z. B. mit permanentmagnetischem Feld) zugeführt. Je nach Stellung des Polwenders läuft dann der Motor bei gleichbleibender Drehrichtung des Generators vor- oder rückwärts.

Für das Funktionsmodell (Bild 77) sind allerdings 3 Motoren (z. B. 3 x mot 8) und 1 Polwenderschalter aus em 3 erforderlich. Ferner benötigt man die Kupplungshülse aus em 2. Für den Aufbau des Modells gelten die unter Abschnitt 1.4.9 in Heft 2 gemachten Ausführungen.

2.2.9 Wendegetriebe mit Schwingbewegung



In Bild 78 ist ein Getriebe dargestellt, das eine Schwingbewegung mittels Schalt- oder Stoßklinge in eine Drehbewegung umwandelt (vgl. Heft 1, Seite 19, Bild 80). Wegen der besonderen Gestaltung der Klinge und der Verzahnung des Schaltrades kann die Drehrichtung des Schaltrades und damit die Drehrichtung der damit verbundenen Welle gewechselt werden.

Bei dem Funktionsmodell nach Bild 79 wird die Schwinde nach Art einer pendelnden Kurbelschleife (s. Heft 1, Seite 18, Bild 70) angetrieben.

Damit der Baustein 30 mit Loch auf den Achsen 110 leicht gleitet, ist ein Baustein 7,5 als Abstandshalter aufgesteckt. Zum Antrieb wird ein minimot 1 verwendet. Die leichtgängig eingestellten Gelenksteine bilden die Schwingenlager; ihre Bohrungen ergeben gleichzeitig die Lagerung für die Schaltradwelle. Die Schaltklinke (Baustein 30) ist durch ein Verbindungsstück 45 als Griff für den Drehrichtungswechsel umlegbar. Der Reifen 60 dient als Schwungrad. Die Antriebsdrehzahl soll nicht zu niedrig sein.

2.3 Periodisches Wenden

Diese Aufgabe deckt sich zum Teil mit der Umwandlung einer Drehbewegung in eine oszillierende oder eine schwingende Bewegung (vgl. Heft 1).

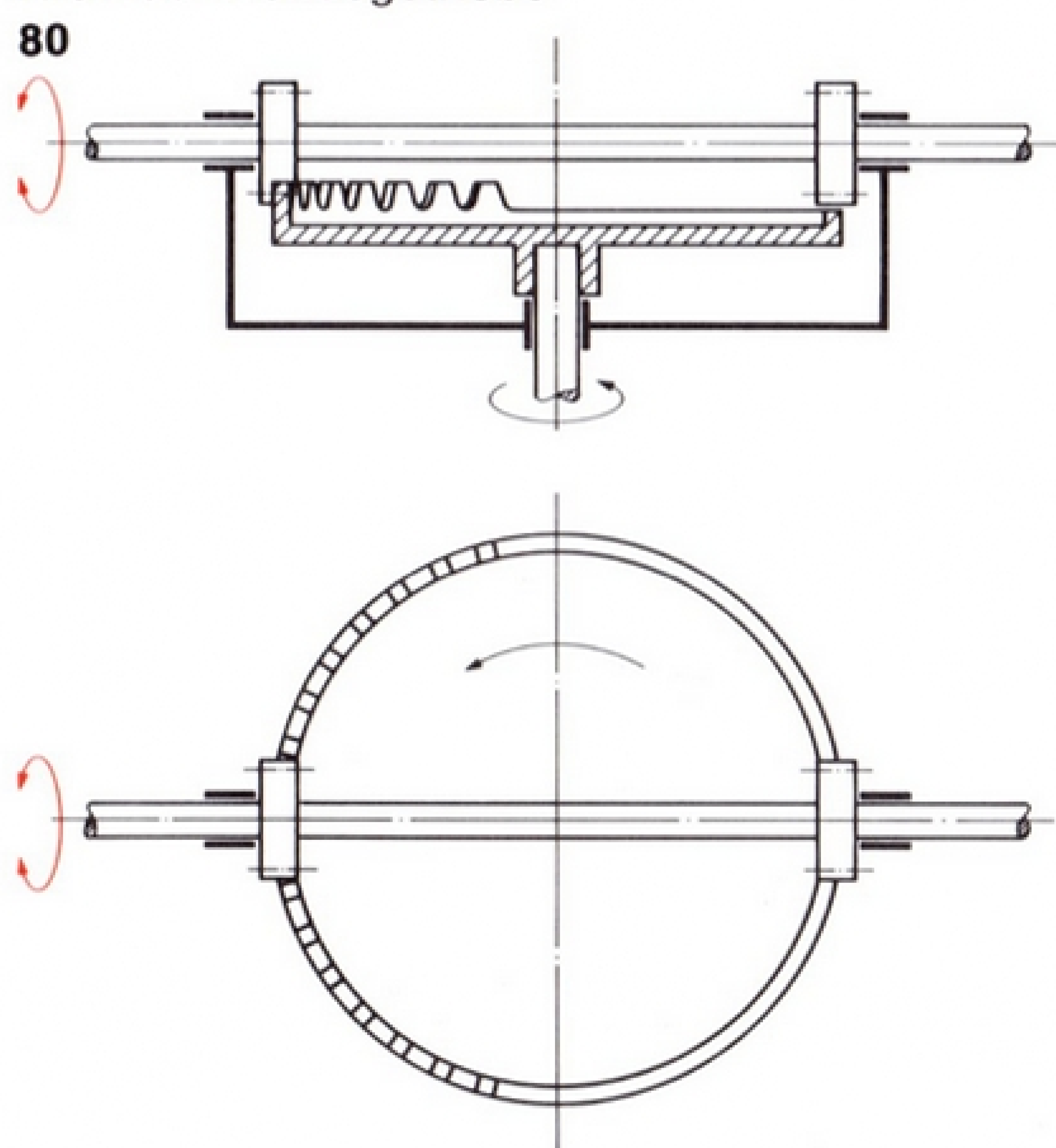
2.3.1 Periodisches Wenden bei Translationsbewegungen

Als Lösung für diese Aufgabe wurde in Heft 1 (Seite 17) bereits das Mangelgetriebe vorgestellt.

2.3.2 Periodisches Wenden bei Rotationsbewegungen

Auch hier bieten sich Lösungen an, welche in Heft 1 bereits beschrieben sind (Seite 18). Soll allerdings die Abtriebswelle einen größeren Drehwinkel zurücklegen, als dies mit den dort gezeigten Einrichtungen möglich ist, so können auch die folgenden Anordnungen in Frage kommen:

Kronrad-Wendegeräte



Wie Bild 80 zeigt, bewirken 2 Ritzel auf der Abtriebs- und ein Kronrad auf der Antriebswelle die gewünschte periodische Drehrichtungsumkehr, wenn das Kronrad nur am halben Umfang mit einer Verzahnung versehen ist. Natürlich dürfen niemals beide Ritzel zugleich mit dem Kronrad in Eingriff sein. Auch ergeben sich Eingriffsschwierigkeiten und Stöße, wenn das zweite Ritzel nicht genau in die Verzahnung einfindet.

Am Modell (Bild 81 mit Nockenscheibe aus mot 3) ist dieses Verhalten zu studieren.

Elektrische Übertragung

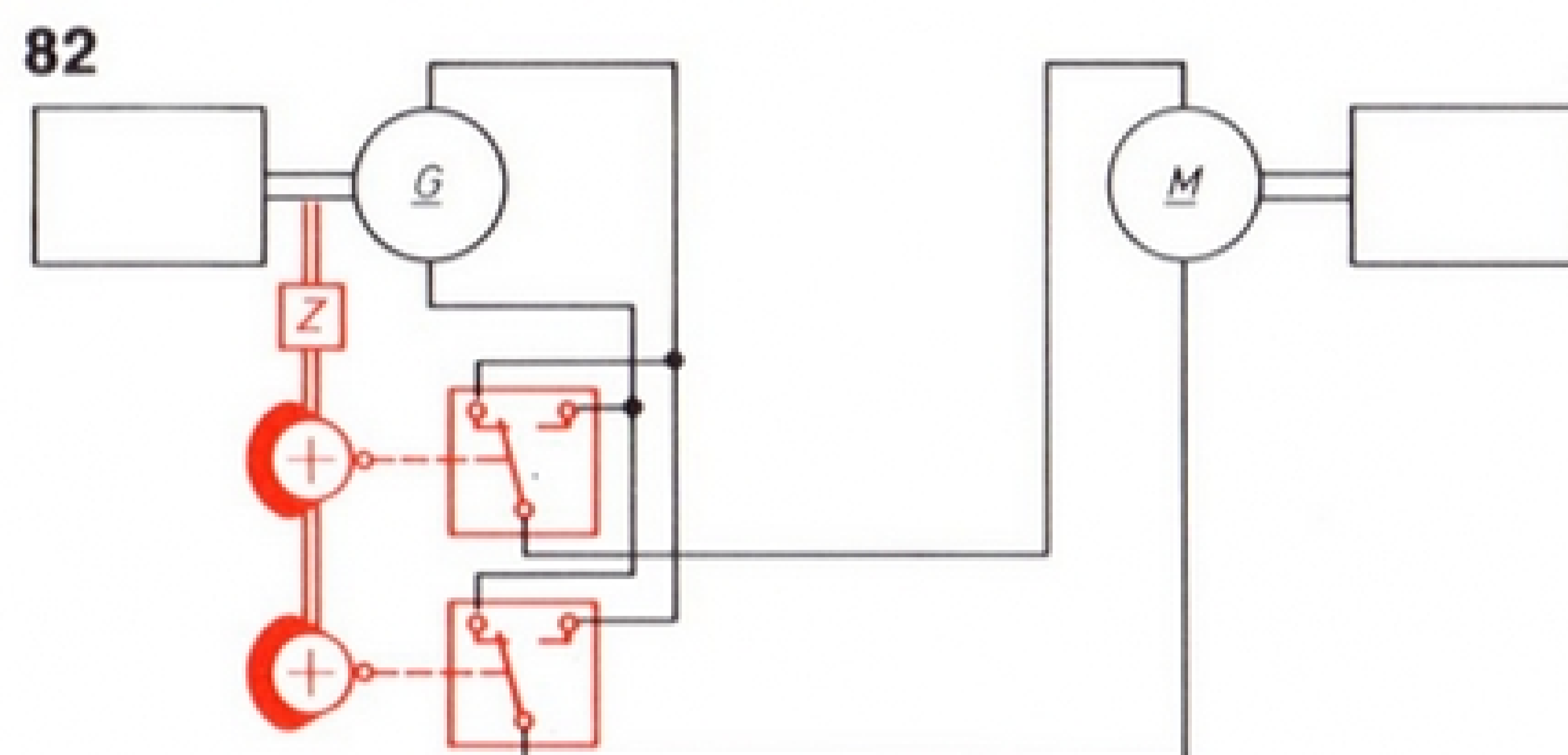


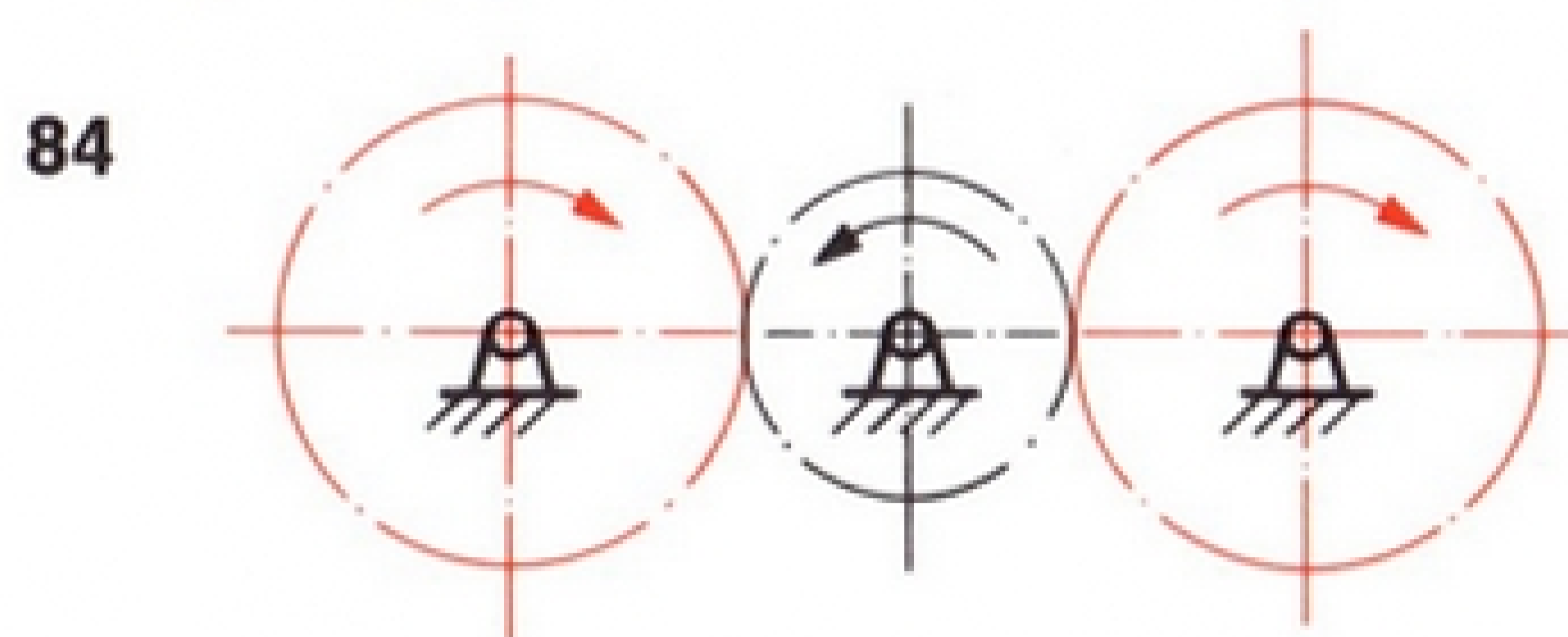
Bild 82 zeigt die technisch aufwendige, aber einwandfrei funktionierende elektrische Lösung. Der Antriebsmotor treibt sowohl den Gleichstromgenerator als auch über ein Zwischengetriebe das Nockenschaltwerk (Polwendeschalter) für den Abtriebsmotor. Dadurch wird die Drehrichtung desselben in regelmäßigen Zeitabständen gewechselt.

Zum Bau des Funktionsmodells nach Bild 83 werden 3 Motoren (3 x mot 8), die Zusatzpackungen em 1 und em 5 oder em 9 und ferner das Kuppelungsstück aus em 2 benötigt. Es ist zu beachten, daß beide Taster gleichzeitig von den Nockenscheiben betätigt werden.

3 Mehrfachabtriebe

In der Technik wird hier und da die Forderung gestellt, eine Bewegung in mehrere, unter sich gleiche Bewegungen aufzuteilen. Einige Lösungsmöglichkeiten für diese Aufgabe sind im folgenden zusammengestellt.

3.1 Stirnradgetriebe mit Außenverzahnung (Bild 84)



Das zugehörige Funktionsmodell zeigt Bild 85; es ist mit drei Abtriebswellen ausgeführt. Bei dieser Anordnung ergibt sich zwischen An- und Abtrieb eine Drehrichtungsumkehr, jedoch laufen die Abtriebswellen unter sich mit gleichen Drehrichtungen.

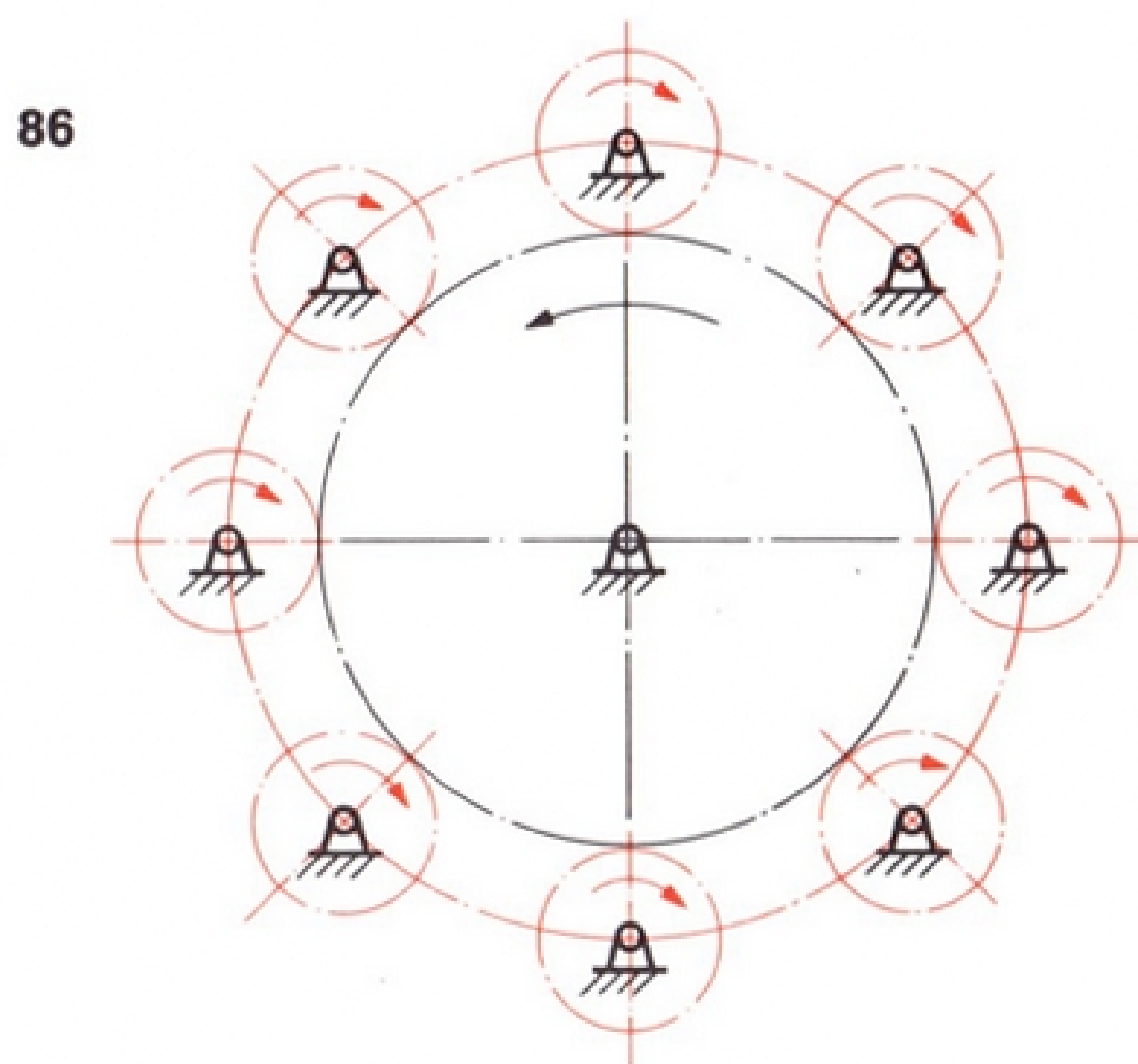


Bild 86 läßt die Erweiterung dieses Prinzips auf 8 Abtriebswellen erkennen. Hier wie auch schon im Getriebe nach Bild 84 ändert sich der Drehwinkel der übertragenen Bewegung, so daß das Übersetzungsverhältnis von 1 verschieden ist.

Die Drehrichtung bleibt erhalten bei der Anordnung nach Bild 87. Zu diesem Modell werden die Zusatzpackung 033 und ein 3. Ritzel Z 10, z. B. aus mot 10 benötigt. Das Innenzahnrad sitzt auf Radachsen und ist durch Klemmbuchsen 5 gehalten.

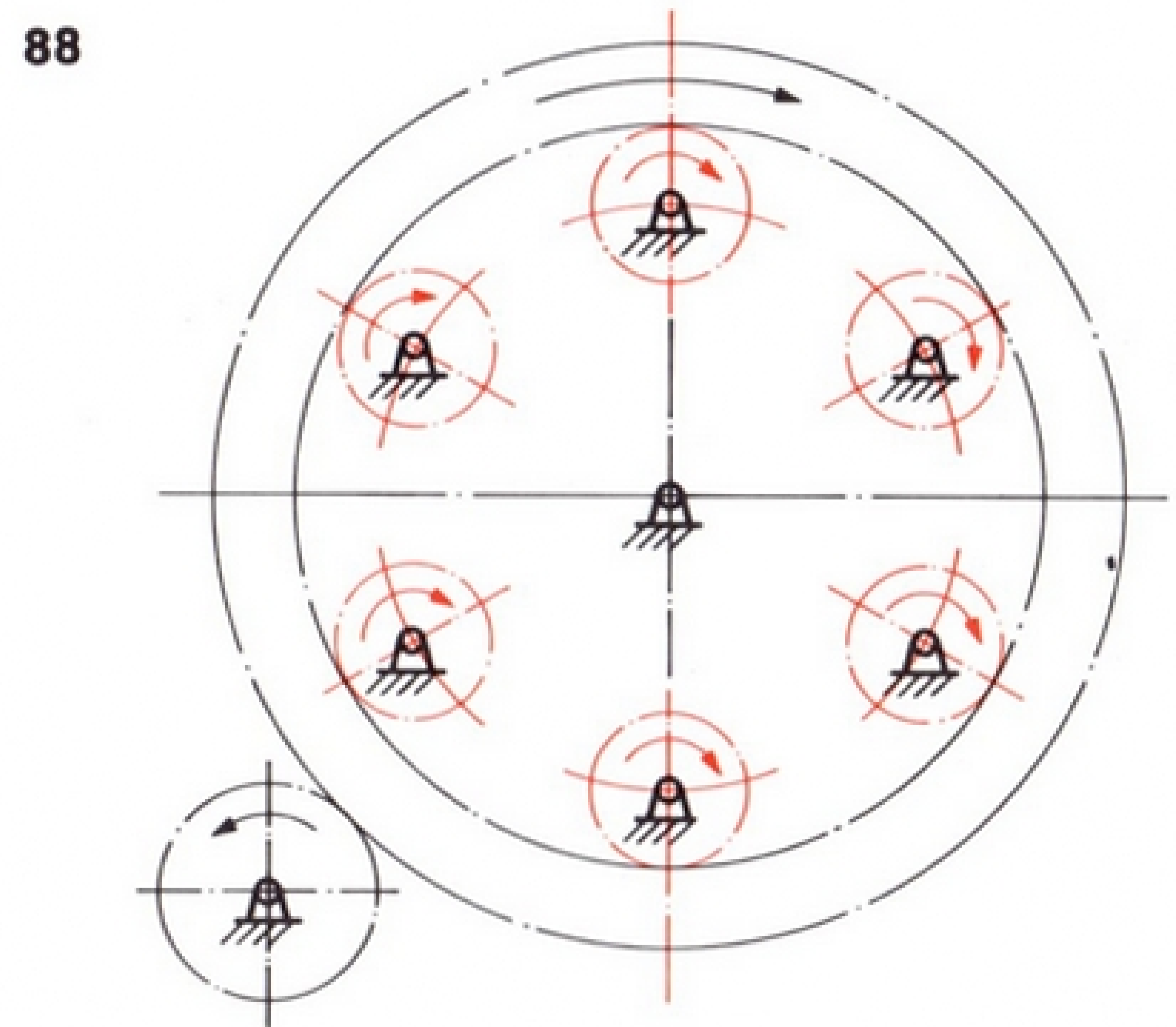
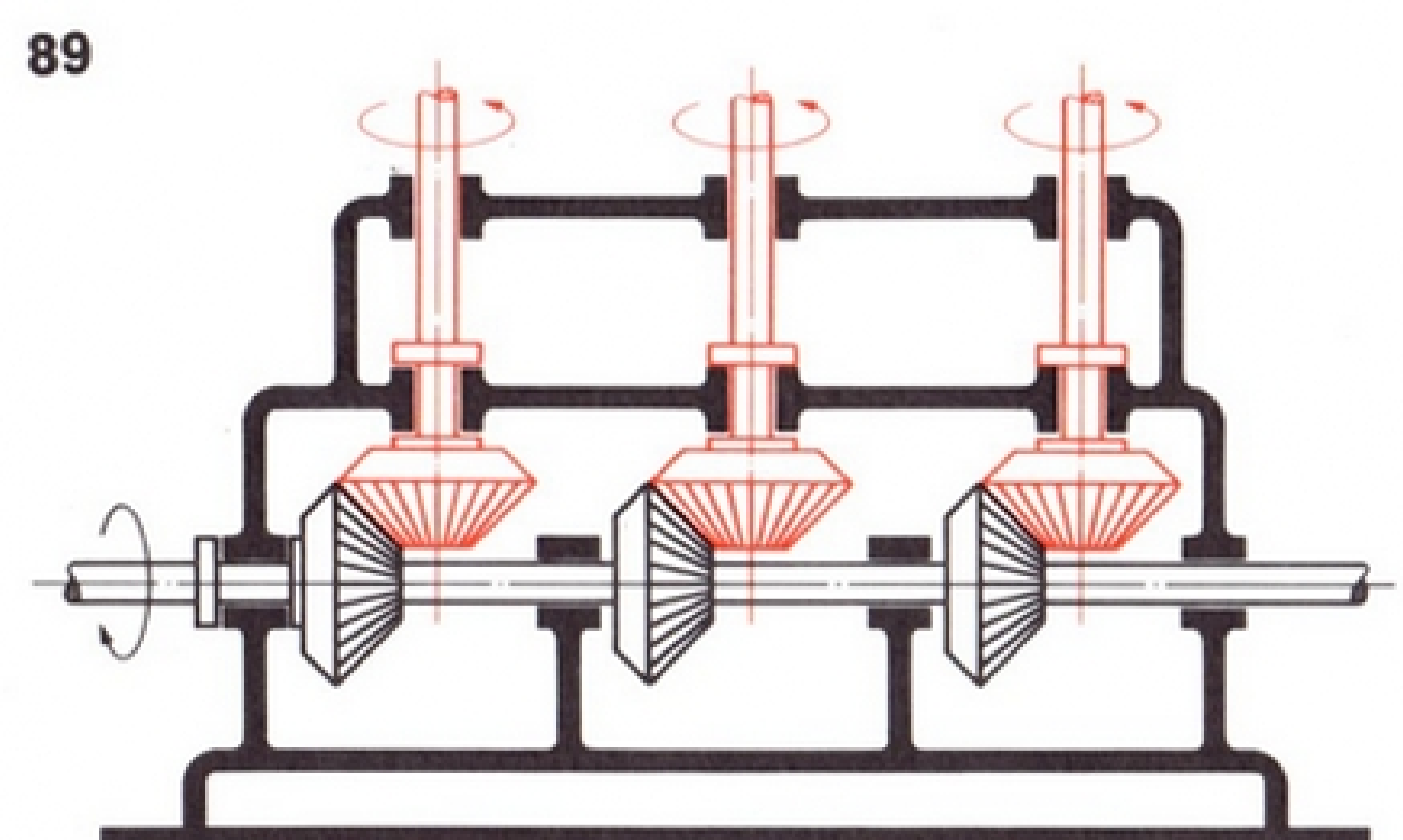


Bild 88 gibt eine Kombination von außen- und innenverzahntem Stirnrad wieder.

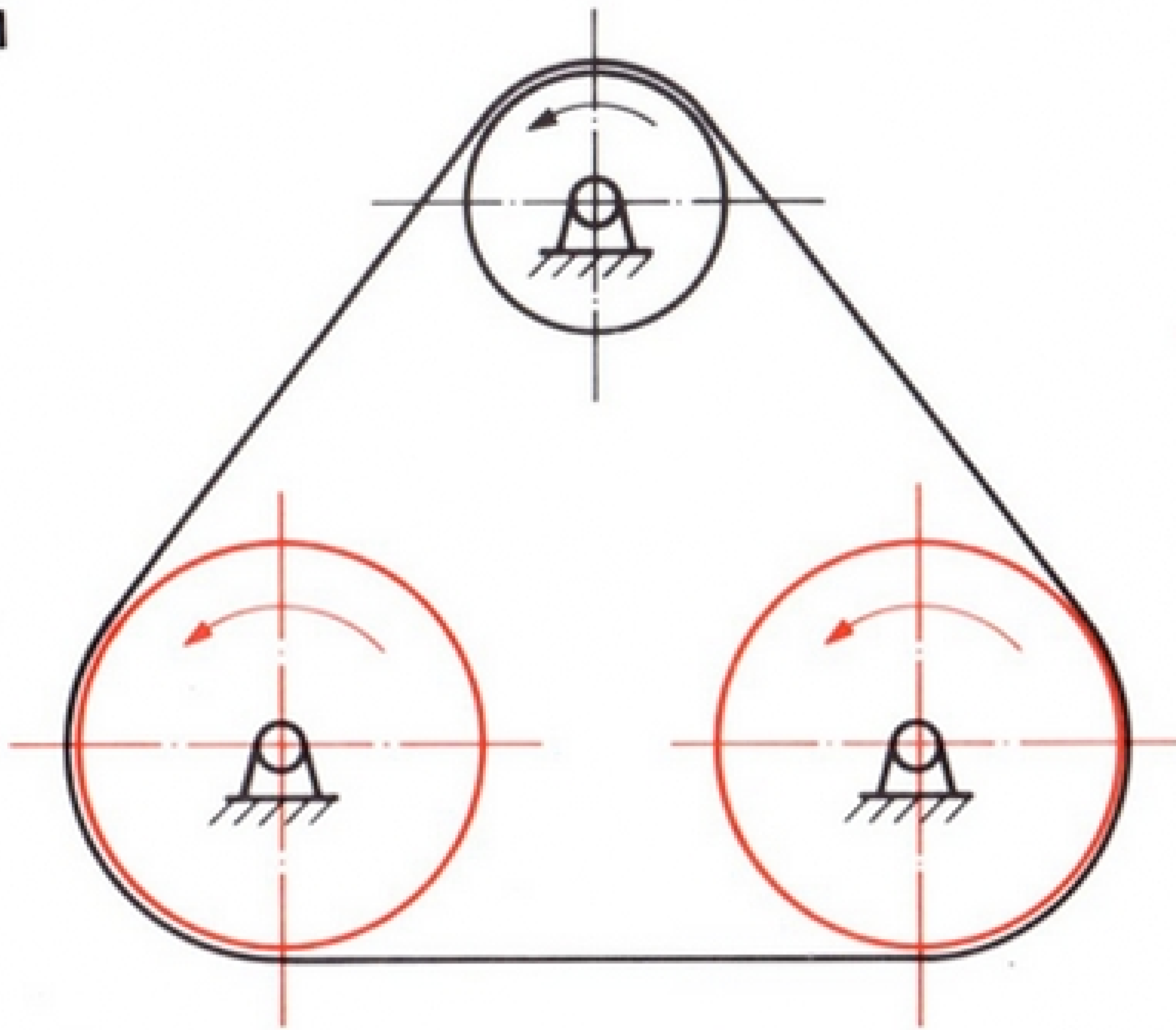
3.2 Kegelräder (Bild 89)



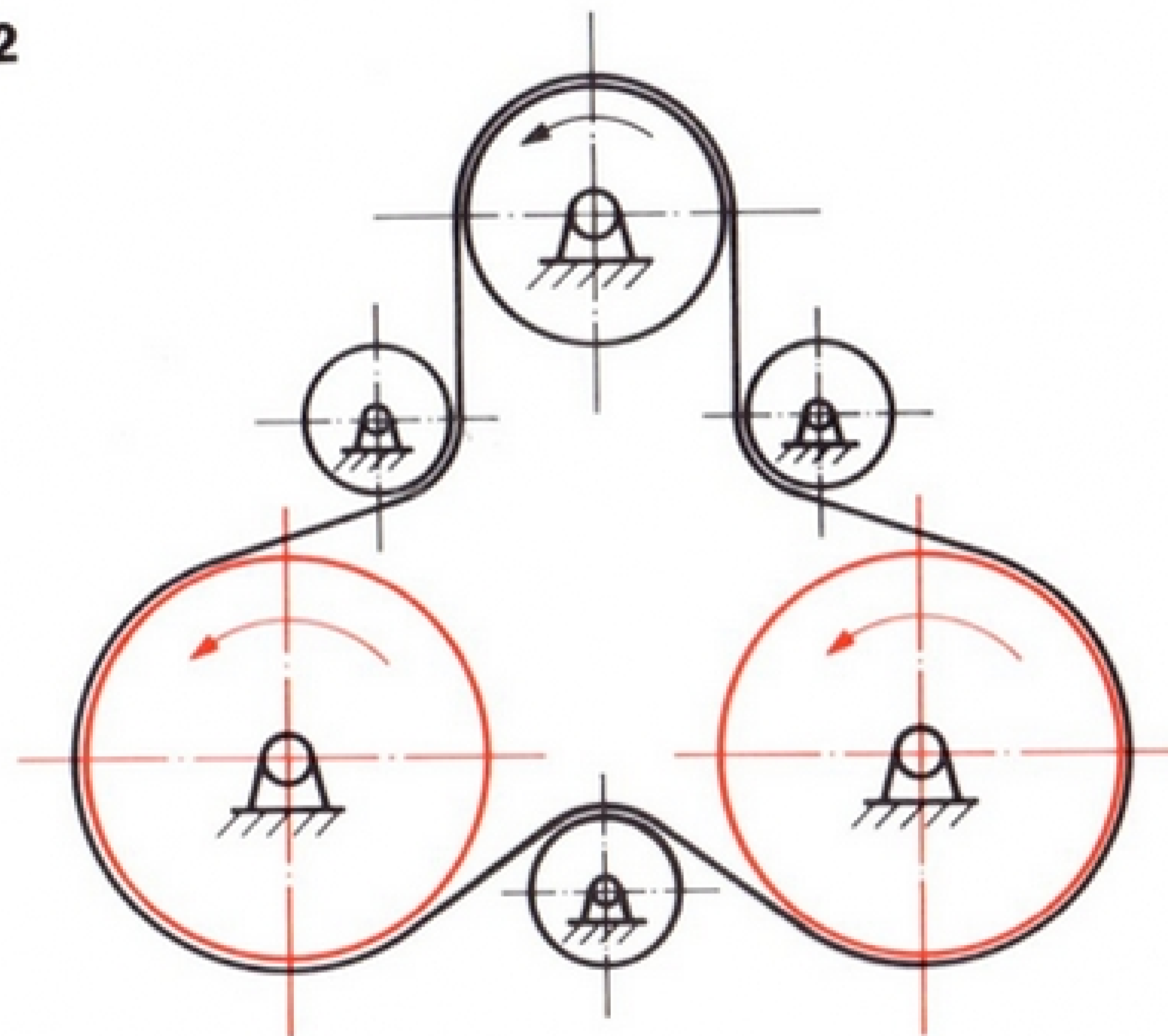
Beim gezeichneten Beispiel ist $i = -1$. Das Funktionsmodell (Bild 90) benötigt zwei zusätzliche Kegelräder (aus mot 11) und eine Achse 200 aus der Zusatzpackung 029.

3.3 Zugmittel

91



92



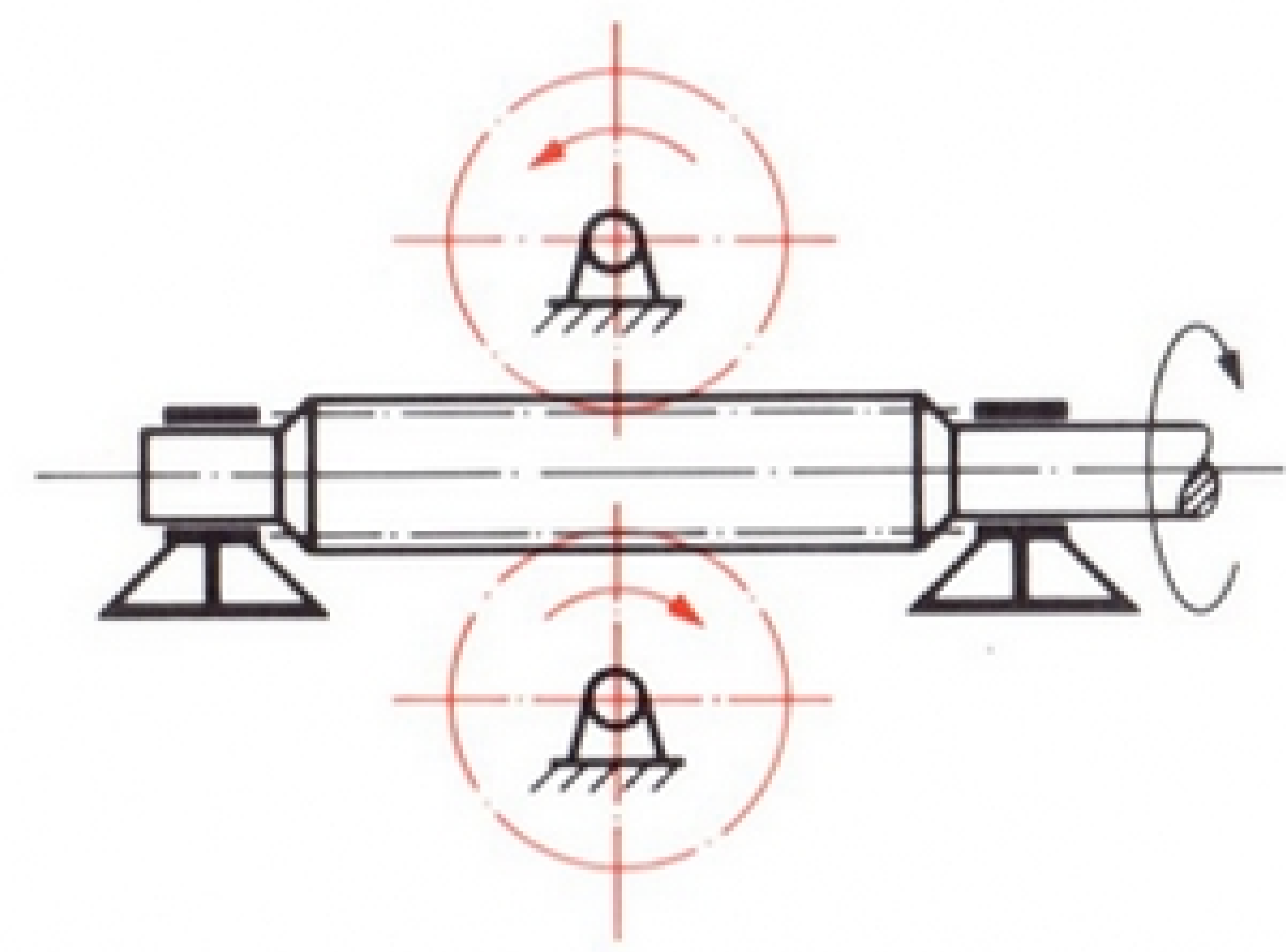
Die Bilder 91 und 92 demonstrieren den Mehrfachantrieb mit Zugmitteln. Dabei ist die Lösung nach Bild 92 die bessere wegen des größeren Umschlingungswinkels.

Das Funktionsmodell (Bild 93, mit den Zusatzpackungen 08, 09 und 016) entspricht Bild 91 und lässt sich zum Prinzip von Bild 92 ausbauen (s. Bild 94). Es werden zwei aneinandergeworfene Antriebsfedern verwendet (Antriebsfedern an den Trennstellen „aufschrauben“, verjüngtes Ende der anderen Feder einführen und „festschrauben“).

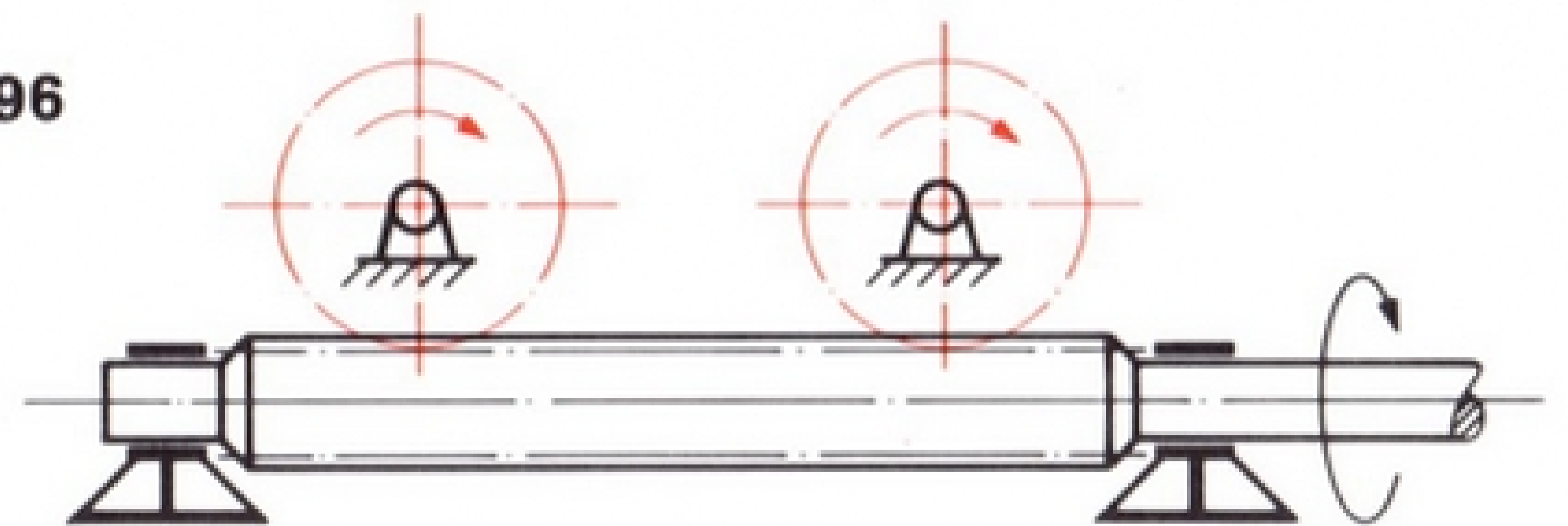
3.4 Schneckentrieb

Die Bilder 95 und 96 zeigen Mehrfachantriebe mit Hilfe von Schnecken unter erheblicher Verminderung des Drehwinkels ($i = 10$). Die Funktionsmodelle der Bilder 97 und 98, letzteres mit der Schnecke aus der Zusatzpackung, erläutern die Zeichnungen.

95

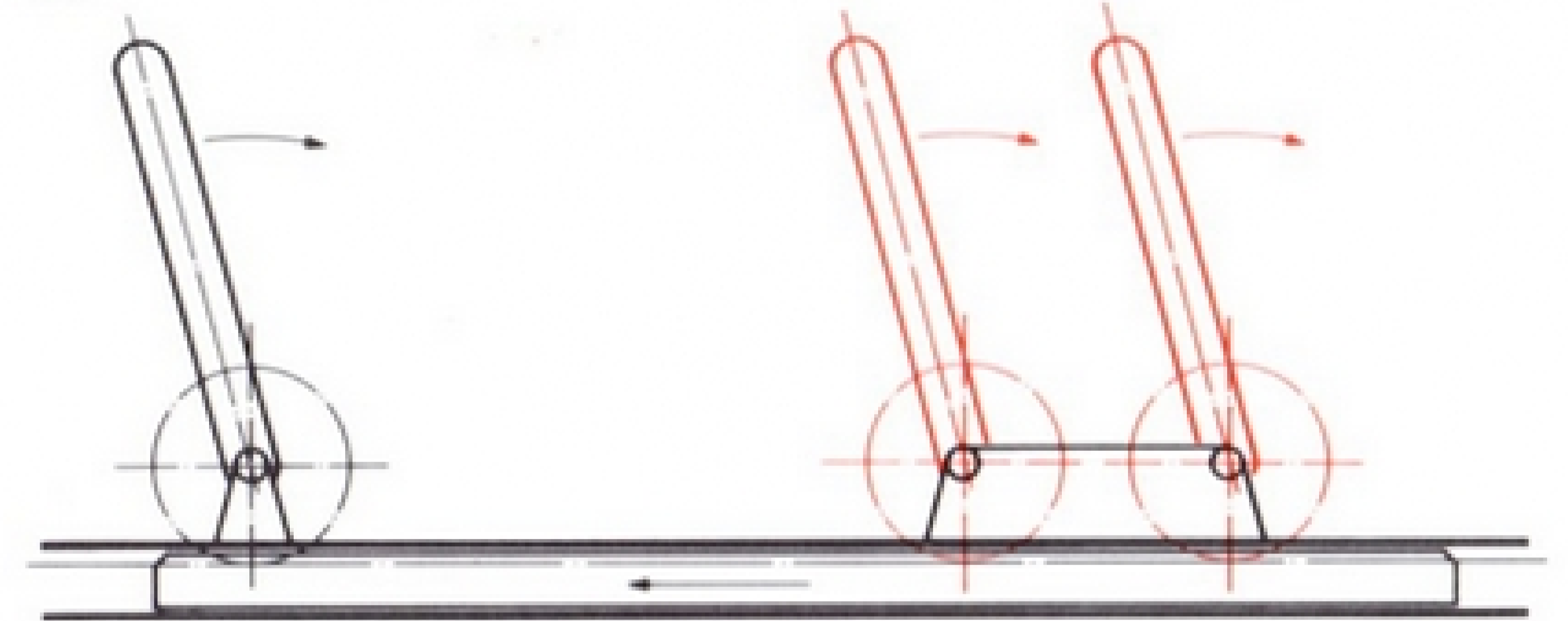


96



3.5 Mehrfachantrieb für Schwingbewegungen

99

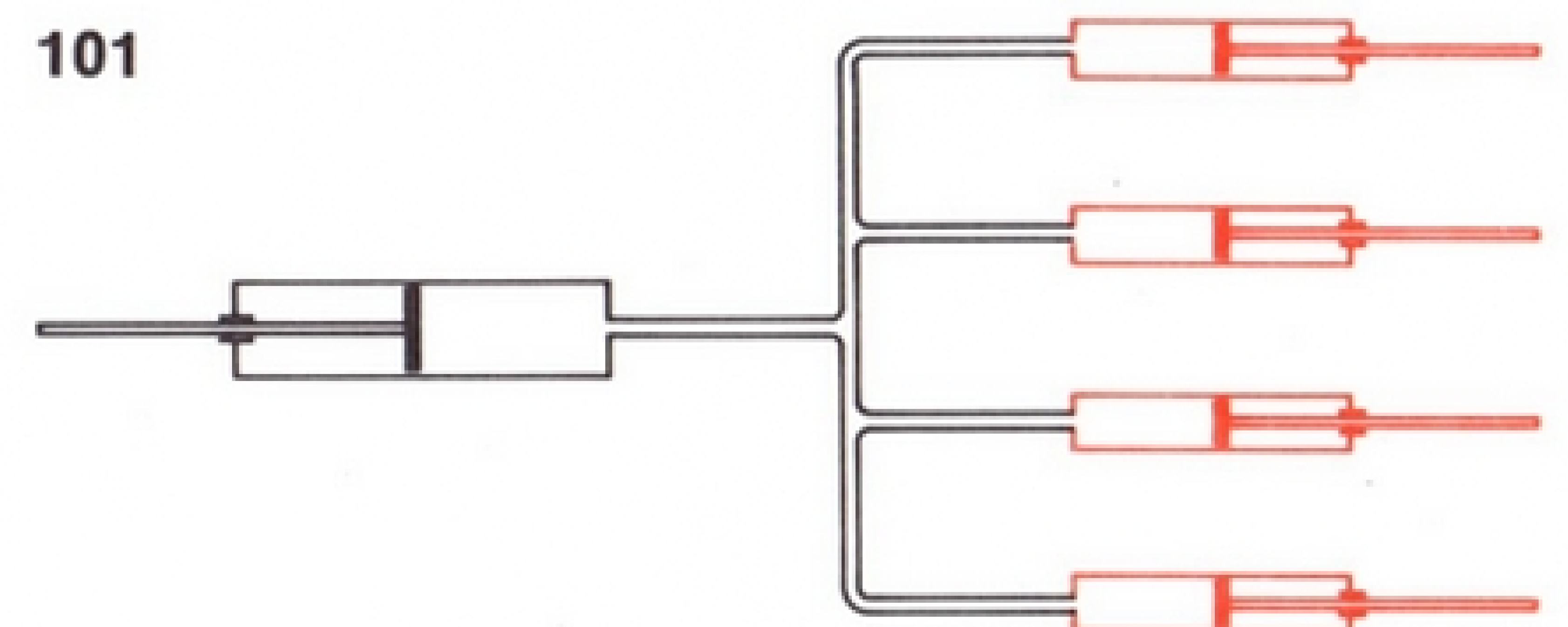


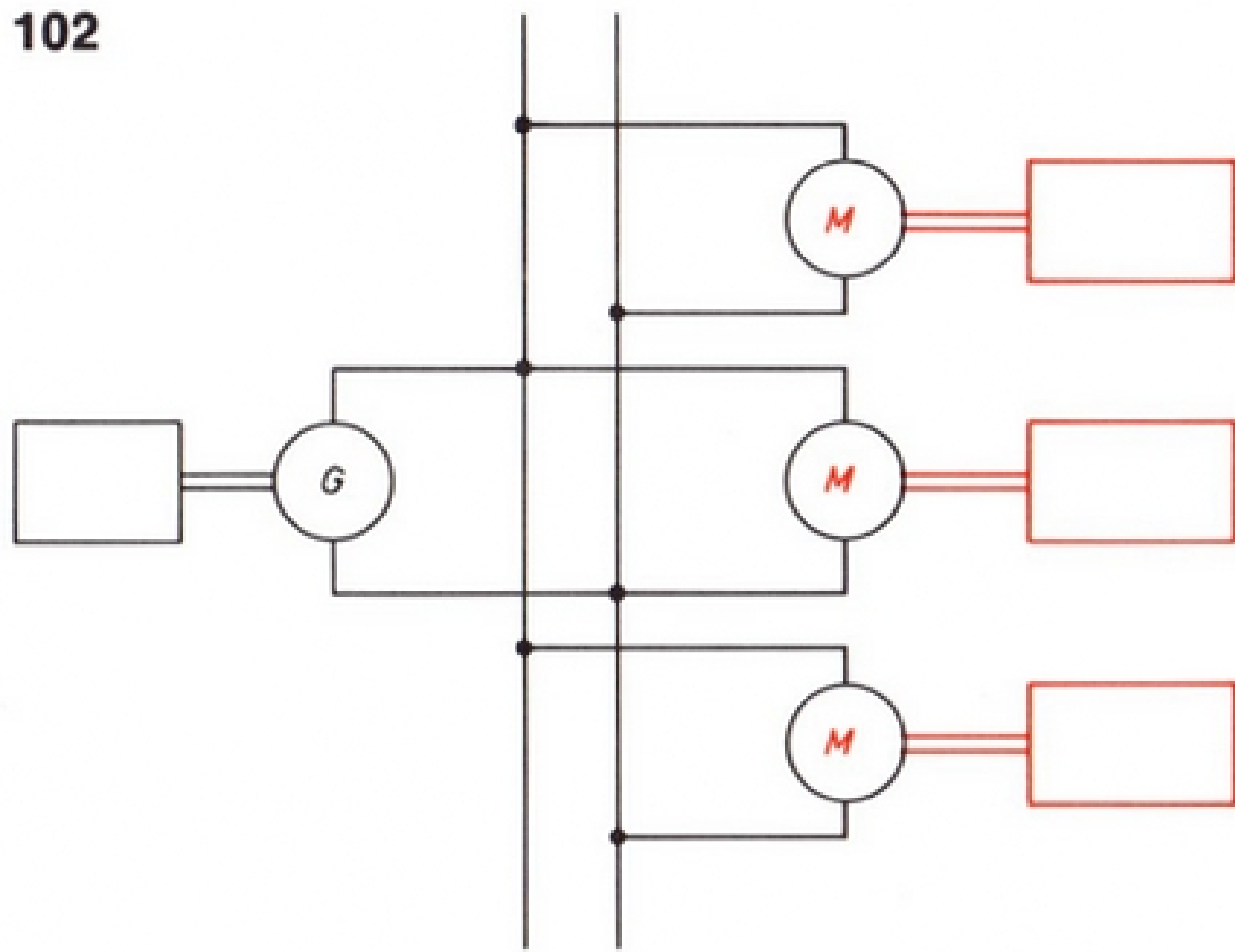
Durch Zahnstangen und Zahnräder lassen sich wie in Bild 99 Schwingbewegungen aufteilen. Beim Modell Bild 100 wird die Zahnstange in bekannter Weise durch Winkelachsen geführt. Anstelle der Kurbeln aus der Zusatzpackung 023 können natürlich auch andere Teile, je nach vorhandenem Material, auf die Wellen gesetzt werden.

3.6 Hydraulische und elektrische Mehrfachantriebe

Hier wird auf die Bilder 101 und 102 verwiesen, die wohl keiner Erläuterung bedürfen.

101





Hiermit wurde wieder eine Anzahl von technischen Grundelementen gezeigt, welche zur Veränderung von Bewegungen benutzt werden können. Das nächste Heft wird sich nun mit den Getrieben zur Drehzahländerung in Stufen bzw. zur stufenlosen Drehzahlwandlung befassen, ein Thema, das mitten in die verschiedensten Bereiche des Maschinenbaus hineinführt.

4 Anhang

4.1 Geschwindigkeit

Hat ein Körper zwischen zwei Beobachtungen einen größeren Weg zurückgelegt als ein anderer Körper in der gleichen Zeitspanne, so wird man die Bewegung des ersten Körpers als „schneller“ bezeichnen oder kurz diesen Körper den „schnelleren“ nennen. Ein Maß für die Schnelligkeit einer Translationsbewegung ist die **Geschwindigkeit**. Sie ist eine physikalische Größe (s. Heft 1, Seite 21) mit dem Formelzeichen v und stellt das **Verhältnis** zwischen dem vom betrachteten Körper zurückgelegten Weg s und der dazu benötigten Zeitspanne t dar:

$$v = \frac{s}{t}$$

Die Maßeinheiten sind:

$$\begin{aligned} \text{Meter durch Sekunde} & \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ \text{Kilometer durch Stunde} & \frac{\text{km}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Letztere ist vorherrschend für Verkehrsmittel in Gebrauch.

In der Seefahrt kennt man noch die Einheit

$$1 \text{ Knoten} = \frac{1 \text{ Seemeile}}{1 \text{ Stunde}}$$

$$1 \text{ kn} = \frac{1 \text{ sm}}{1 \text{ h}}$$

Es bestehen folgende Zusammenhänge:

$$1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 3,6 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 1,944 \text{ kn}$$

$$1 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 0,278 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 0,54 \text{ kn}$$

$$1 \text{ kn} = 0,514 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 1,852 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Übrigens rechnet man $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ bequem in $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ um, indem man den Zahlenwert der Geschwindigkeit in $\frac{\text{m}}{\text{s}}$ mit 4 multipliziert und vom Ergebnis 10% subtrahiert. Man erhält dann den Zahlenwert der Geschwindigkeit in $\frac{\text{km}}{\text{h}}$. Beispiel: Wieviel $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ sind $20 \frac{\text{m}}{\text{s}}$?

$$20 \cdot 4 = 80$$

$$80 - 10\% = 80 - 8 = 72$$

$$20 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ entsprechen also } 72 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

Eine weitere, in der Luftfahrt gebräuchliche Einheit für die Geschwindigkeit ist die Machzahl Ma , benannt nach dem Physiker Ernst Mach (1838 – 1916). Sie gibt das Verhältnis der Geschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit an. Ein Flugzeug, welches $Ma\ 2$ erreicht, kann doppelt so schnell fliegen, wie sich der Schall in der betreffenden Luftschicht ausbreitet. Die Schallgeschwindigkeit in Luft beträgt etwa $340\ \frac{m}{s}$. $Ma\ 2$ bedeutet daher eine Geschwindigkeit von $2 \cdot 340\ \frac{m}{s} = 680\ \frac{m}{s}$. Ausgedrückt in $\frac{km}{h}$ ist das

$$680 \cdot 4 = 2720$$

$$2720 - 272 = 2448$$

Weitere Informationen zur Geschwindigkeit sind [3] zu entnehmen.

Wird durch ein Getriebe der in den vorstehenden Abschnitten geschilderten Art bei der Übertragung einer Bewegung deren Wert vergrößert, so bedeutet dies auch eine Erhöhung der Geschwindigkeit; wird der Weg verkleinert, so ist dies gleichbedeutend mit einer Geschwindigkeitsverminderung. Daraus ergibt sich die überaus wichtige Folgerung:

Einrichtungen, zur Bewegungsübertragung, welche den Weg vergrößern, erhöhen auch die Geschwindigkeit, solche, die den Weg verkleinern, vermindern auch die Geschwindigkeit der Bewegung.

Wegvergrößernde Elemente der Bewegungsübertragung sind also gleichzeitig geschwindigkeitserhöhende Elemente.

4.2 Winkelgeschwindigkeit

Ein Maß für die Schnelligkeit einer Rotationsbewegung ist die Winkelgeschwindigkeit. Sie ist eine physikalische Größe mit dem Formelzeichen ω (Omega = griechischer Buchstabe). Man versteht darunter das Verhältnis des Drehwinkels α eines Körpers (s. Heft 1, S. 23) zur dazu benötigten Zeitspanne t :

$$\omega = \frac{\alpha}{t}$$

Die Einheit ist Radiant durch Sekunde $\frac{rad}{s}$

Beispiel: Winkelgeschwindigkeit des Minutenzeigers einer Uhr:

Drehwinkel $\alpha = 360^\circ = 2\ \pi\ rad$ (s. Heft 1, Seite 23)
 Zeitspanne $t = 1\ h = 3600\ s$ (s. Heft 2, Seite 25)

$$\omega = \frac{2\ \pi}{3600} \frac{rad}{s} = 0,001745 \frac{rad}{s}$$

4.3 Umlaufzeit

Die Umlaufzeit T ist die für eine volle Umdrehung ($\alpha = 2\ \pi\ rad$) benötigte Zeit. Aus

$$\omega = \frac{2\ \pi}{T}$$

folgt:

$$T = \frac{2\ \pi}{\omega}$$

T hat wie ersichtlich die „Dimension“ einer Zeit und die Einheit Sekunde (vgl. Heft 1, Seite 21).

4.4 Drehfrequenz

Die Drehfrequenz f ist das Verhältnis der Anzahl z der Umdrehungen eines Körpers zur dazu benötigten Zeit t :

$$f = \frac{z}{t}$$

(Die Anzahl z ist eine reine Zahlenangabe ohne Einheit). f hat die Dimension $\frac{1}{\text{Zeit}}$ und die Einheit $\frac{1}{s}$.

4.5 Drehzahl

In der Technik wird meistens als Meßzeit für Rotationsbewegungen 1 Minute benutzt. Man spricht dann von Drehzahl anstelle von Drehfrequenz. Es leuchtet ein, daß die Maßzahl der Drehzahl 60 mal so groß ist wie die der Drehfrequenz. Die Einheit ist $\frac{1}{min}$.

Eine Tabelle wichtiger Drehfrequenzen und Drehzahlen enthält [4].

Benötigt ein Körper z. B. für $z = 5$ Umdrehungen $t = 10$ Sekunden, so benötigt er für 1 Umdrehung $\frac{10}{5} = 2$ Sekunden. Dies ist aber gerade die Umlaufzeit T .

Daher gilt $T = \frac{t}{z} = \frac{1}{f}$

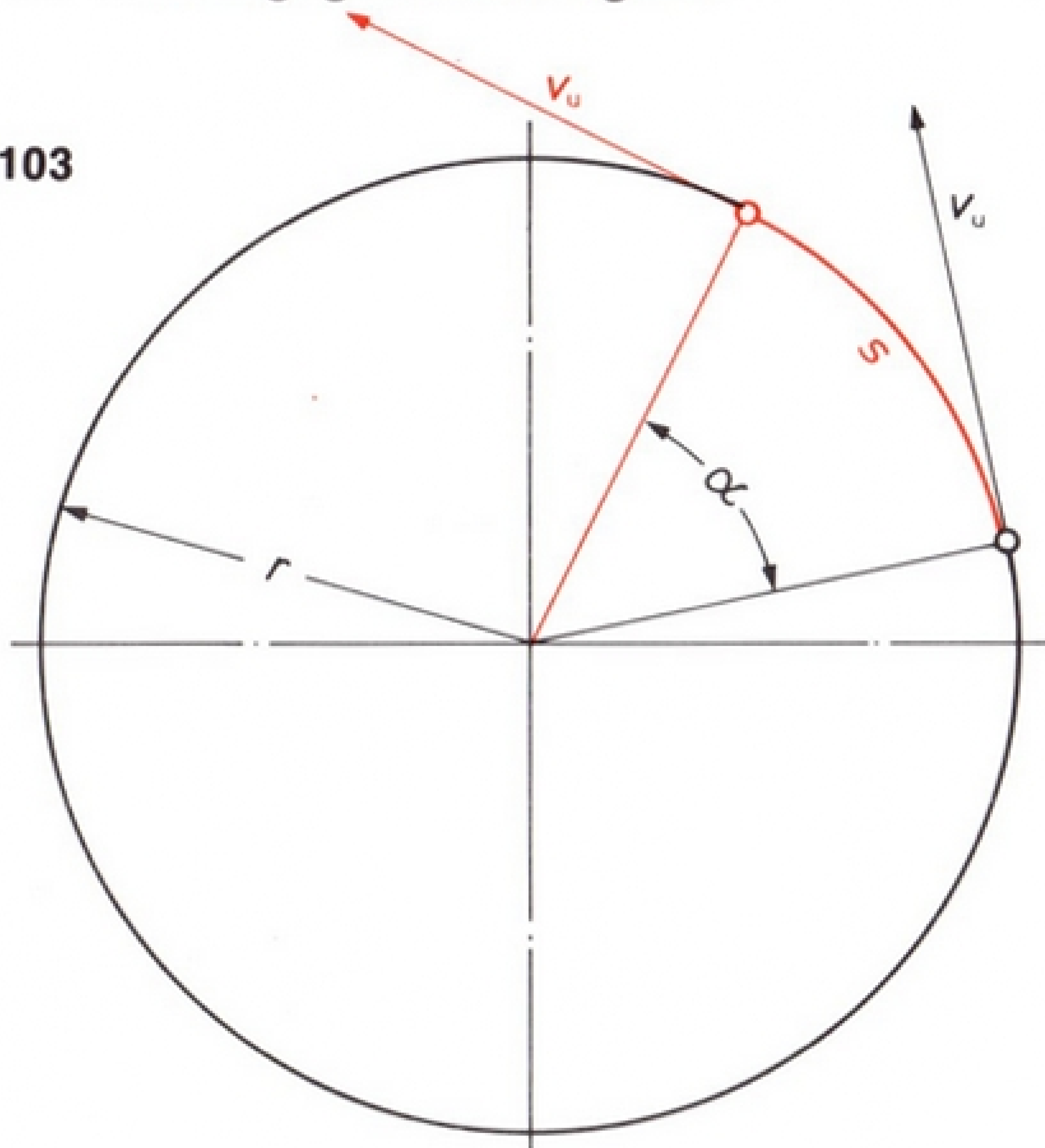
und $f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\ \pi}$

oder $\omega = 2\ \pi \cdot f$

ω heißt wegen des Zusammenhanges mit der Frequenz f über die Zahl π ($\pi =$ Kreisumfang: Kreisdurchmesser) auch Kreisfrequenz.

4.6 Umfangsgeschwindigkeit

103



Bewegt sich ein Körper auf einer Kreisbahn mit dem Radius r (Bild 103), so hat er nach der Zeit t den Weg s auf seiner Bahn zurückgelegt. Nun ist aber nach Heft 1, Seite 24:

$$s = r \cdot \alpha.$$

Für die Geschwindigkeit des Körpers auf der Kreisbahn (Umfangsgeschwindigkeit) gilt also:

$$v_U = \frac{s}{t} = r \cdot \frac{\alpha}{t} = r \cdot \omega$$

und wegen $\omega = 2\pi \cdot f$

$$v_U = 2\pi \cdot r \cdot f$$

oder, da $n = 60 \cdot f$

$$v_U = \frac{\pi}{30} r \cdot n$$

Hierbei ergibt sich v_U in $\frac{m}{s}$, wenn man r in m und n in $\frac{1}{min}$ einsetzt.

Bewirkt eine Einrichtung eine Vergrößerung des Drehwinkels einer Bewegung, so ergibt sich daraus auch eine Vergrößerung der Drehzahl. Daraus folgt:

Drehwinkelerhöhende Elemente zur Bewegungsübertragung vergrößern auch Drehfrequenz bzw. Drehzahl. Drehwinkelverkleinernde Elemente zur Bewegungsübertragung verkleinern auch Drehfrequenz bzw. Drehzahl.

4.7 Übersetzungsverhältnis

Unter dem Übersetzungsverhältnis i versteht man allgemein das Verhältnis der Wege bzw. Drehwinkel in Richtung der Weiterleitung der Bewegung. Man kann auch sagen, daß das Übersetzungsverhältnis gleich dem Weg bzw. Drehwinkel der ursprünglichen Bewegung, geteilt durch den Weg bzw. Drehwinkel der weitergeleiteten Bewegung, ist,

$$i_{1,2} = \frac{s_1}{s_2} \quad \text{bzw.} \quad i_{1,2} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}$$

wobei der Index „1“ das Antriebs- und der Index „2“ das Abtriebsglied kennzeichnen.

Ist der Abtriebsweg oder -winkel größer als der Antriebsweg oder -winkel, so ist $i < 1$; im umgekehrten Falle ist $i > 1$. Für $i = 1$ ist der Abtriebsweg bzw. -winkel gleich dem Antriebsweg bzw. -winkel. Da $v = \frac{s}{t}$ also $s = v \cdot t$ ist, gilt auch

$$i_{1,2} = \frac{s_1}{s_2} = \frac{v_1 \cdot t}{v_2 \cdot t} \quad i_{1,2} = \frac{v_1}{v_2}$$

d. h. das Übersetzungsverhältnis gibt nicht nur das Verhältnis der Wege, sondern auch das der Geschwindigkeiten von An- und Abtrieb an.

Wegen $\omega = \frac{\alpha}{t}$, also $\alpha = \omega \cdot t$

gilt ähnlich bei der Rotationsbewegung:

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1 \cdot t}{\omega_2 \cdot t} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{2\pi f_1}{2\pi f_2} = \frac{\pi}{30} \frac{n_1}{n_2}$$

$$i_{1,2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Hier gibt also das Übersetzungsverhältnis nicht nur das Verhältnis der Drehwinkel, sondern auch dasjenige der Drehfrequenzen und der Drehzahlen von An- und Abtrieb an.

$i > 1$ bedeutet:

Übersetzung ins Langsame („Untersetzung“)
Abtriebswelle dreht sich langsamer als Antriebswelle

$i < 1$ bedeutet

Übersetzung ins Schnelle
Abtriebswelle dreht sich schneller als Antriebswelle

$i = 1$ bedeutet

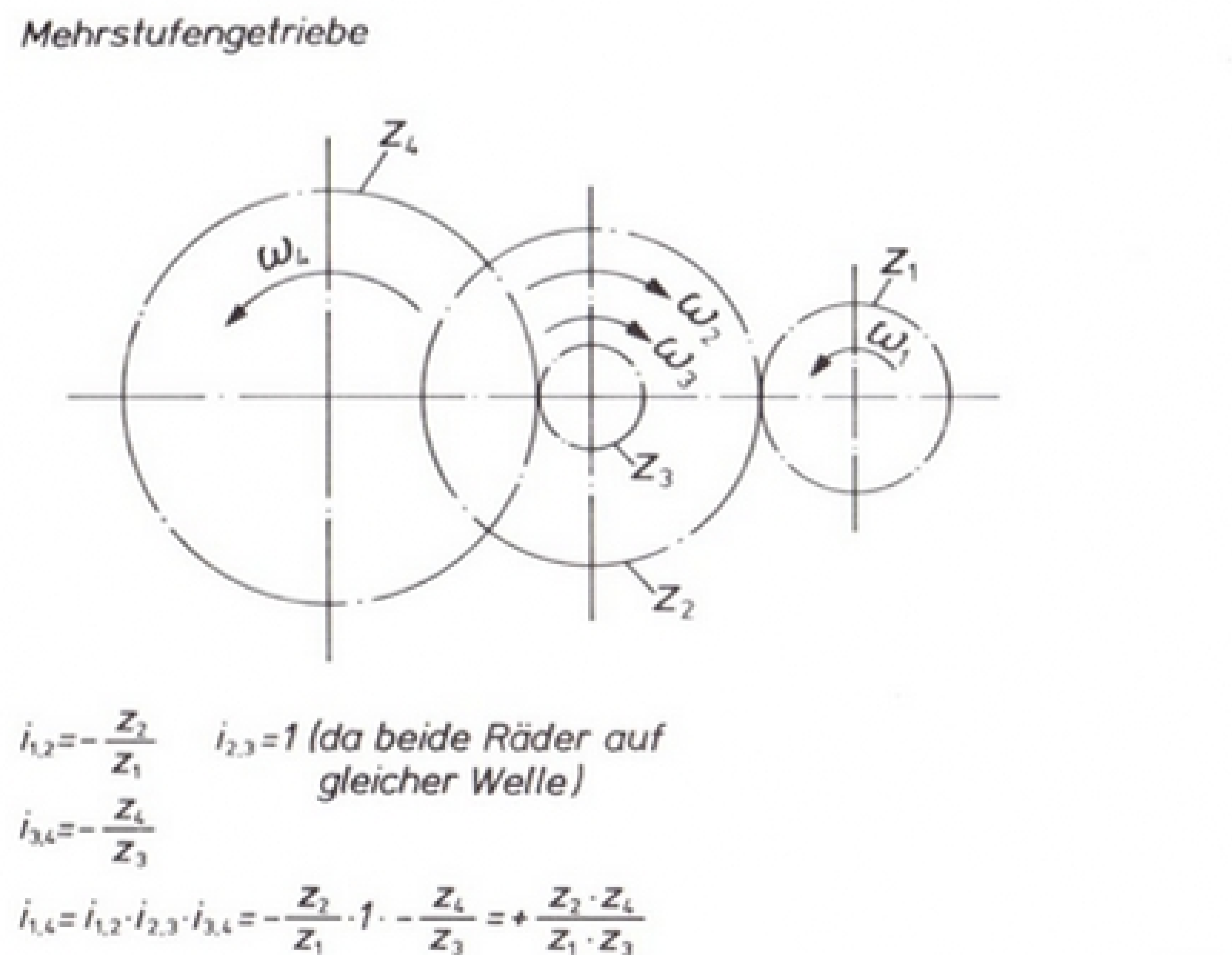
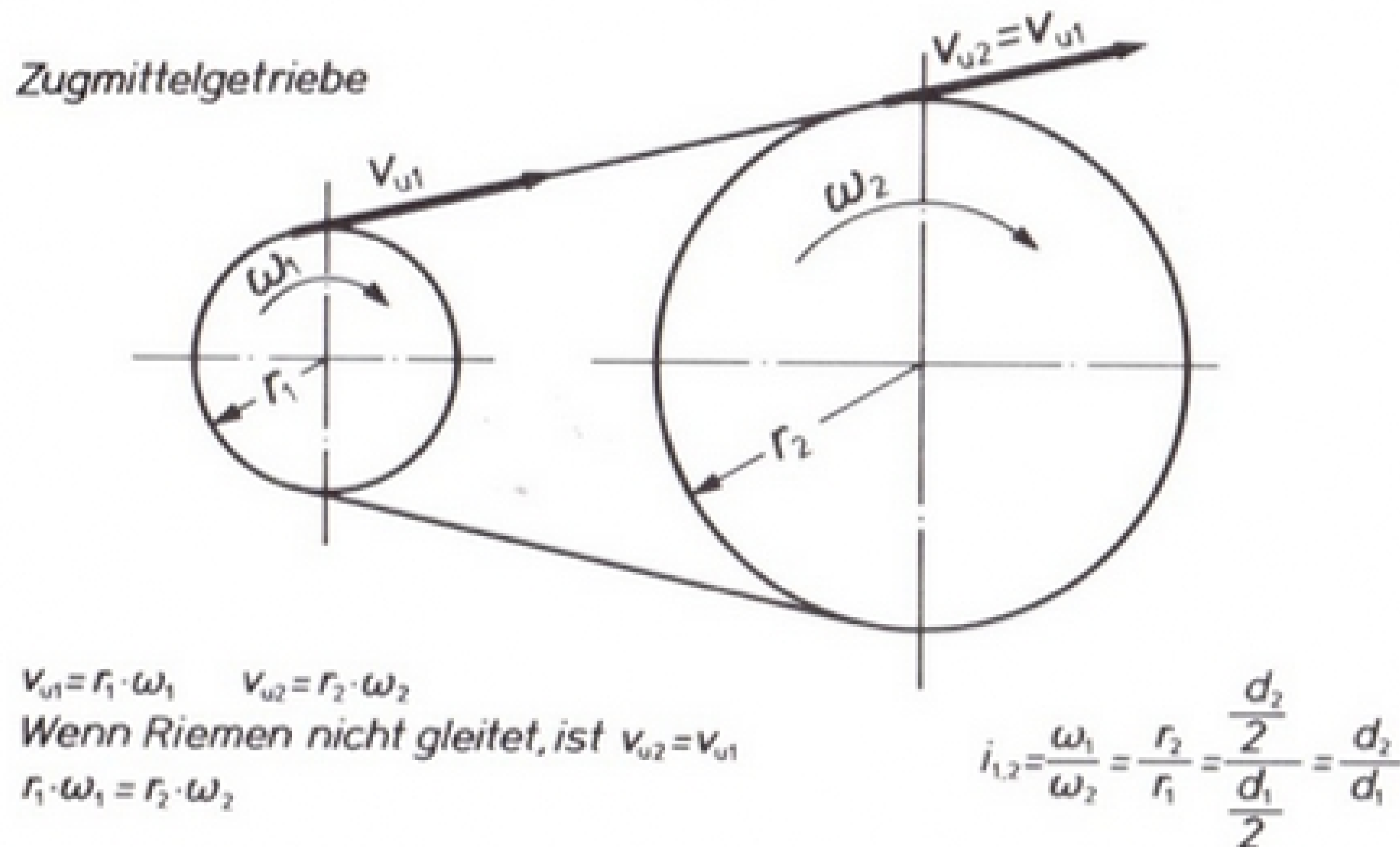
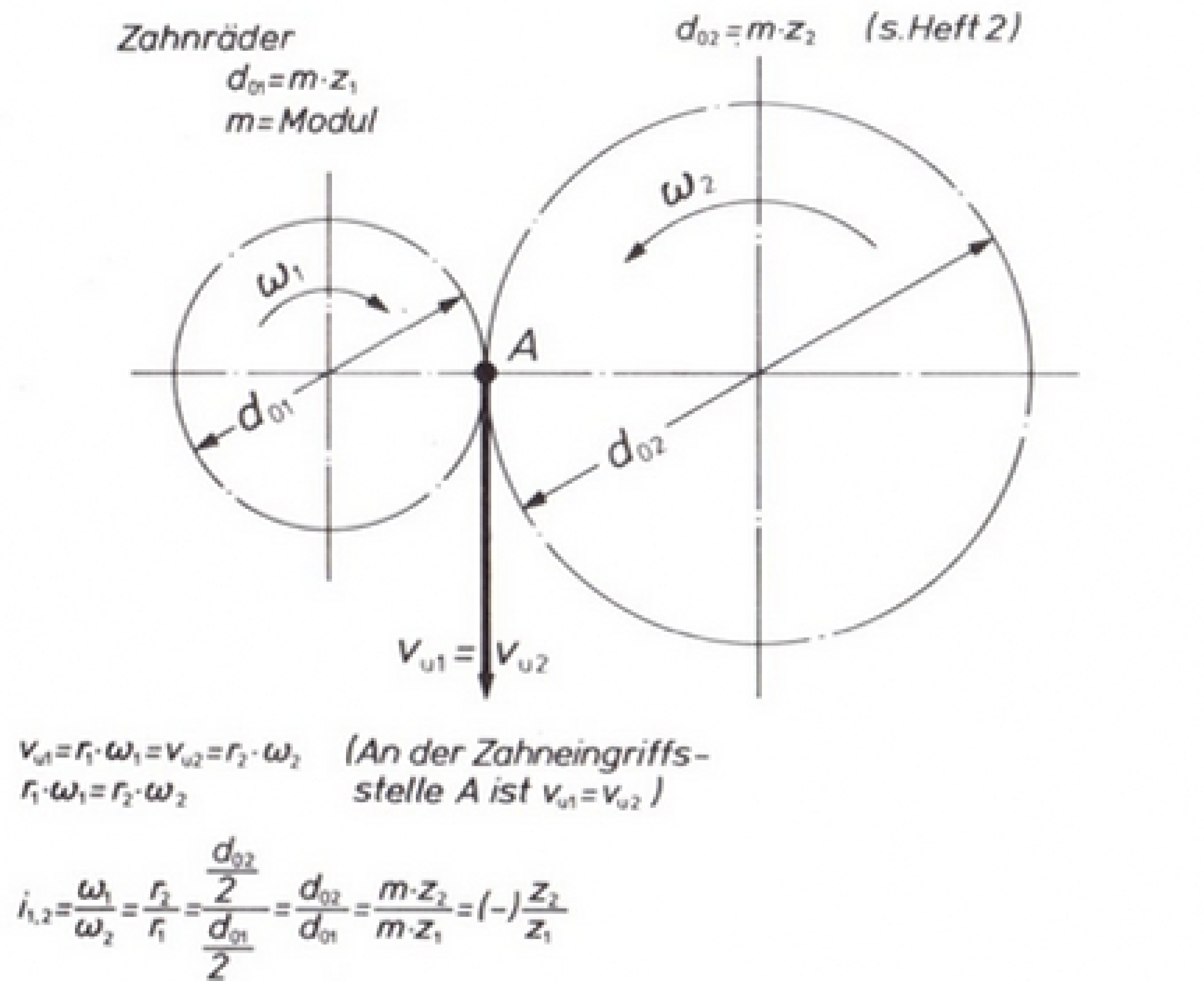
Abtriebs- gleich Antriebsdrehzahl

bei mehreren Wellen 1, 2, 3, 4 gilt:

$$i_{1,4} = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot i_{3,4}$$

4.8 Beispiele

Drei Beispiele zum Übersetzungsverhältnis sind auf Bild 104 zusammengefaßt.



4.9 Beschleunigung

Behält ein Körper seine Geschwindigkeit unverändert bei, so spricht man von einer **gleichförmigen** Bewegung. In vielen Fällen ändert sich jedoch die Geschwindigkeit im Laufe der Zeit. Nimmt die

Geschwindigkeit einer Bewegung mit der Zeit zu, so spricht man von einer beschleunigten Bewegung. Eine **Geschwindigkeitszunahme** heißt also auch **Beschleunigung**. Eine **Geschwindigkeitsabnahme** wird dagegen mit **Verzögerung** bezeichnet; nimmt also die Geschwindigkeit einer Bewegung mit der Zeit ab, so nennt man die Bewegung verzögert.

Natürlich kommt es auf die Zeit an, in welcher die Geschwindigkeitszu- oder -abnahme, kurz, die Geschwindigkeitsänderung, erfolgt. Die Geschwindigkeitszunahme beim Anfahren eines Schnellzuges ist geringer als diejenige eines Motorrades innerhalb der gleichen Zeitspanne, auch wenn beide Fahrzeuge die gleiche Endgeschwindigkeit erreichen. Man setzt daher als Beschleunigung das Verhältnis der Geschwindigkeitsänderung und der dazu benötigten Zeitspanne fest:

$$a = \frac{v - v_0}{t}$$

Hierbei ist v_0 die Anfangsgeschwindigkeit, welche beim Anfahren aus dem Stillstand gleich Null ist, v die Endgeschwindigkeit und t die benötigte Zeitspanne. Bei Bremsvorgängen, also bei verzögerten Bewegungen, ist v_0 stets größer als v , das beim Abbremsen bis zum Stillstand sogar zu Null werden kann. Dann wird der Wert der Beschleunigung negativ. Eine Verzögerung wird daher auch als negative Beschleunigung aufgefaßt.

Die Einheit der Beschleunigung ist: Meter durch Sekundenquadrat, abgekürzt:

$$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

In [5] sind wieder einige Beschleunigungs- und Verzögerungswerte aus der Technik zusammengestellt.

Eine sehr wichtige Beschleunigung ist die Erdbeschleunigung, welche als Folge der Massenanziehung (Gravitation) an allen Körpern im Anziehungsbereich der Erde auftritt. Diese Beschleunigung ist an verschiedenen Orten der Erdoberfläche etwas unterschiedlich; als Mittelwert benutzt man

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Näheres über die Erdbeschleunigung und die Beschleunigung auf dem Mond ist ebenfalls [5] zu entnehmen.

Hohe Beschleunigungswerte, wie sie bei Raketenstarts, aber auch bei Verkehrsunfällen auftreten, werden manchmal in Vielfachen von g angegeben. Eine Beschleunigung von $2g$ hätte dann den Betrag von $2 \cdot 9,81 = 19,62 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

5. Erläuterung von Fachausdrücken

axial in Richtung der Achse (z. B. in Richtung der Mittellinie einer Welle) verlaufend.

Dimension Physikalische Größen können auf Basisgrößen (s. Heft 1, Seite 22) zurückgeführt werden. Die Dimension einer physikalischen Größe gibt nun das Verhältnis an, in welchem diese Größe zu den Grundgrößen steht. So hat der Weg die Dimension einer Länge, die Drehfrequenz die Dimension 1/Zeit, die Geschwindigkeit die Dimension Länge/Zeit, die Beschleunigung die Dimension Länge/(Zeit)². Das Wort Dimension wird oft fälschlich anstelle des Begriffes Einheit verwendet (vgl. Heft 1, Seite 21).

Dreiweghahn Hahn in Gas- oder Flüssigkeitsleitungen mit drei Anschlüssen. Durch Drehen des Hahnes können jeweils 2 Anschlüsse miteinander verbunden werden (s. Bild 51 und 52). Beim Umschalten wird ein Anschluß erst dann geöffnet, wenn der bisher offene bereits geschlossen ist. In einer weiteren Stellung können sämtliche Anschlüsse abgesperrt werden.

feste Rolle s. Rolle, feste.

Index (lat. „Anzeiger“), ein an Formelzeichen angehängtes, tiefgestelltes Unterscheidungszeichen, z. B. i_1 , hierbei ist i das Formelzeichen und 1 der Index. Dadurch wird i_1 von einer anderen Größe, z. B. i_2 unterschieden. Die Mehrzahl von Index heißt „Indizes“.

koaxial mit gemeinsamer Achse bzw. Mittellinie. Sekunden-, Minuten- und Stundenzeiger einer Armbanduhr werden durch ineinandersteckende, koaxiale Wellen angetrieben. Ein koaxiales Getriebe besitzt fluchtende Ein- und Ausgangswellen, die Ausgangswelle liegt also in der Verlängerung der Eingangswelle.

Kraftfluß Vorgestellter Weg der vom Getriebe übertragenen Kraft vom Antriebsglied zum Abtriebsglied. Während der Ausdruck Kraftfluß eher für ruhende Bauwerke zutrifft, wäre bei Getrieben „Energiefluß“ oder „Leistungsfluß“ angebrachter.

Kulisse Getriebeglied mit Führungsschlitz für einen Gleitstein oder Gleitbolzen, vielfach auch Schleife genannt.

Mehrfachantrieb Aufteilung einer Bewegung in mehrere mit Hilfe eines Getriebes; kennzeichnend sind 1 Antriebs- und mehrere Abtriebsglieder.

Milliliter, ml $\frac{1}{1000}$ Liter = 0,001 l = 1 cm³;

eine neben dem Kubikzentimeter gebräuchliche Volumeneinheit.

Permanentmagnet Dauermagnet im Gegensatz zum Elektromagnet aus Spule und Eisenkern, welcher nur magnetisch ist, solange Strom durch die Spule fließt. Bei kleinen Elektromotoren (z. B. fischertechnik-Motor und minimot) ist nur der sich drehende Anker oder Rotor stromdurchflossen. Er dreht sich in einem per-

manentmagnetischen Feld. Wird die Stromzuführung zum Anker umgepolt (Anschlüsse vertauscht), so kehrt der Motor seine Drehrichtung um.

periodisch sich in gleichen Zeitabständen wiederholend.

Planetengetriebe Umlaufgetriebe.

radial von einem Mittelpunkt strahlenartig nach außen strebend.

Radian, rad Winkeleinheit des SI (s. Heft 1, Seite 23). Einer Drehung von 360° entsprechen 2 rad.

Rolle, feste Rolle mit fest gelagerter Drehachse.

Rolle, lose Rolle mit beweglicher Drehachse; bei aus festen und losen Rollen zusammengestellten Rollenzügen heben oder senken sich die losen Rollen im Betrieb, während die festen an ihrem Ort bleiben.

Rutschkupplung Verbindung zwischen zwei Wellen oder einer Welle und einem Zahnrad, einer Riemenscheibe oder dgl., welche beim Überschreiten einer bestimmten Belastung durchrutscht und dadurch das betreffende Getriebe vor Schäden durch Überlastung bewahrt.

SI Système International d'Unités

Internationales Einheitensystem (s. Heft 1, Seite 22, und Heft 2, Seite 25).

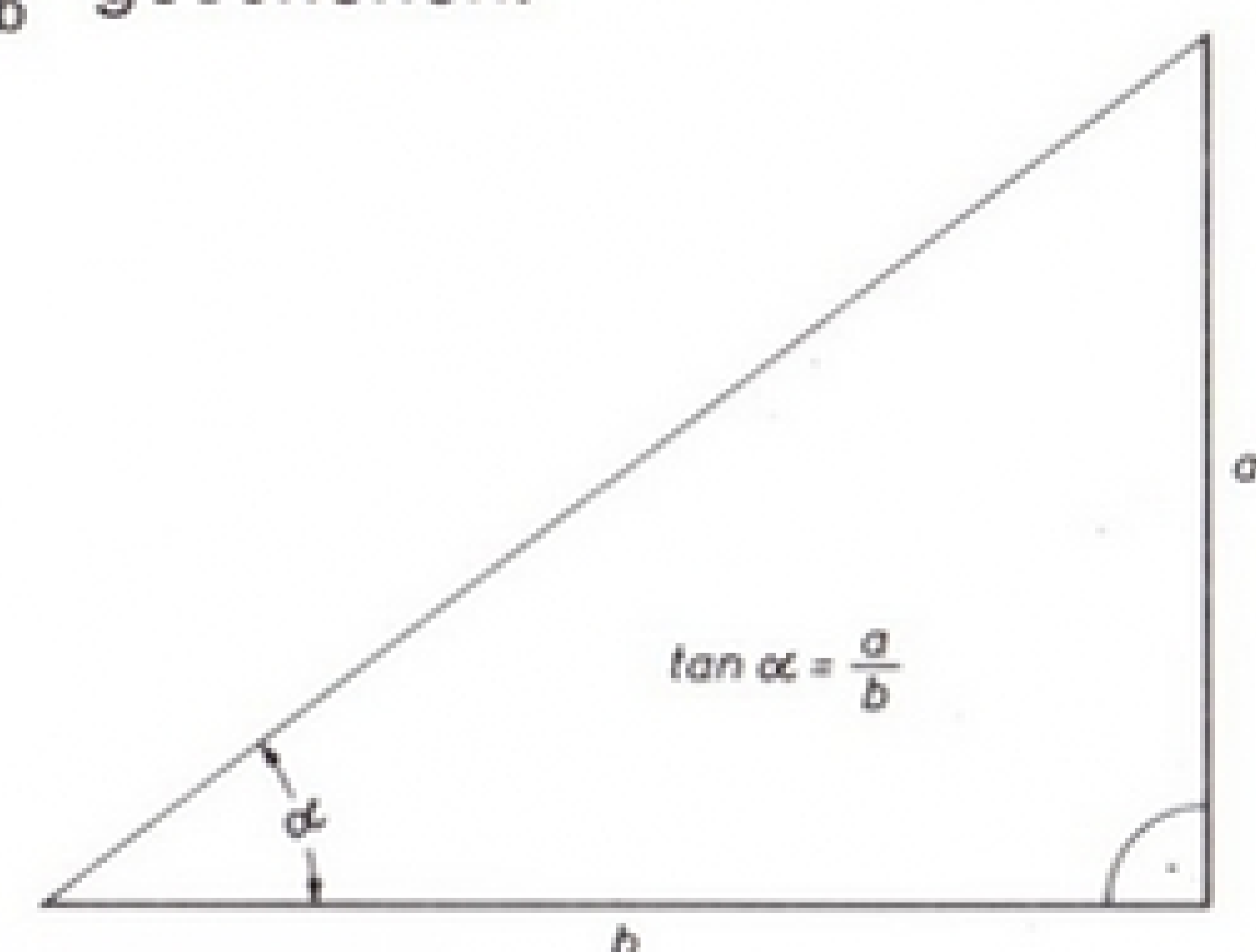
Selbsthemmung Eigenschaft eines Getriebeelementes, Bewegungen nur in einer Richtung zu gestatten, in der Gegenrichtung hingegen zu sperren, wobei die Sperrwirkung eine Folge der Reibung ist. Verminderung der Reibung durch Schmierung kann die Selbsthemmung aufheben. Selbsthemmung ist vielfach erwünscht. So verhindert die Selbsthemmung von Befestigungsschrauben das selbsttätige Lösen von Schraubenverbindungen. Durch Erschütterungen kann die Selbsthemmung aufgehoben und die Schraube locker werden.

Seemeile Längenmaß in der Seefahrt. 1 Seemeile ist der 60. Teil eines Meridiangrades. Länge eines Meridians 40 000 km entsprechend 360°.

$$1^\circ \text{ ist } \frac{40\,000}{360} = 111,11 \dots \text{ km}$$

$$1 \text{ sm} = 111,11/60 = 1,852 \text{ km}$$

Tangens Abkürzung tan, sog. Winkelfunktion. Sie drückt die Größe eines Winkels aus. In einem rechtwinkligen Dreieck (Bild 105) kann dies durch das Verhältnis $\frac{a}{b}$ geschehen.



105

Zu jedem Verhältnis $\frac{a}{b}$ gehört ein ganz bestimmter Winkel α . Man nennt das Verhältnis $\frac{a}{b}$ Tangens und schreibt

$$\tan \alpha = \frac{a}{b}.$$

Ist z. B. $a = b$, so ist $\frac{a}{b} = 1$ und $\alpha = 45^\circ$, also ist $\tan 45^\circ = 1$.

Gibt man den Winkel α in einen Taschenrechner mit wissenschaftlicher Tastatur ein und drückt die Taste \tan , so erscheint der Wert $\tan \alpha$ in der Anzeige.

tangential in Richtung der Tangente, d. h. der Berührungslinie an eine Kurve. Beim Kreis steht die Tangente senkrecht auf der Verbindungslinie Mittelpunkt – Berührungspunkt, also dem Radius.

Untersetzung Getriebe mit $i > 1$, welche eine Drehbewegung bekanntlich unter Verminderung der Drehzahl weiterleiten, heißen auch Untersetzungsgetriebe. Eine Untersetzung besitzt also ein Übersetzungsverhältnis $i > 1$.

Volumen der von einem Körper eingenommene Raum. Maßeinheit = Kubikmeter = m^3 .

$$1 \text{ m}^3 = 1000 \text{ dm}^3 \text{ (Kubikdezimeter)}$$

$$1 \text{ dm}^3 = 1000 \text{ cm}^3 = 1 \text{ Liter (1 l)}$$

$$1 \text{ cm}^3 = 1000 \text{ mm}^3$$

$$1 \text{ dm}^3 = 1 \text{ l} = 1000 \text{ ml.}$$

Das Volumen eines Quaders mit den Seiten a , b und c berechnet sich zu:

$$V = a \cdot b \cdot c.$$

Das Volumen eines Zylinders mit dem Durchmesser d und der Höhe h ist:

$$V = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot h.$$

Wendegetriebe Einrichtung zur schaltbaren Bewegungsumkehr

Zweigelenkstab Stabförmiges Bauteil mit je einem Gelenk an den Enden; dient zur Verbindung von Körpern, zwischen denen eine Bewegung übertragen werden soll.

6 Testaufgaben

Lösungen siehe Seite 34

1. Berechne das Übersetzungsverhältnis des Getriebes nach Bild 88 für die folgenden Zähnezahlen:

$$\text{Antriebsrad } z_1 = 40$$

$$\text{Außenstirnrad } z_2 = 160$$

$$\text{Innenzahnrad } z_3 = 120$$

$$\text{Abtriebsräder } z_4 = 15$$

2. Berechne das Übersetzungsverhältnis der Anordnung nach Bild 101 für 60 mm Geberzylinderdurchmesser und 20 mm Nehmerzylinderdurchmesser, sowie den Kolbenweg eines Nehmerzylinders bei 2 cm Kolbenweg des Geberzylinders.

3. Stelle alle geschwindigkeitserhöhenden Getriebe dieses Heftes zusammen!

4. Stelle alle drehzahlerniedrigenden Getriebe dieses Heftes zusammen!

7 Literatur

[1] fischertechnik hobby Experimente + Modelle, Band 1 – 1, Seite 40

[2] fischertechnik hobby Experimente + Modelle, Band 2 – 6, Seite 30

[3] fischertechnik hobby Experimente + Modelle, Band 2 – 3, Seite 15

[4] fischertechnik hobby Experimente + Modelle, Band 2 – 3, Seite 17

[5] fischertechnik hobby Experimente + Modelle, Band 2 – 3, Seite 20

Fischer Lexikon Technik II, Maschinenbau, Fischerbücherei Band 31

Technologie Metall, Verlag Handwerk und Technik

Horst Egen / Hartmut Neumann, Lernprogramm Zahnradgetriebe, 1974, Otto Maier, Ravensburg

Lösungen:

$$1. \quad i_{1,2} = -\frac{z_2}{z_1} \qquad i_{2,3} = 1 \qquad i_{3,4} = \frac{z_4}{z_3}$$

$$i_{1,4} = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = -\frac{160}{40} \cdot 1 \cdot \frac{15}{120} = 0,5$$

$$2. \quad V_1 = 4 V_2 \qquad s_1 A_1 = 4 \cdot s_2 A_2$$

$$s_1 \cdot d_1^2 \frac{\pi}{4} = 4 \cdot s_2 d_2^2 \cdot \frac{\pi}{4}$$

$$i = \frac{s_1}{s_2} = 4 \frac{d_2^2}{d_1^2} = 4 \left(\frac{20}{60}\right)^2 = 4 \cdot \frac{4}{36} = \frac{4}{9} = 0,44$$

$$\frac{s_2}{s_1} = \frac{9}{4} \qquad s_2 = \frac{9}{4} \cdot s_1 = \frac{9}{4} \cdot 2 \text{ cm} = 4,5 \text{ cm}$$

3. Geschwindigkeitserhöhende Getriebe sind:

Ungleicharmige Hebel nach Abschnitt 1.1.1 mit $i < 1$, d. h. $b > a$.

Keilschub- und Schleifengetriebe nach Abschnitt 1.1.2 und 1.1.3 mit $\alpha > 45^\circ$.

Hubverdoppelungsgetriebe nach Abschnitt 1.1.4.

Hydraulikantriebe nach Abschnitt 1.1.5 mit $i < 1$, d. h. $d_2 < d_1$.

4. Drehzahlerniedrigende Getriebe sind:

Stirnzahnräder nach Abschnitt 1.2.1 mit $i > 1$, d. h. $z_2 > z_1$

(auch mit Zwischenrad nach Abschnitt 1.2.4).

Reibräder nach Abschnitt 1.2.2 mit $i > 1$, d. h. $d_2 > d_1$.

Innenzahnradgetriebe mit Antrieb über das Ritzel (Abschnitt 1.2.3).

Stirnräder mit Zwischenradsatz für

$$i = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} > 1 \text{ (Abschnitt 1.2.5).}$$

Stirnrad-Planetengetriebe nach Abschnitt 1.2.6 mit $i_{1,3}$, $i_{1,p}$ und $i_{3,p}$.

Kegelräder nach Abschnitt 1.2.7 mit $i > 1$, d. h. $z_2 > z_1$.

Kronrad mit Ritzel nach Abschnitt 1.2.8 bei Antrieb über das Ritzel.

Kegelrad-Planetengetriebe nach Abschnitt 1.2.9 mit $i_{1,p}$ und $i_{3,p}$.

Schraubenräder nach Abschnitt 1.2.10.

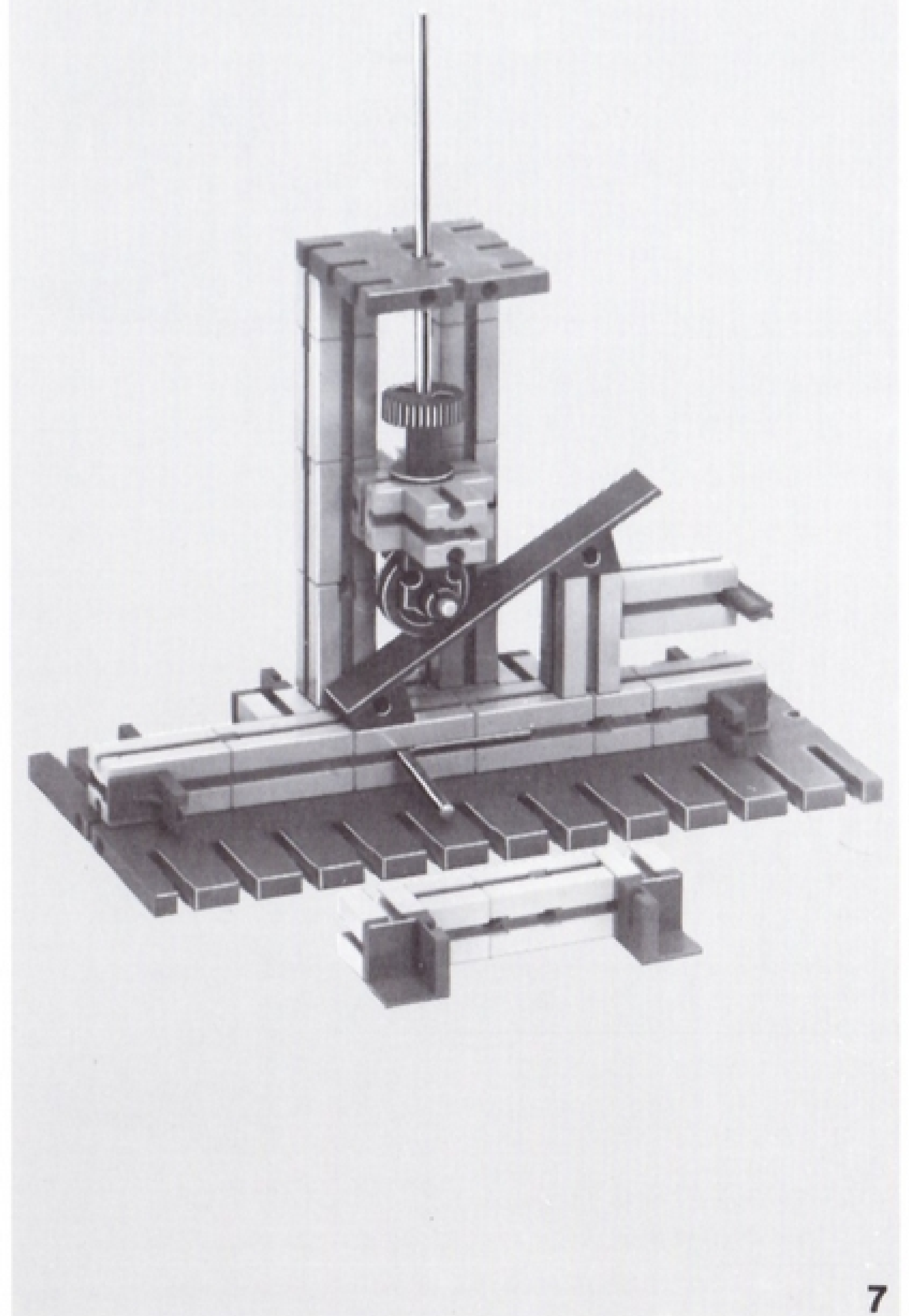
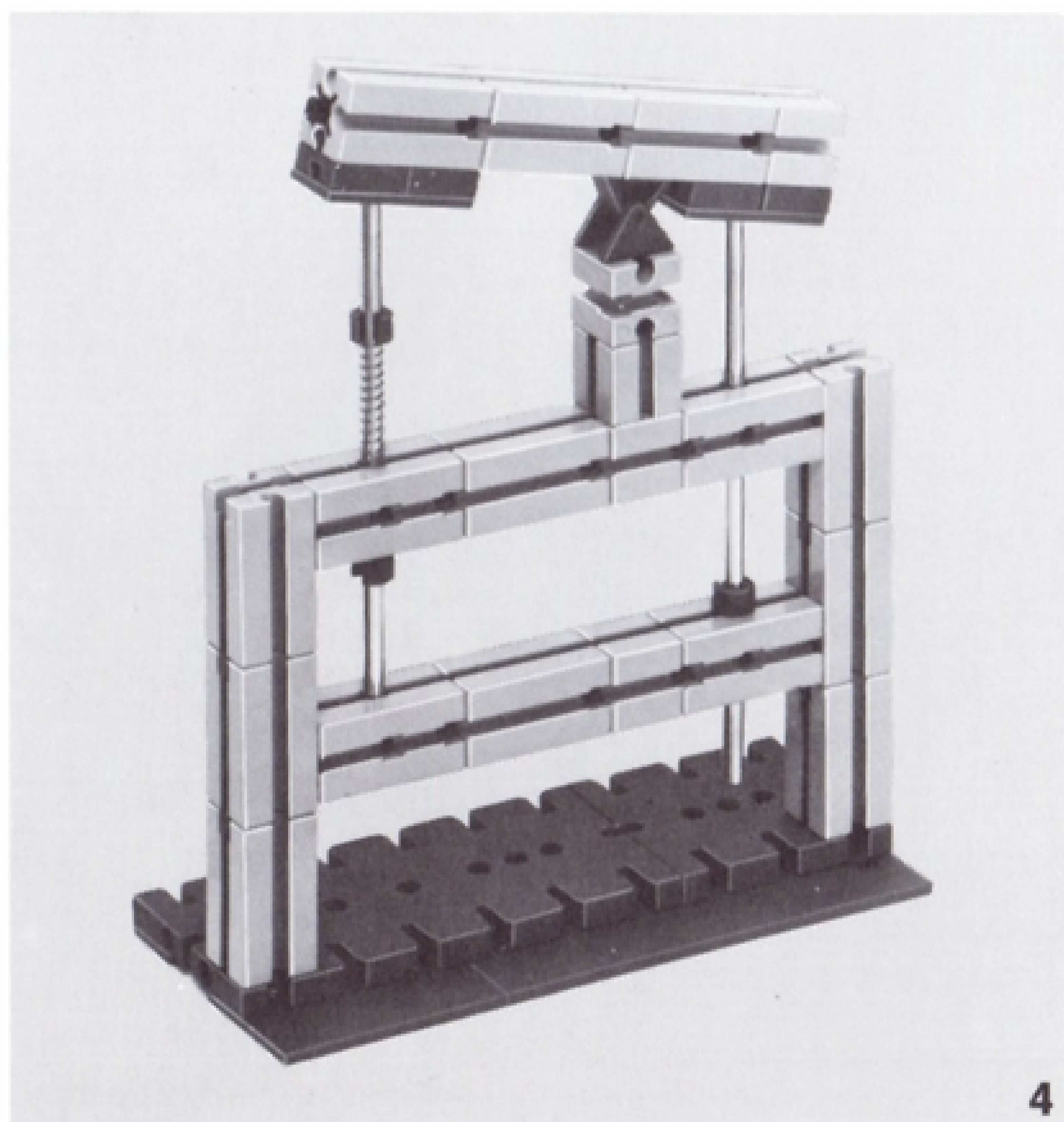
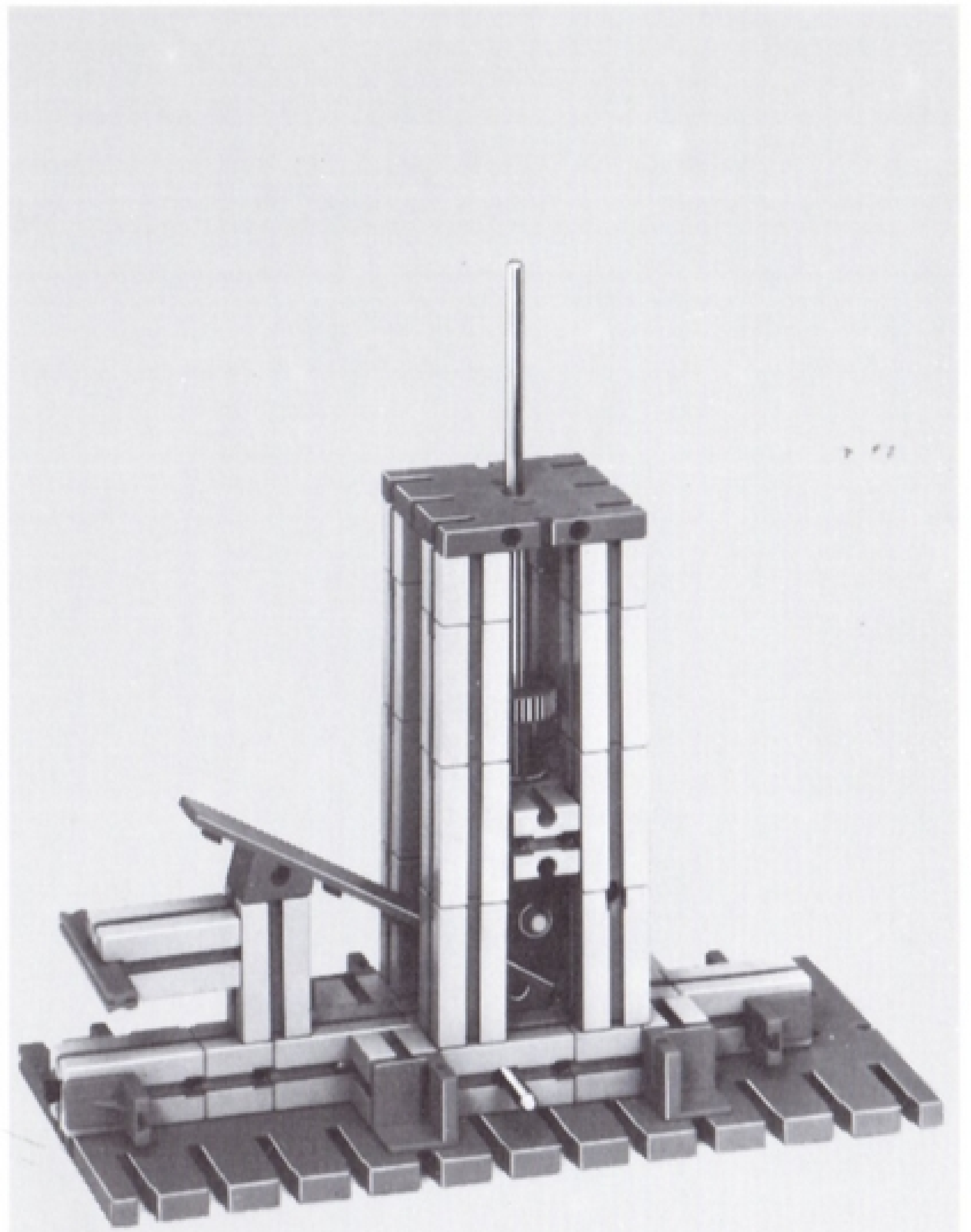
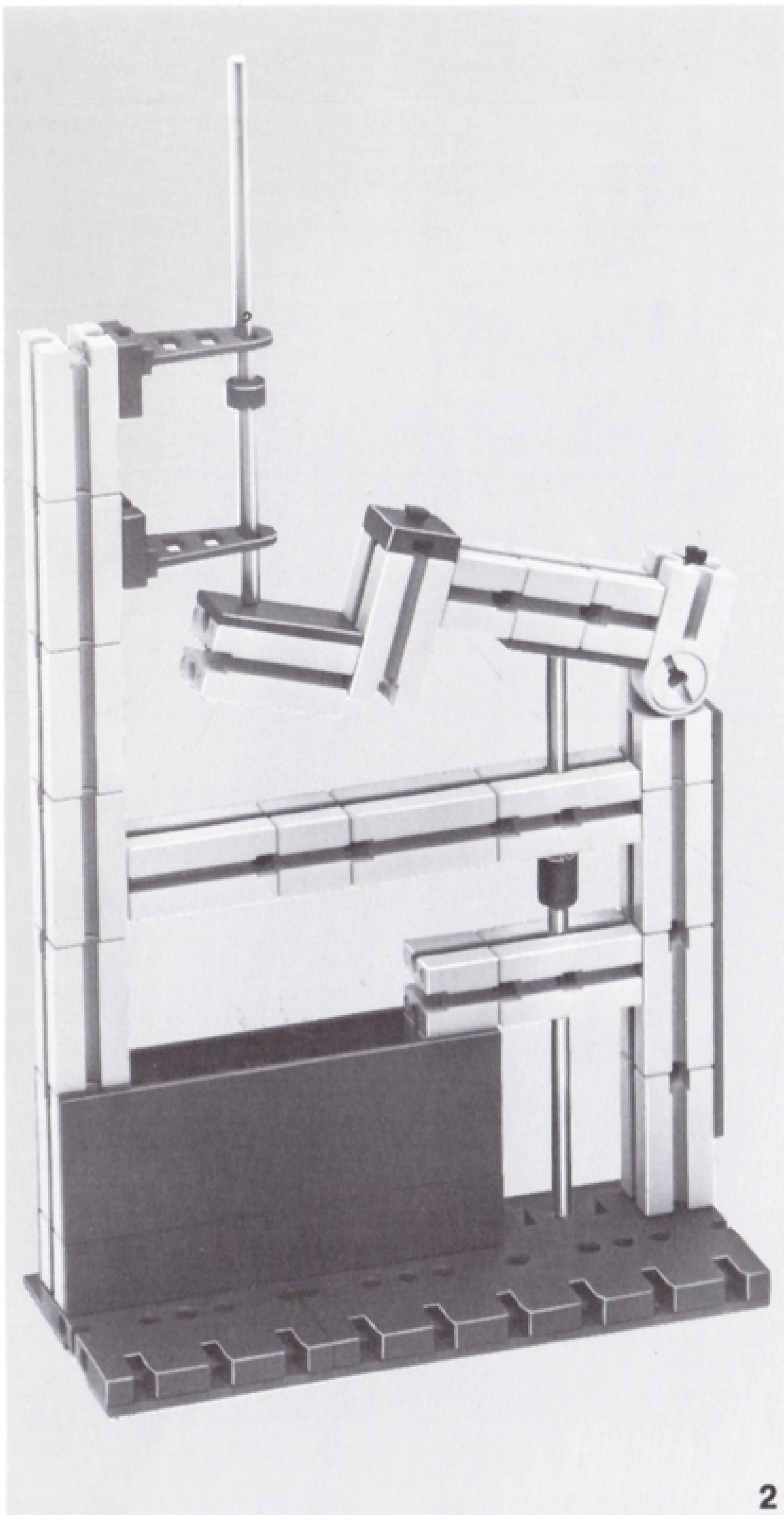
Schneckengetriebe nach Abschnitt 1.2.11.

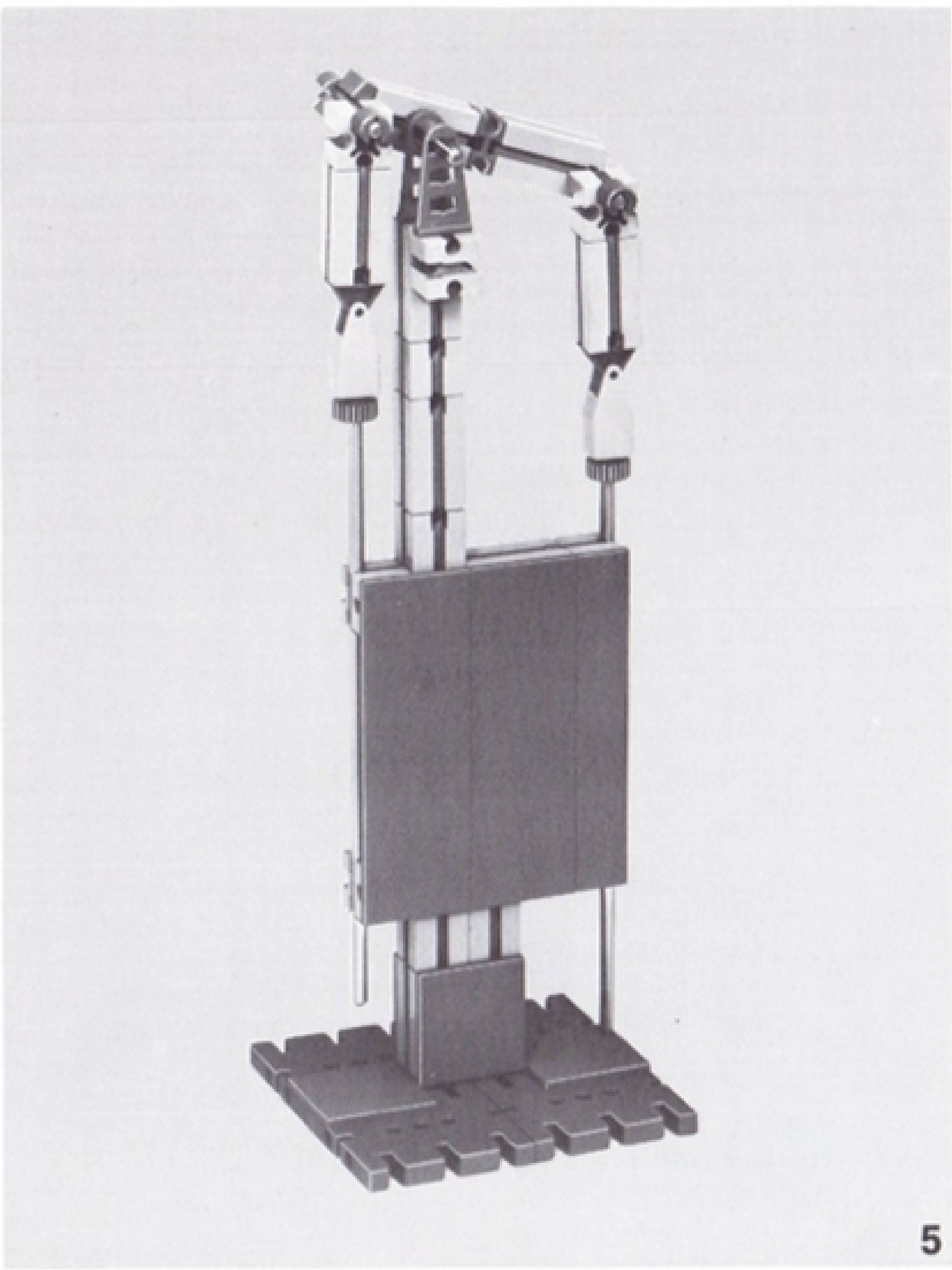
Zugmittelgetriebe nach Abschnitt 1.2.12 mit $i > 1$, d. h. $z_2 > z_1$.

Antwort auf die Frage von Seite 24:

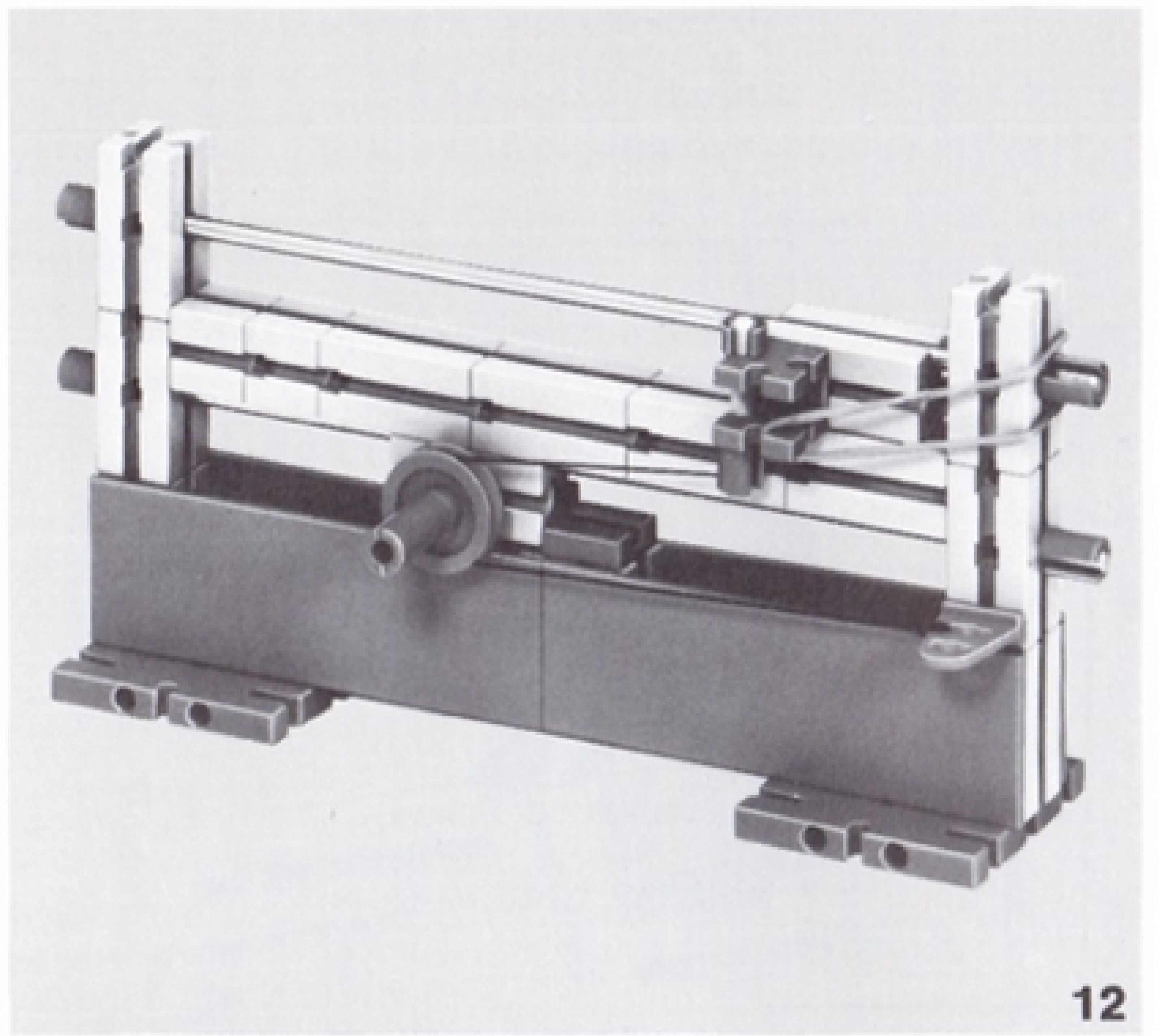
Während des Umschaltens des Hahnes ist zeitweise der Zufluß zum Hydromotor gesperrt. Die von der Hydropumpe geförderte Flüssigkeitsmenge hat also keinen Abfluß. Dies kann zu Undichtigkeiten, Platzen der Leitungen oder Beschädigung der Pumpe führen.

Abhilfe durch Einbau eines Überdruckventils, das nach Überschreiten eines bestimmten Druckes Zu- und Abfluß der Pumpe miteinander verbindet (Kurzschlußventil).

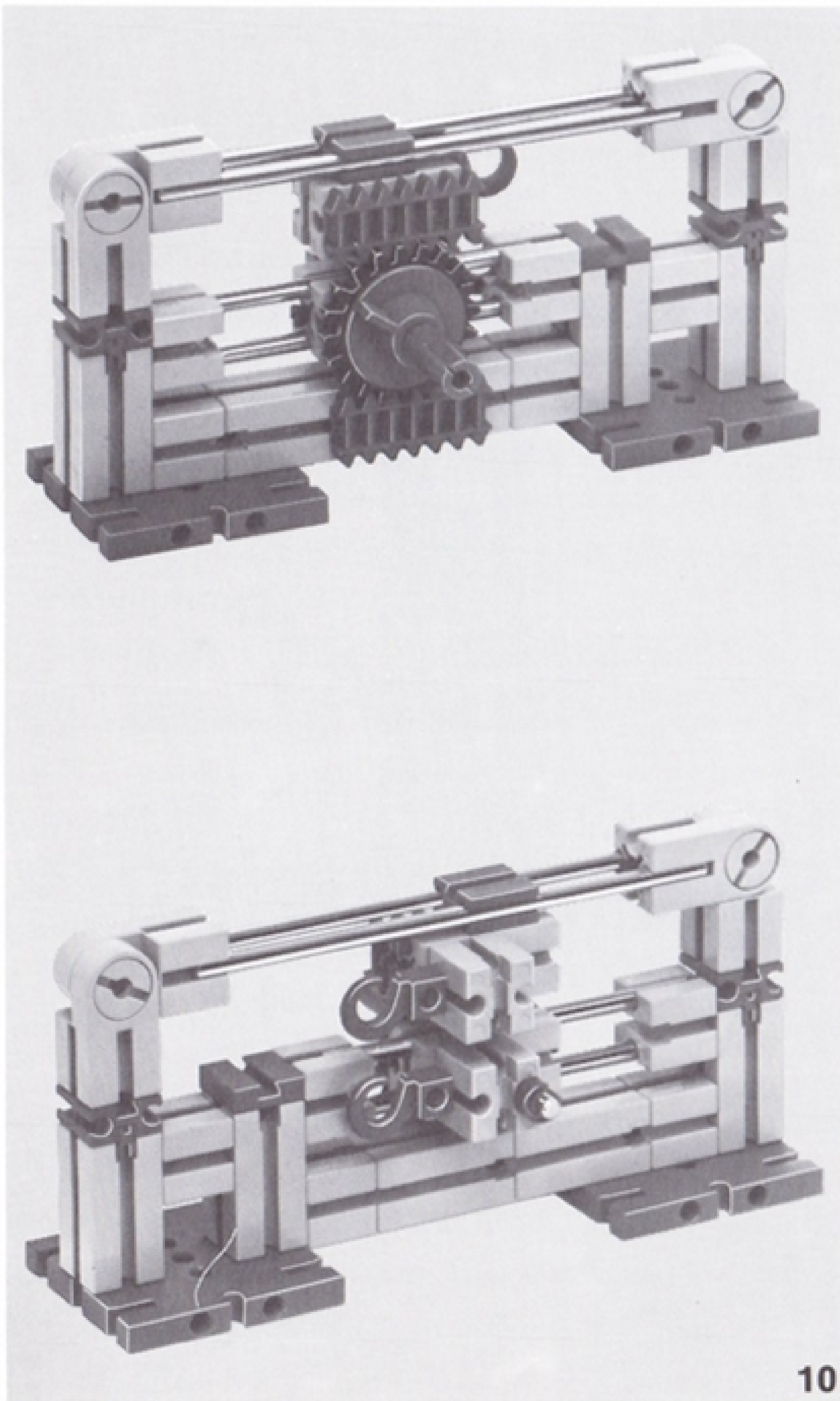




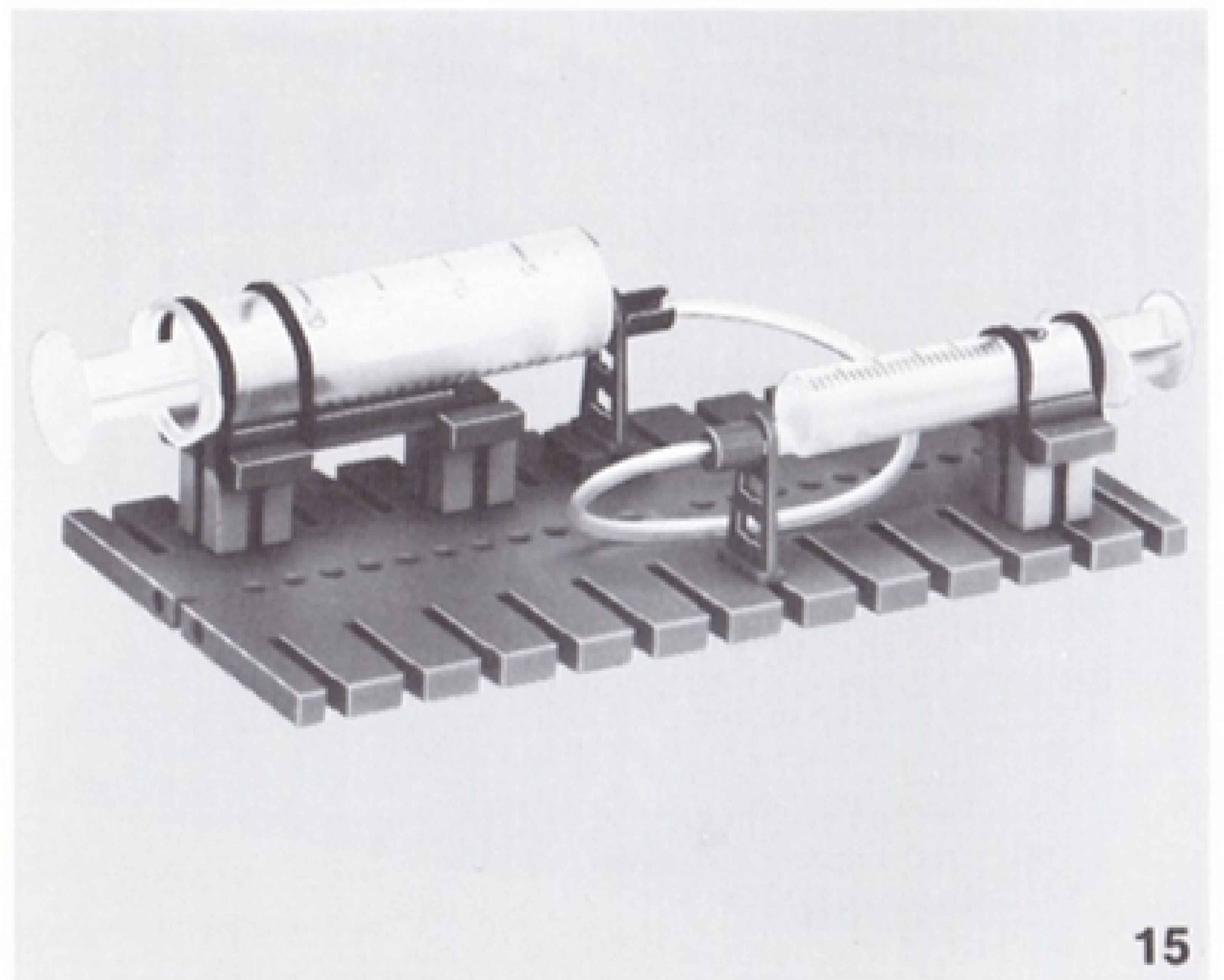
5



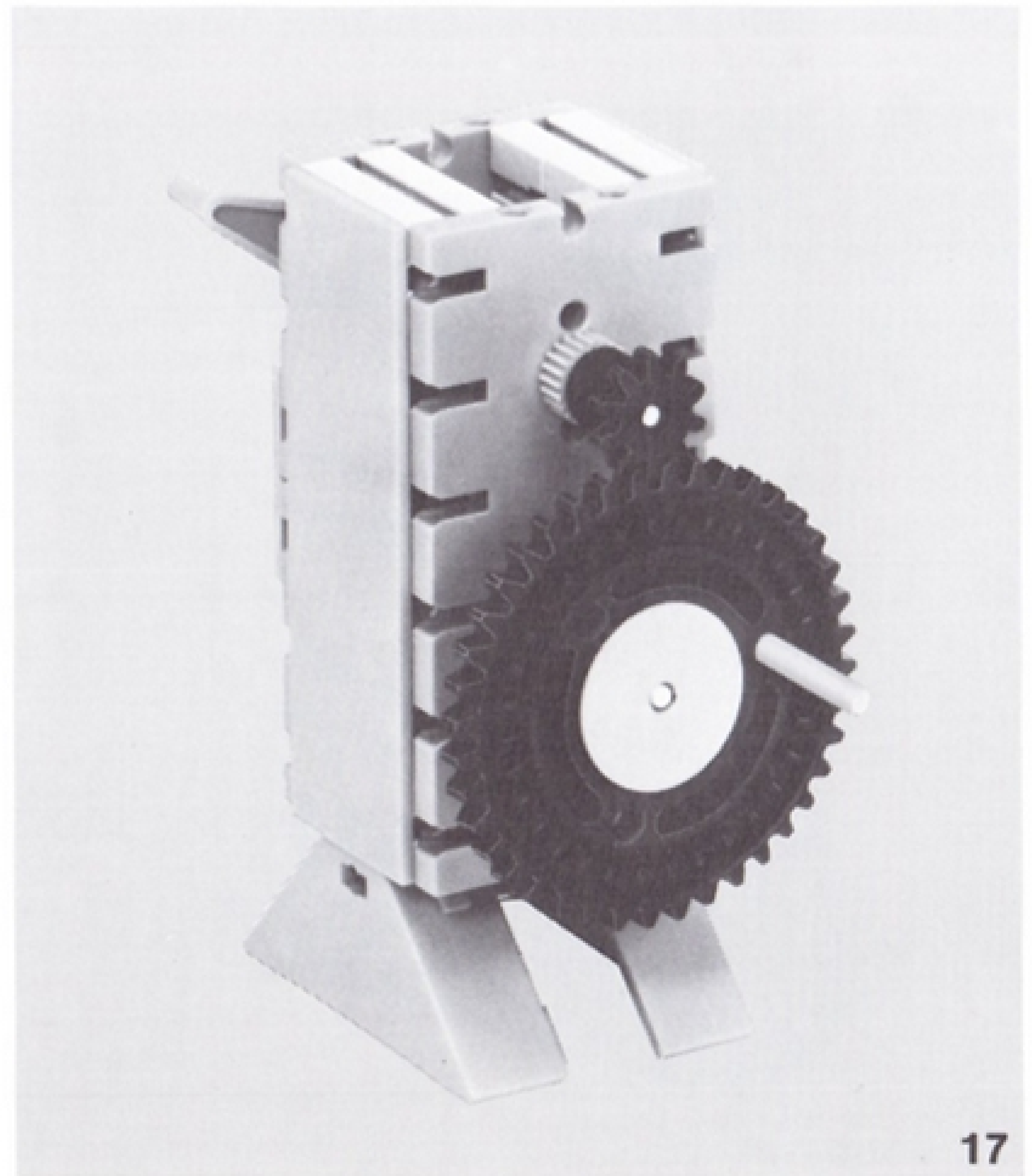
12



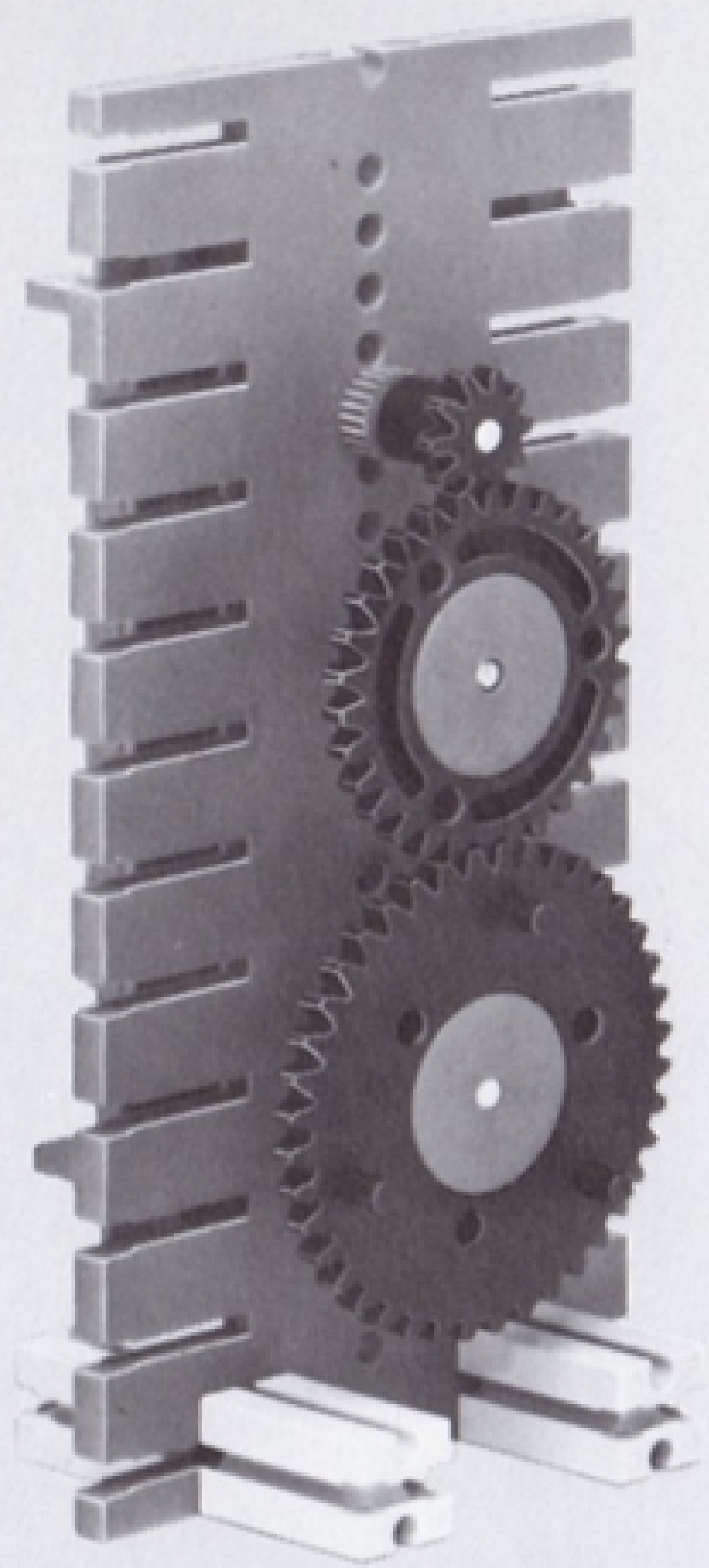
10



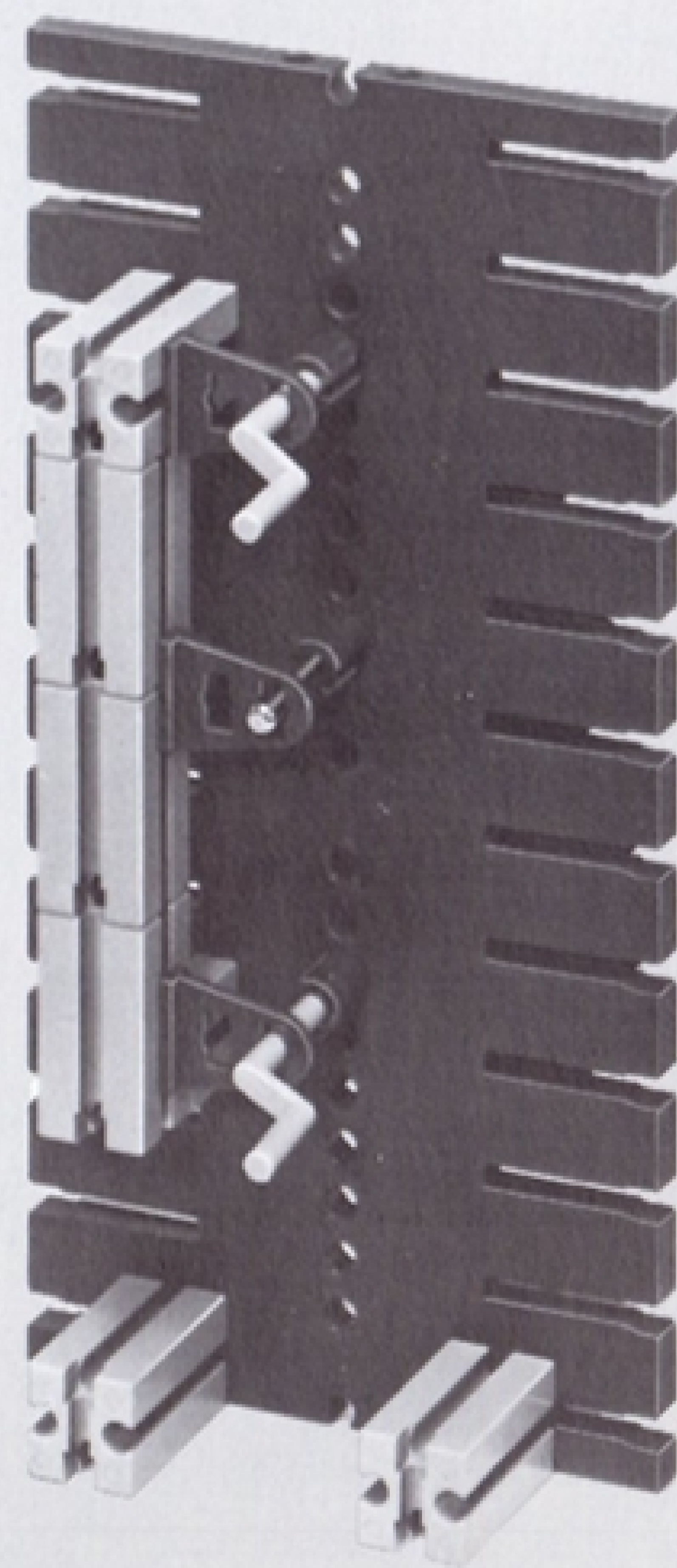
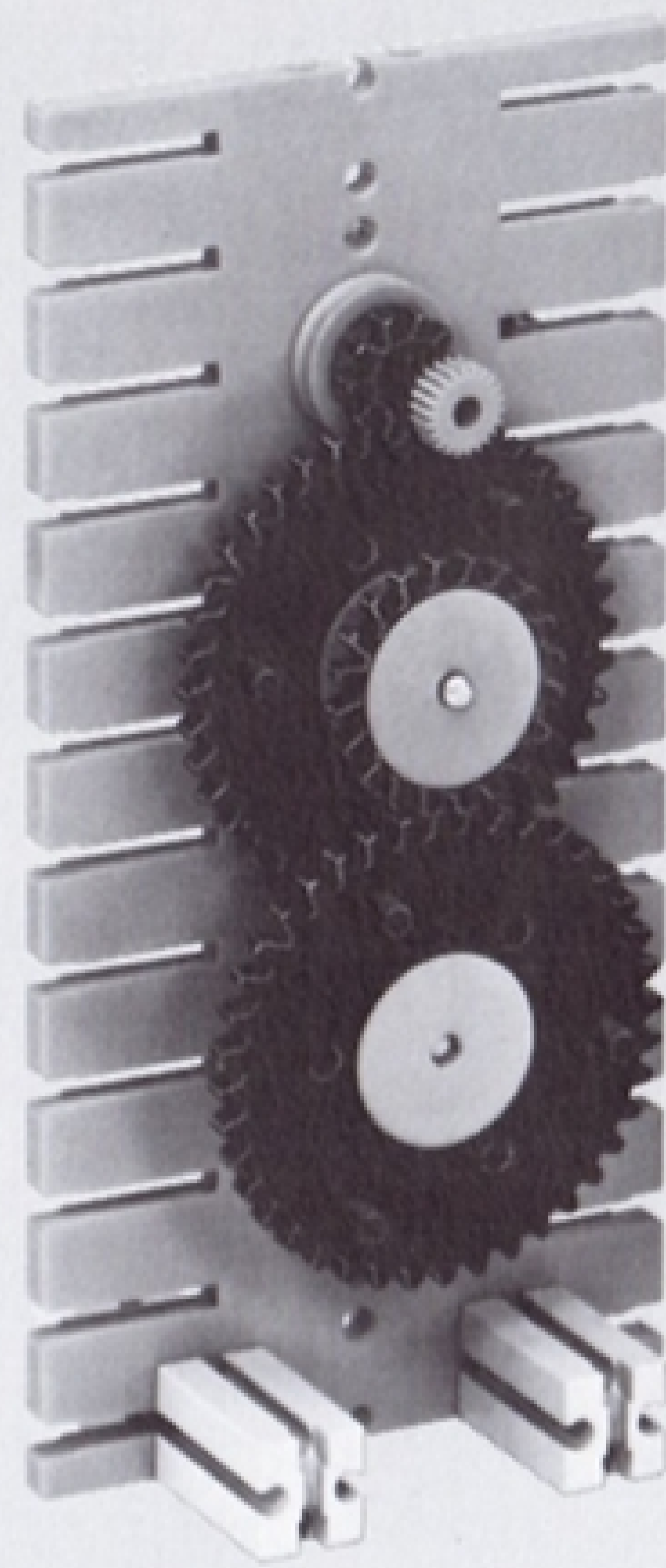
15



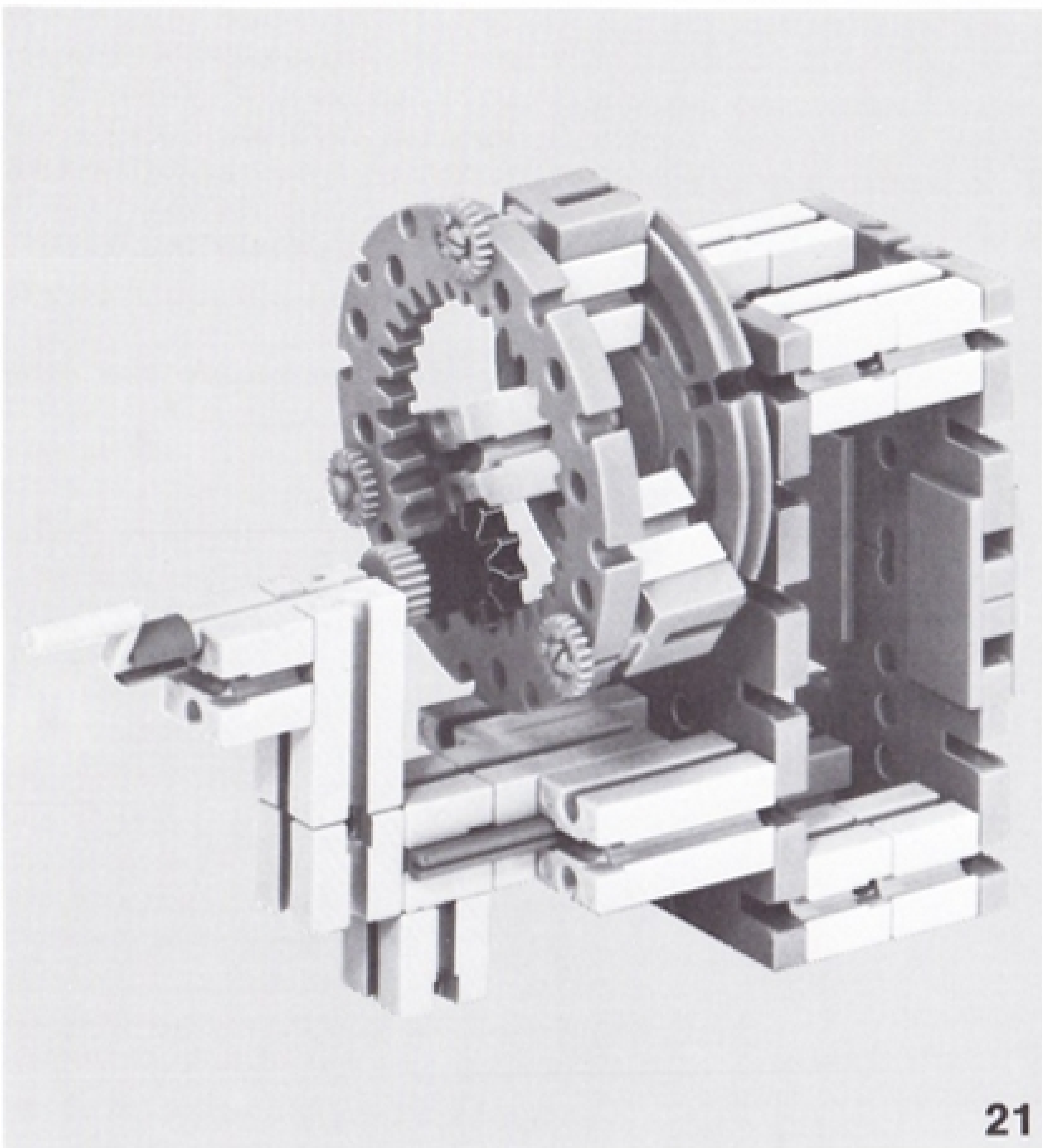
17



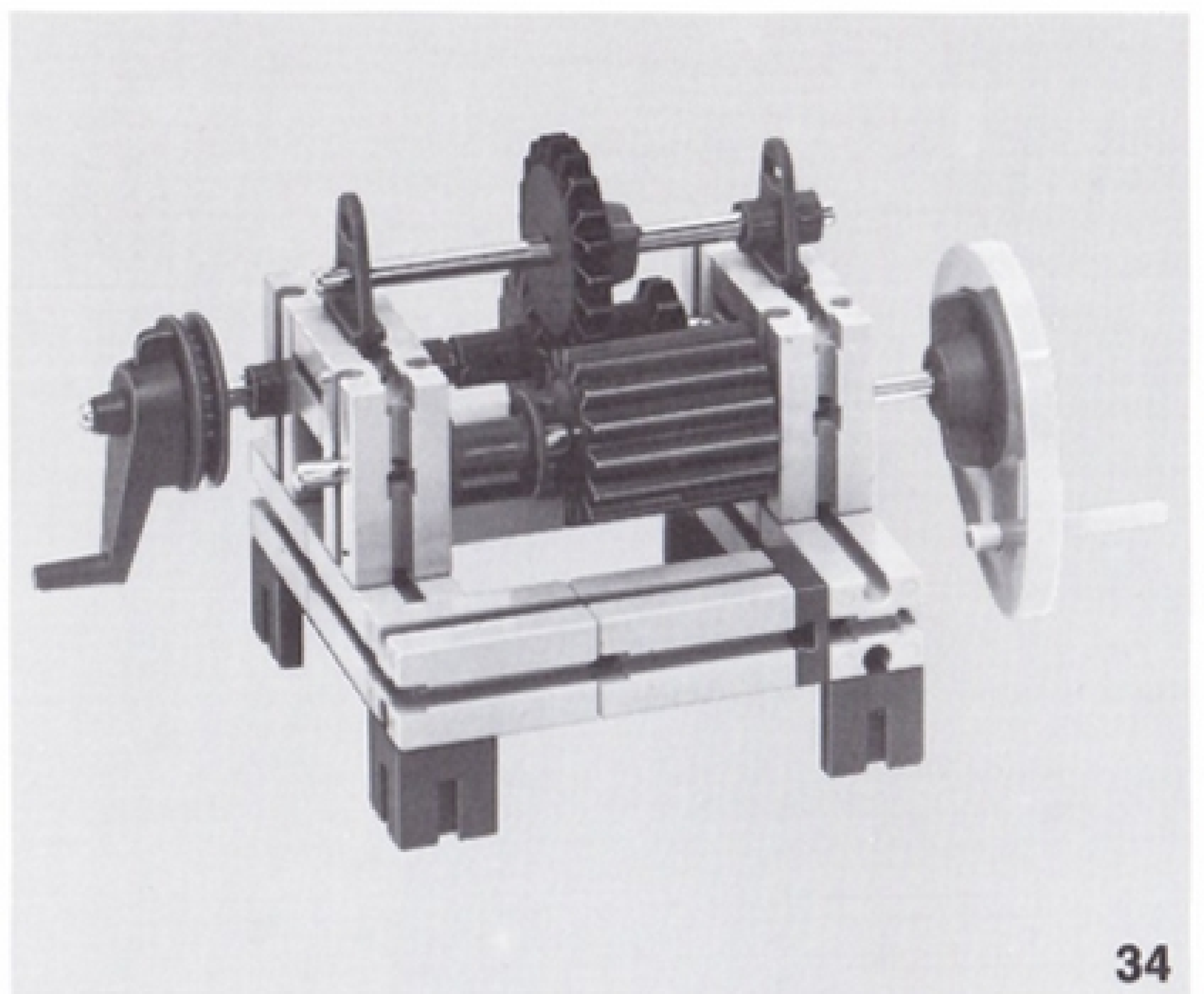
24



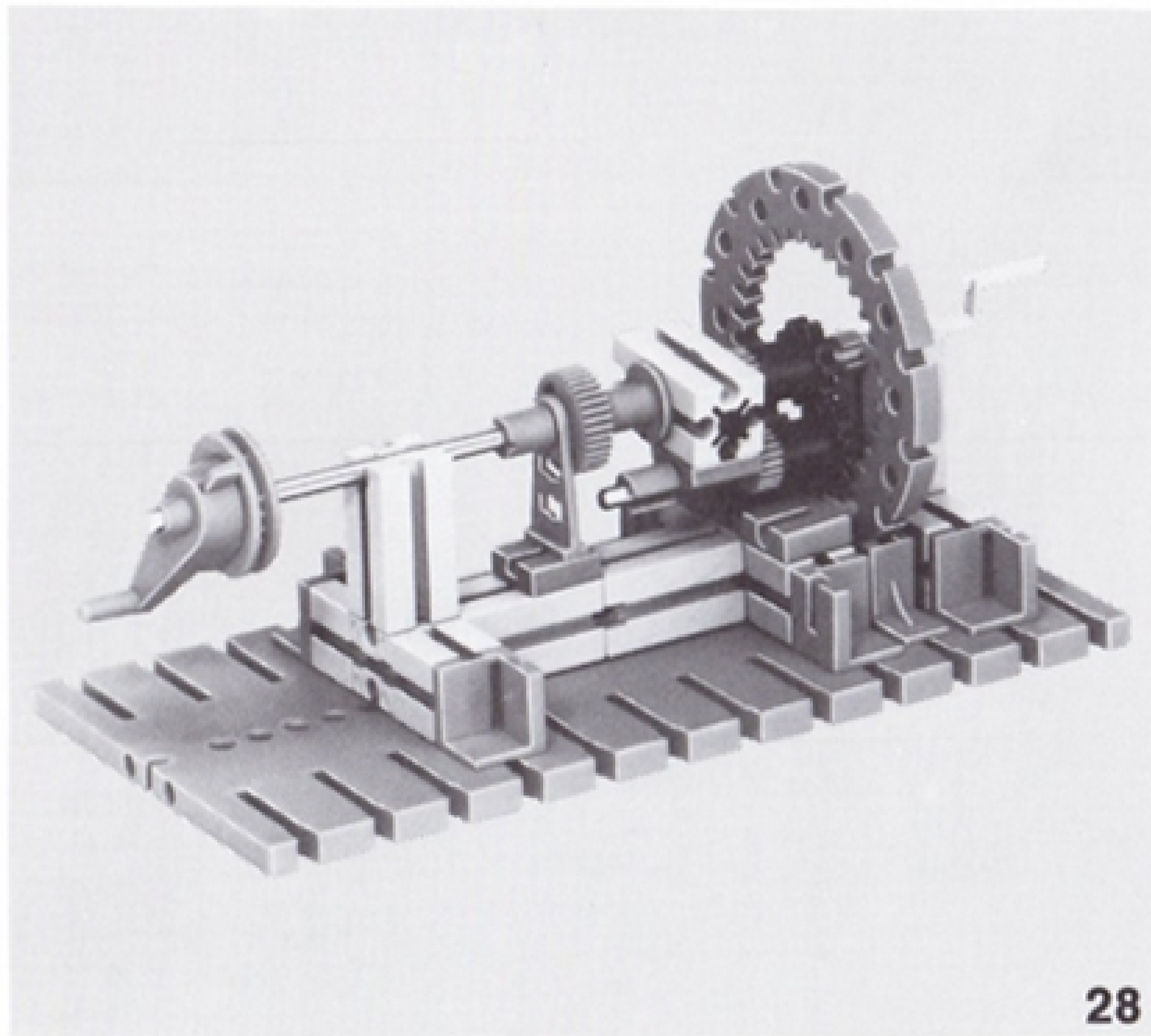
26



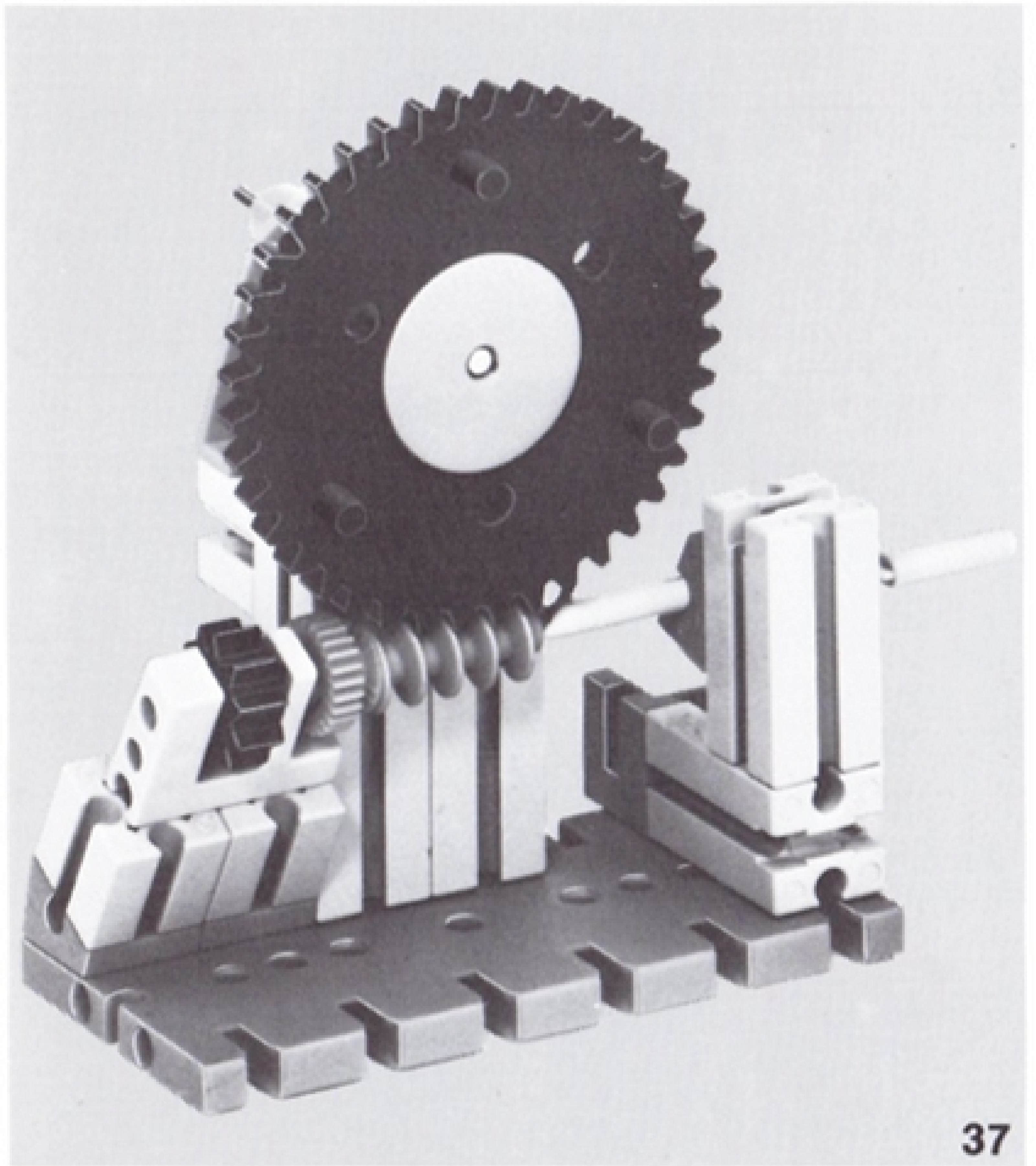
21



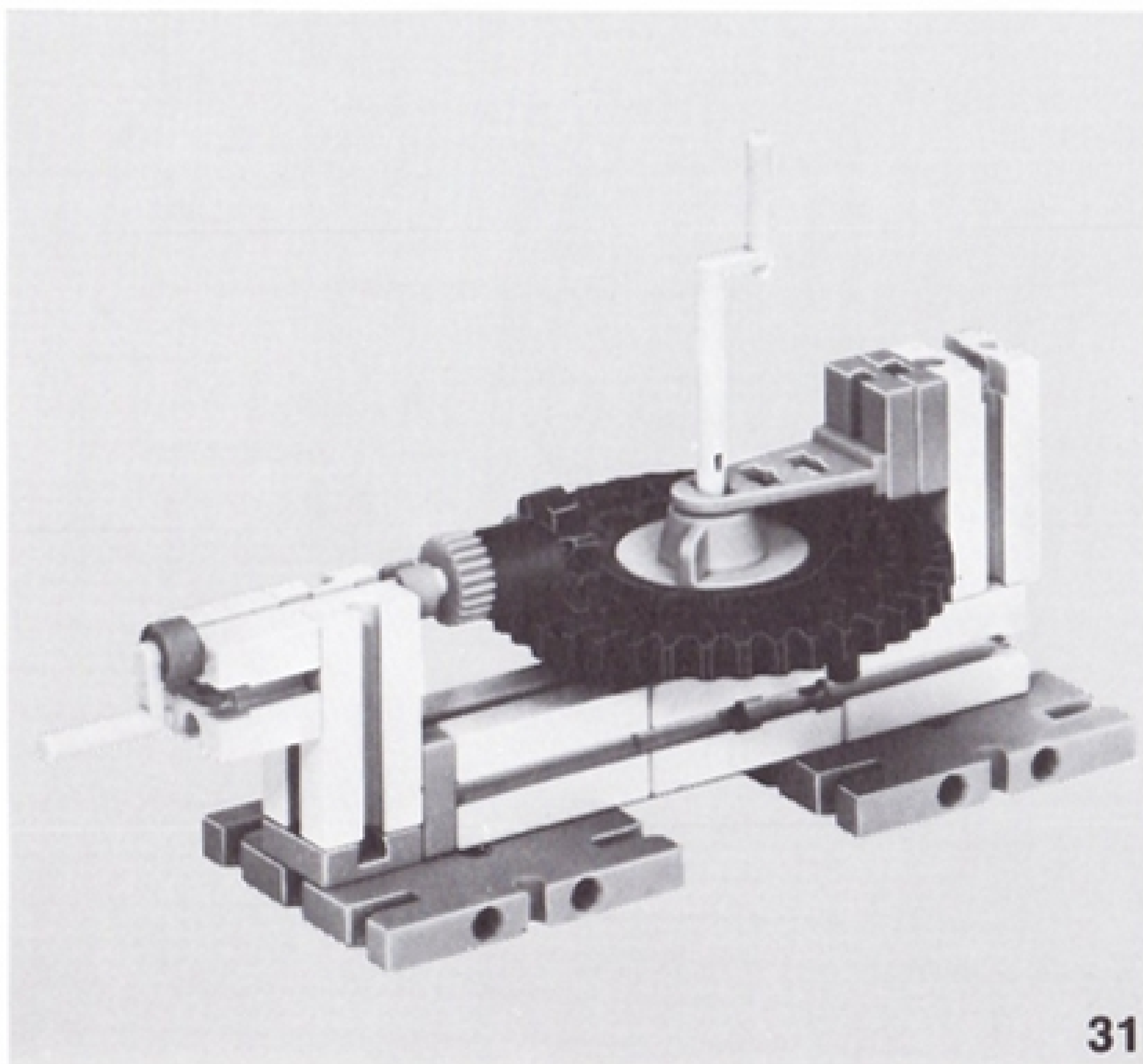
34



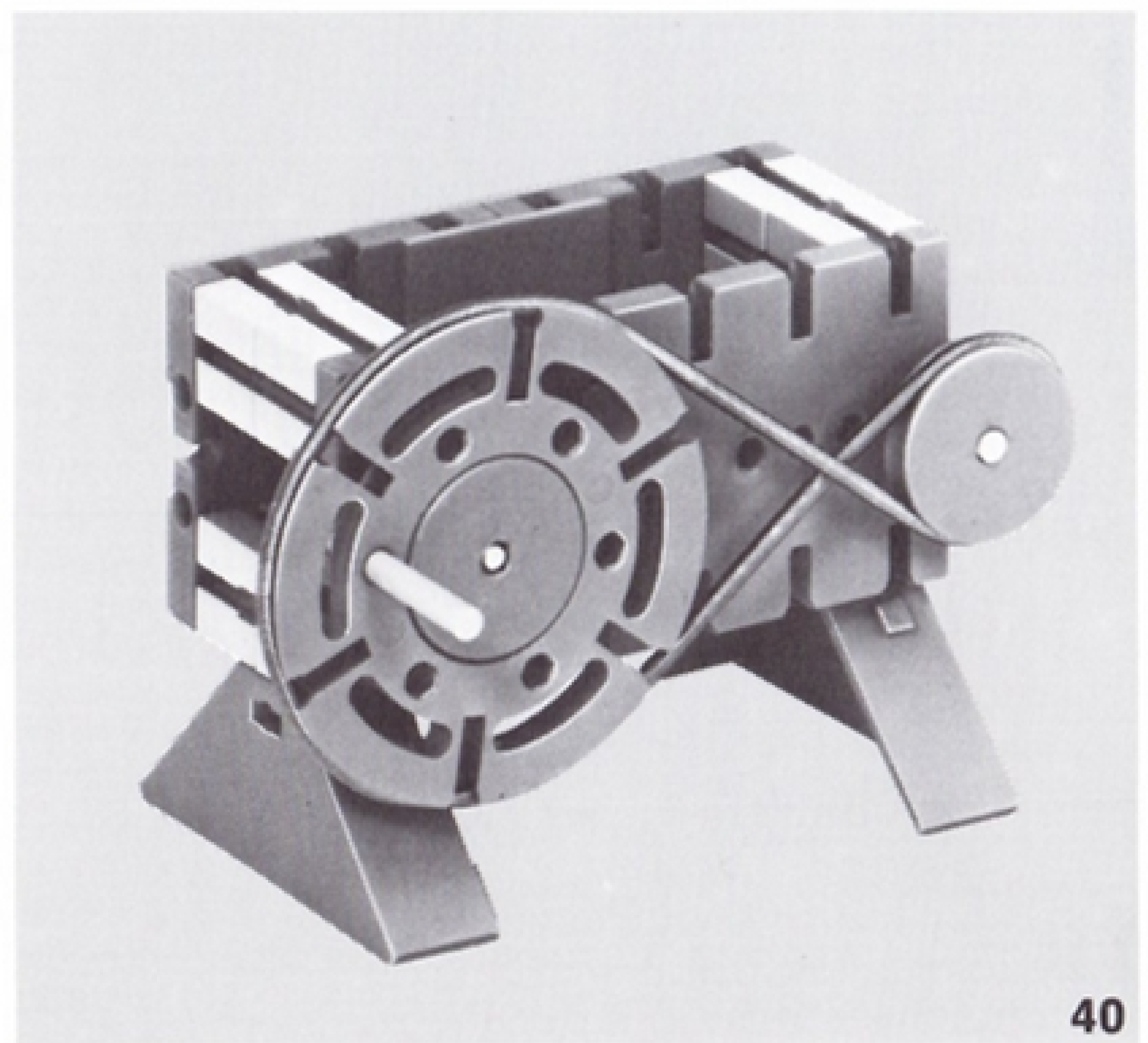
28



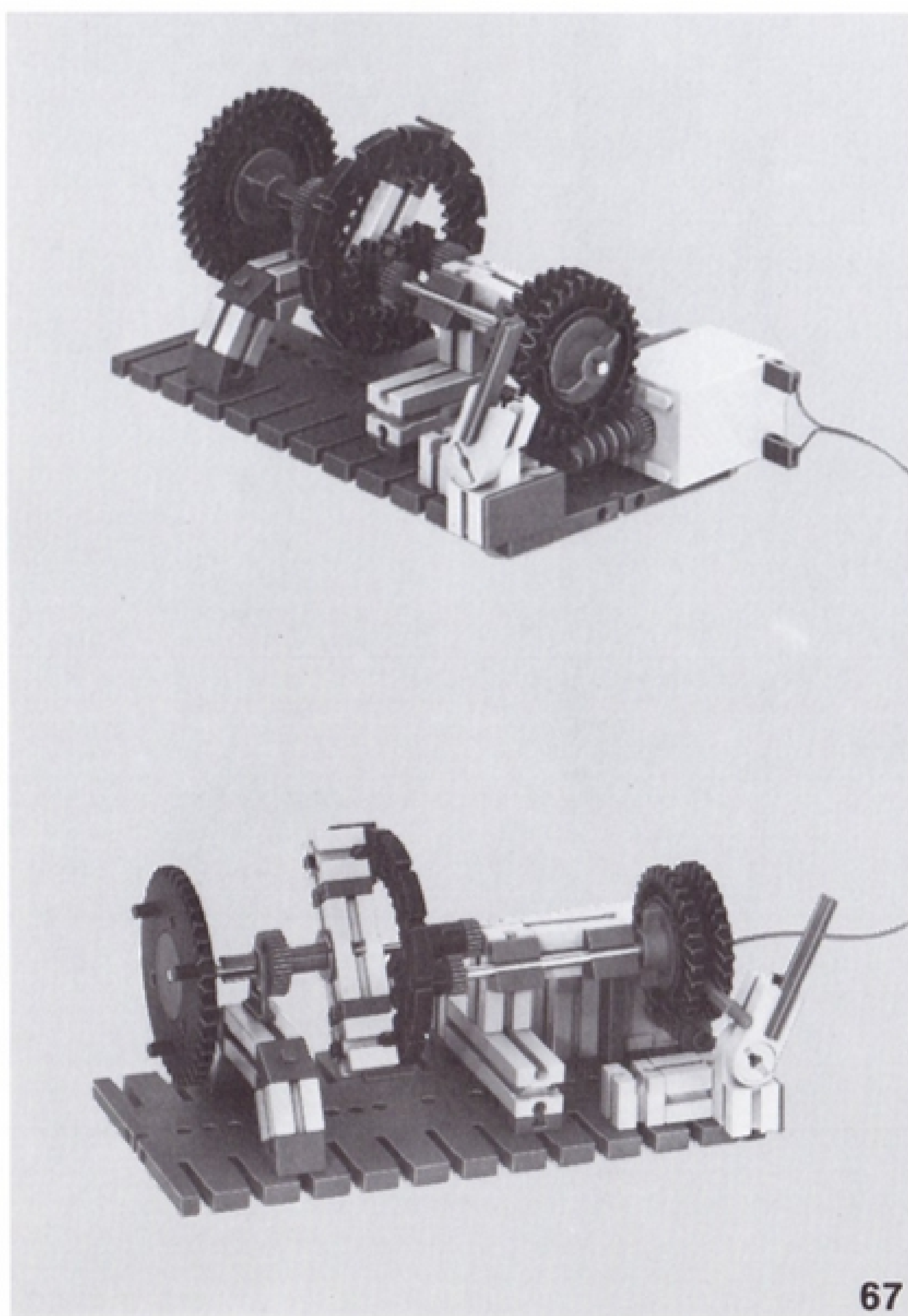
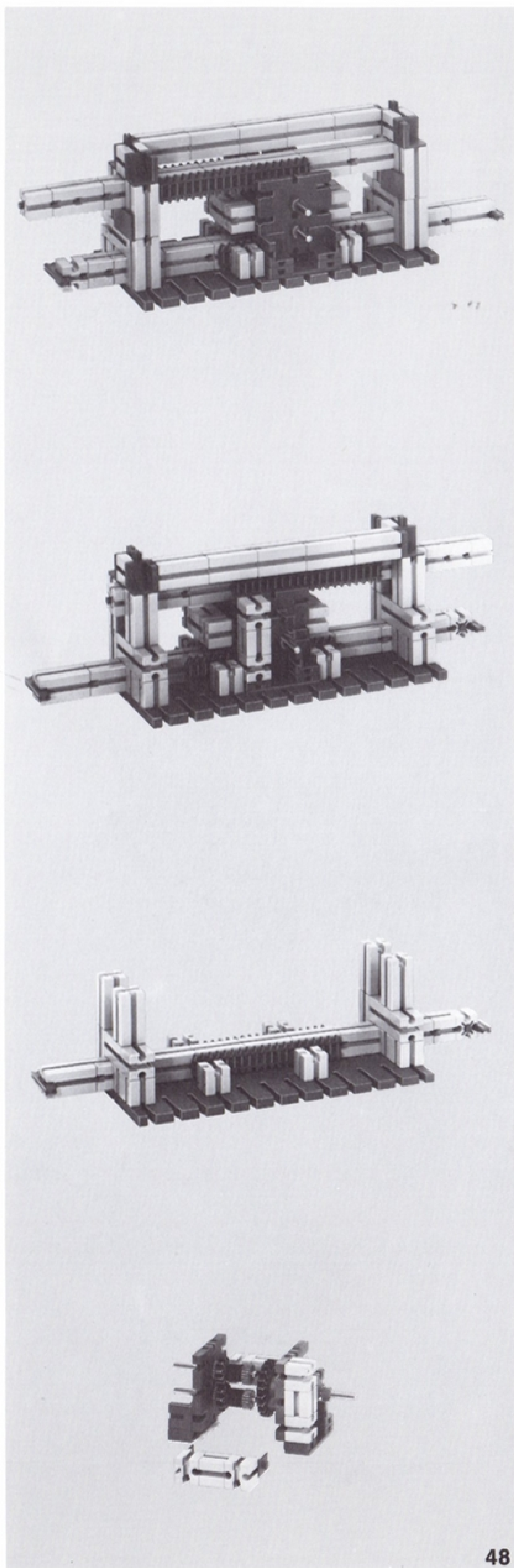
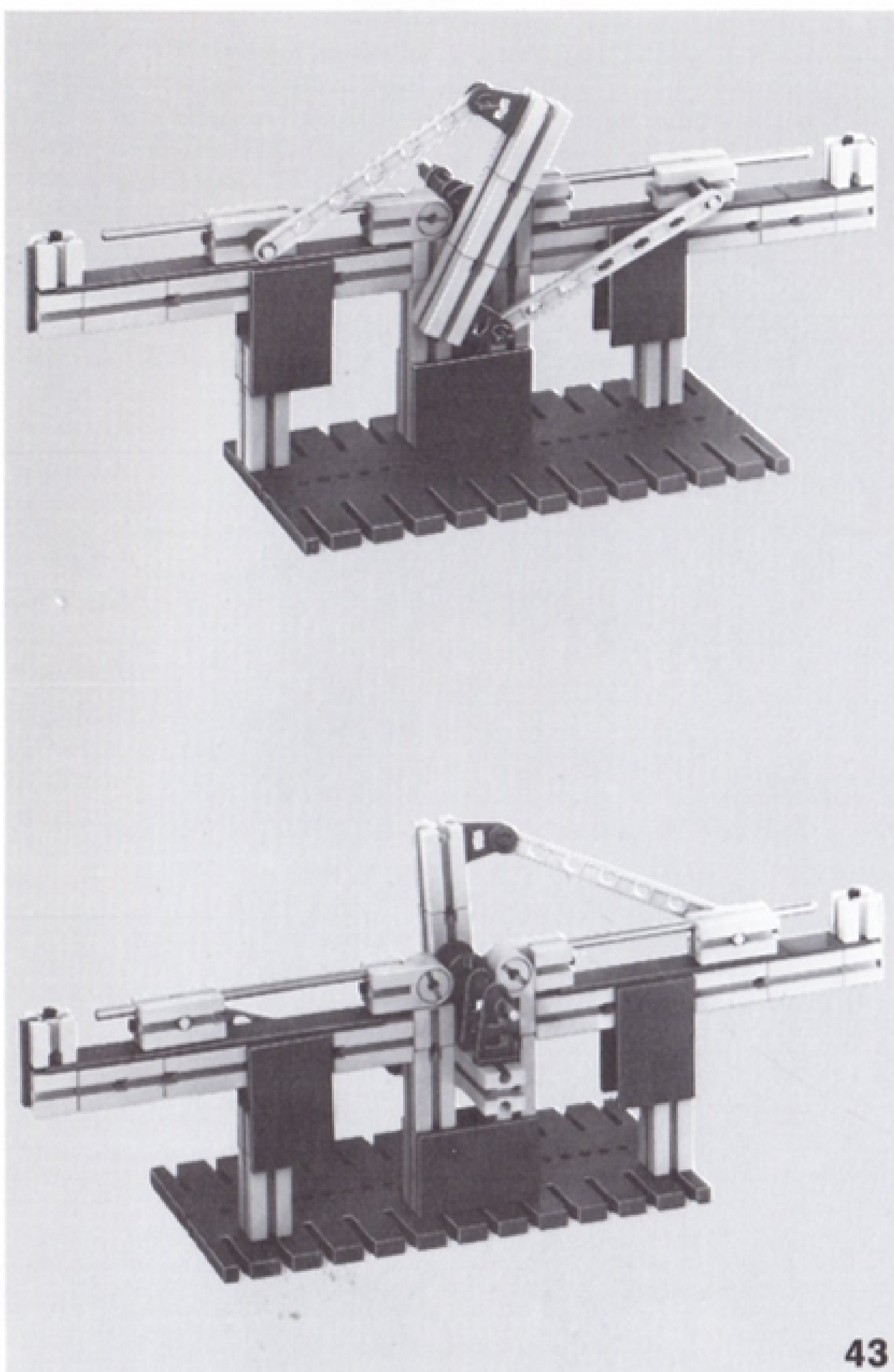
37

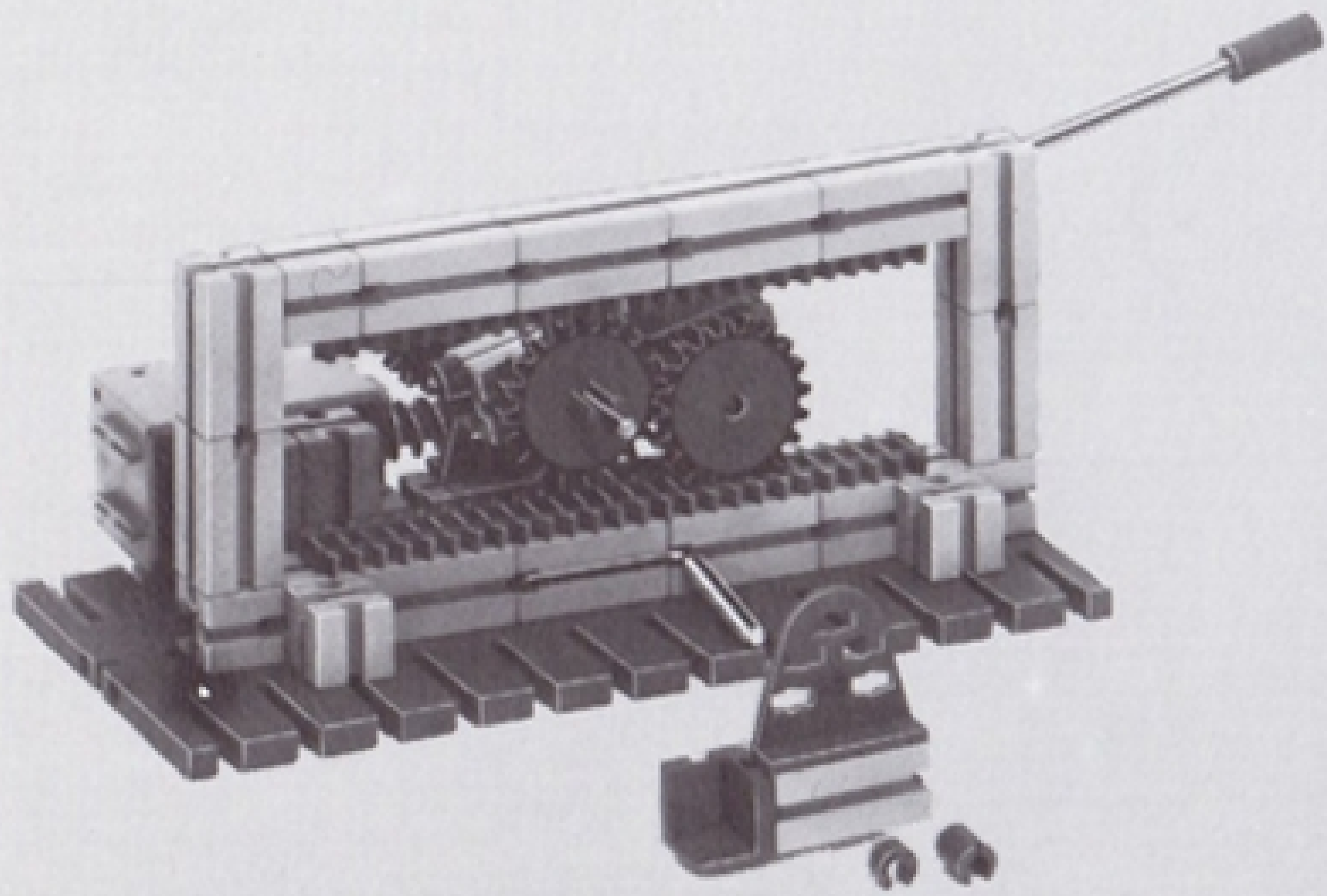
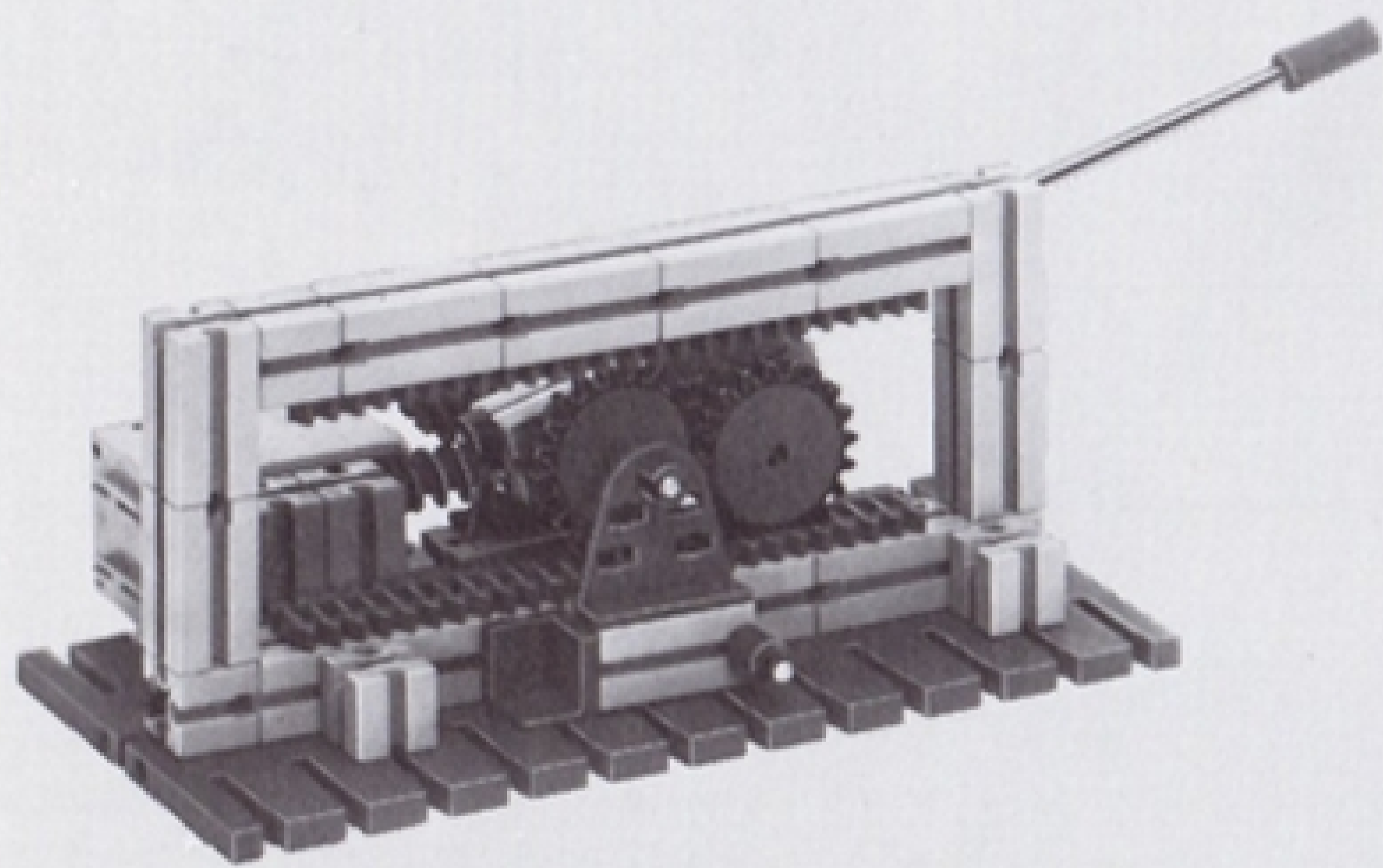
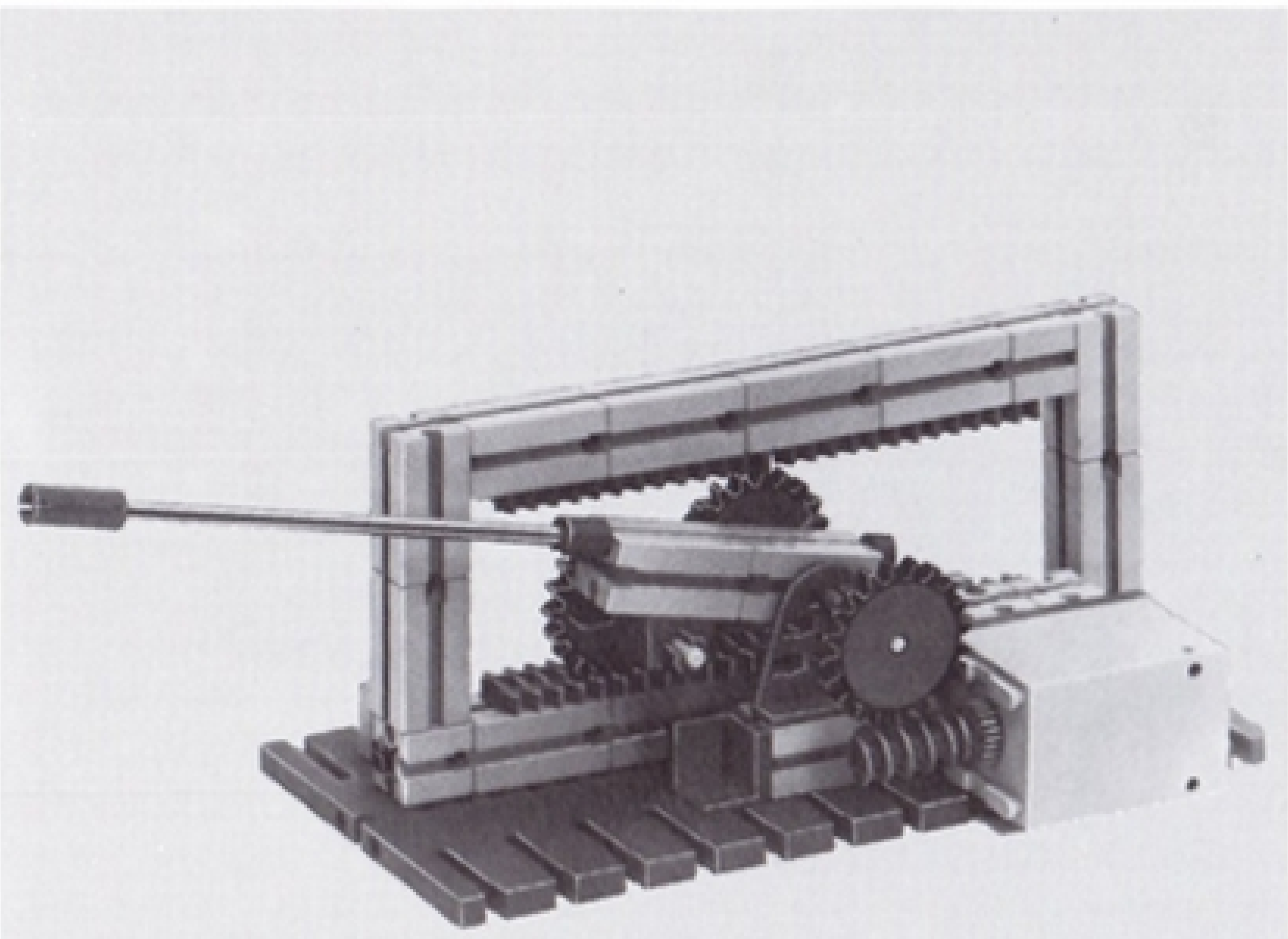


31

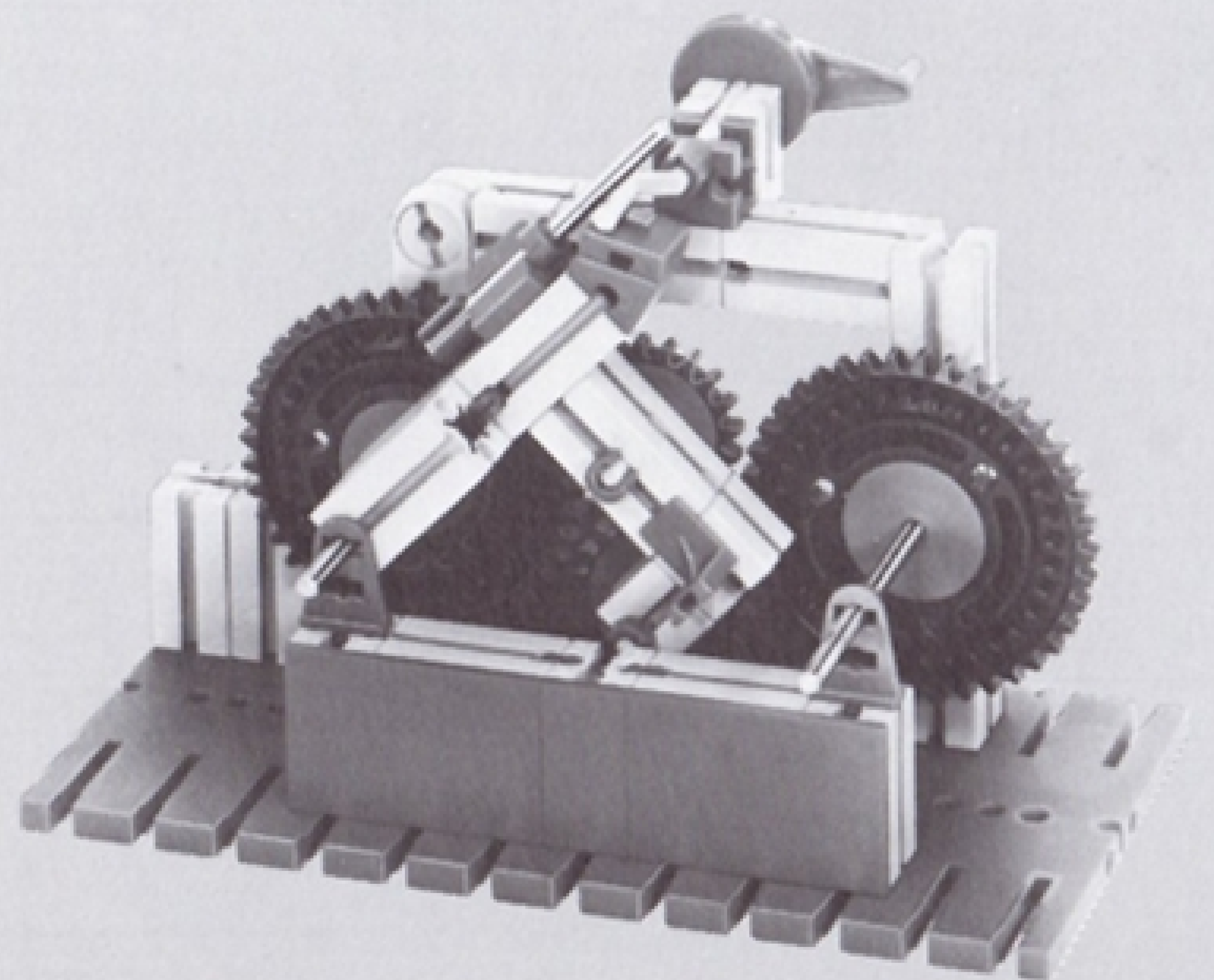
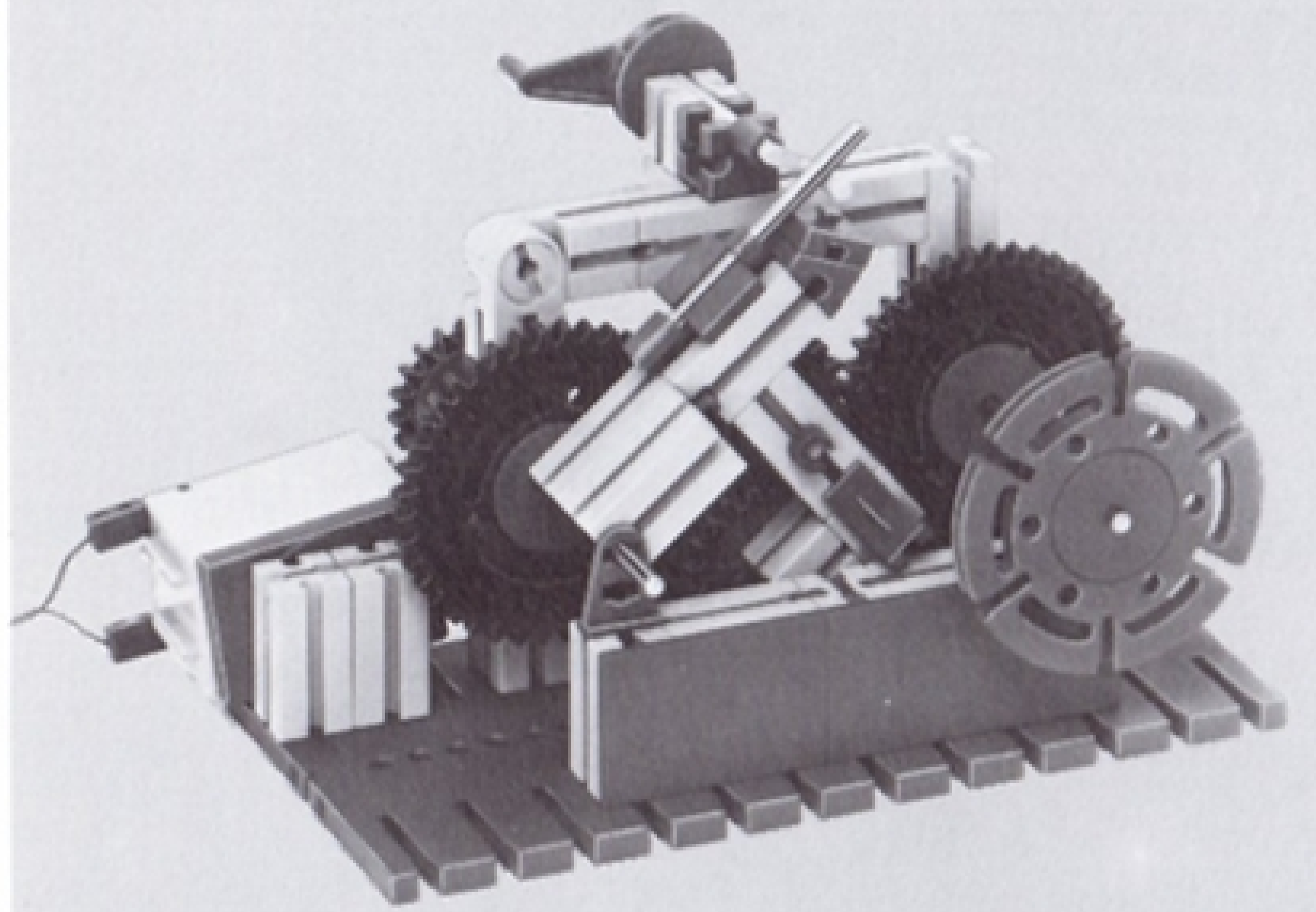
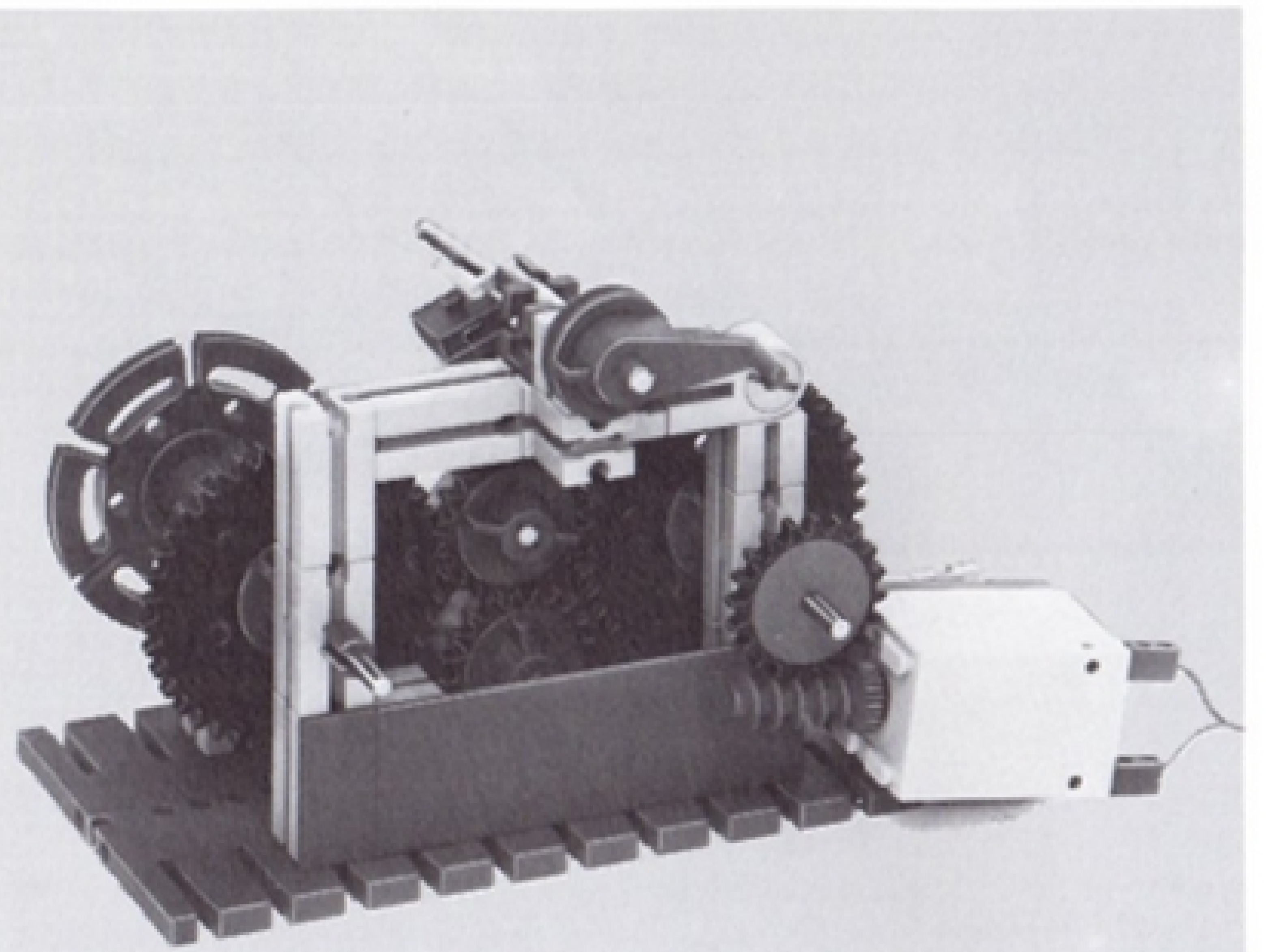


40

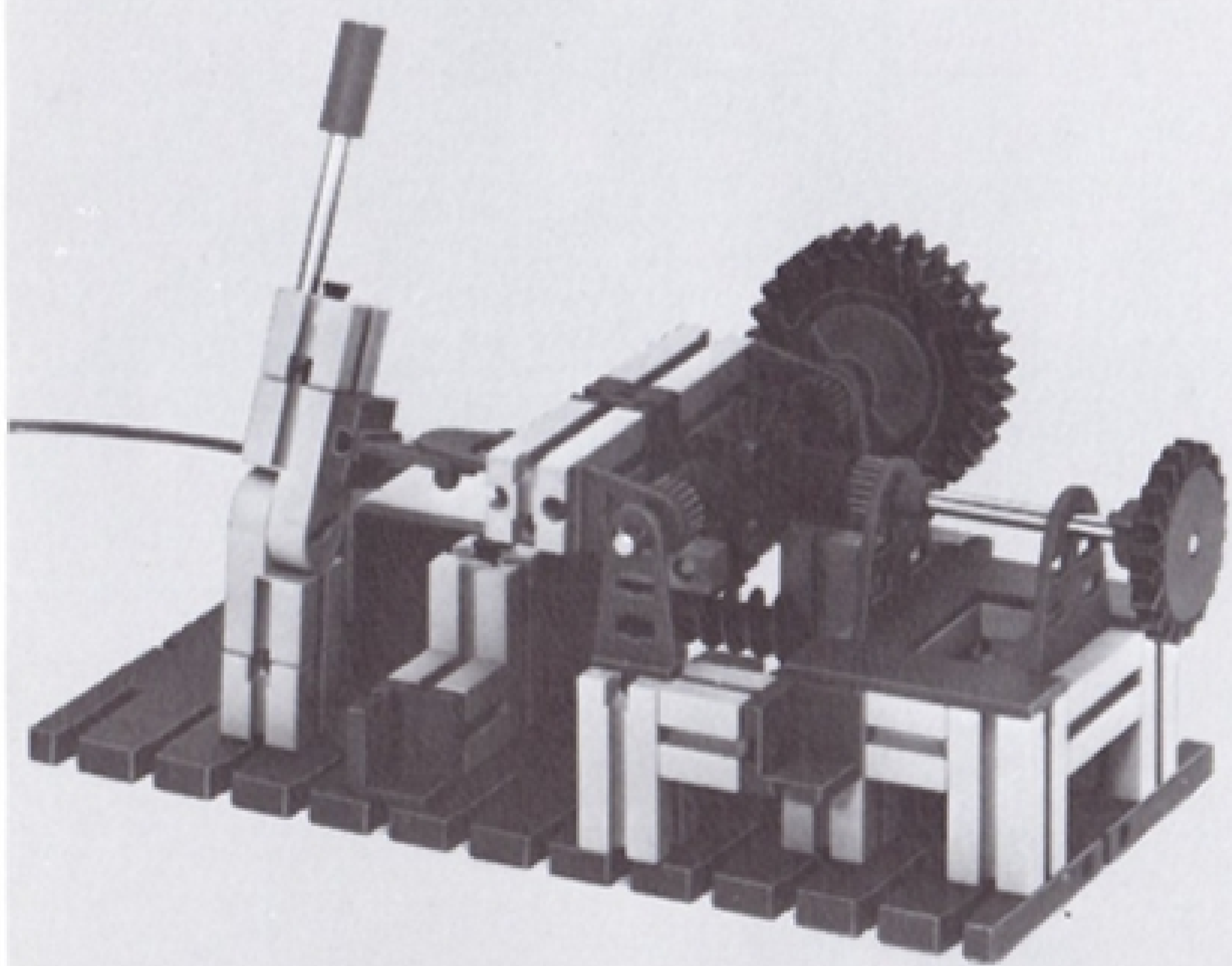
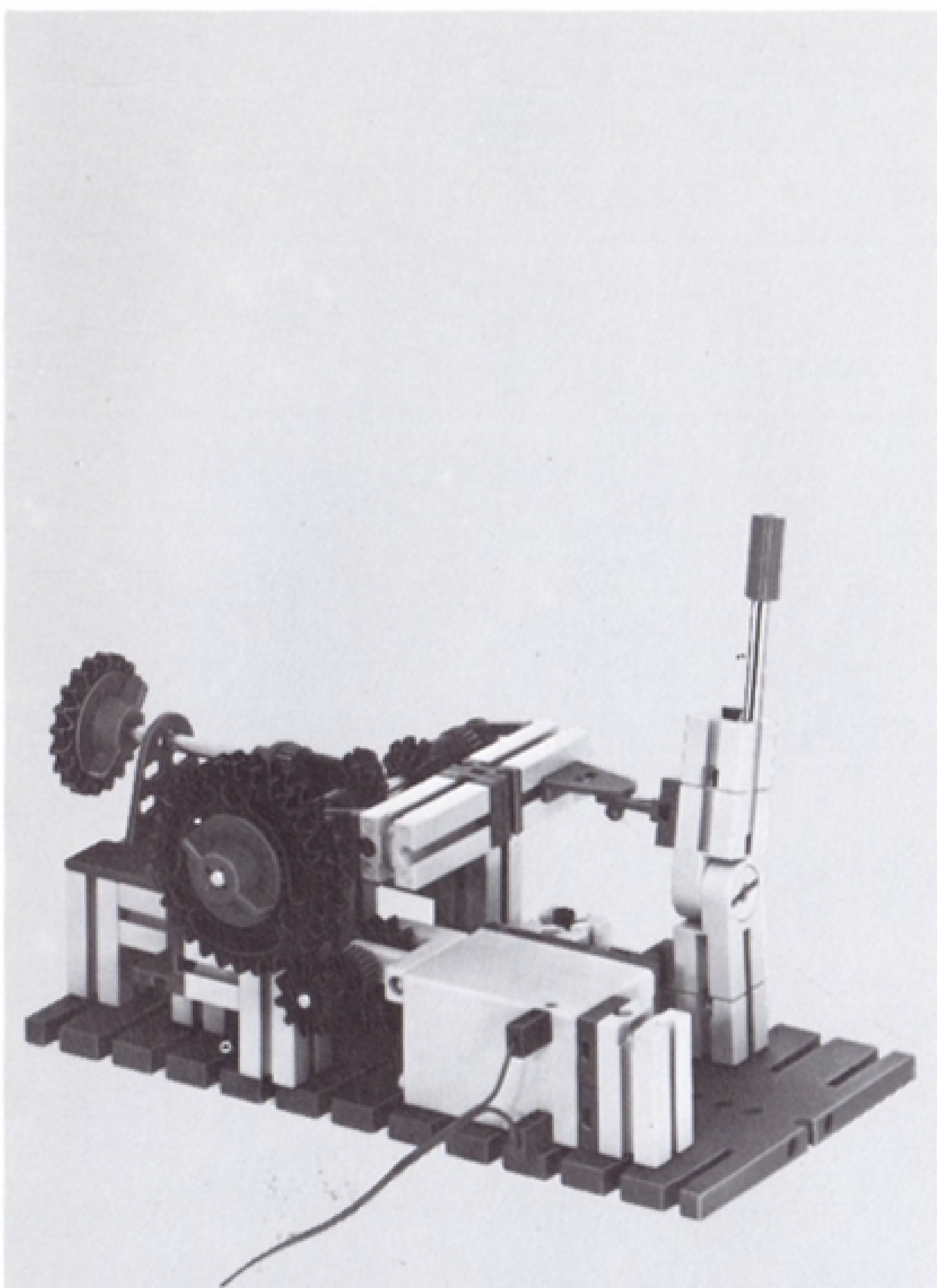




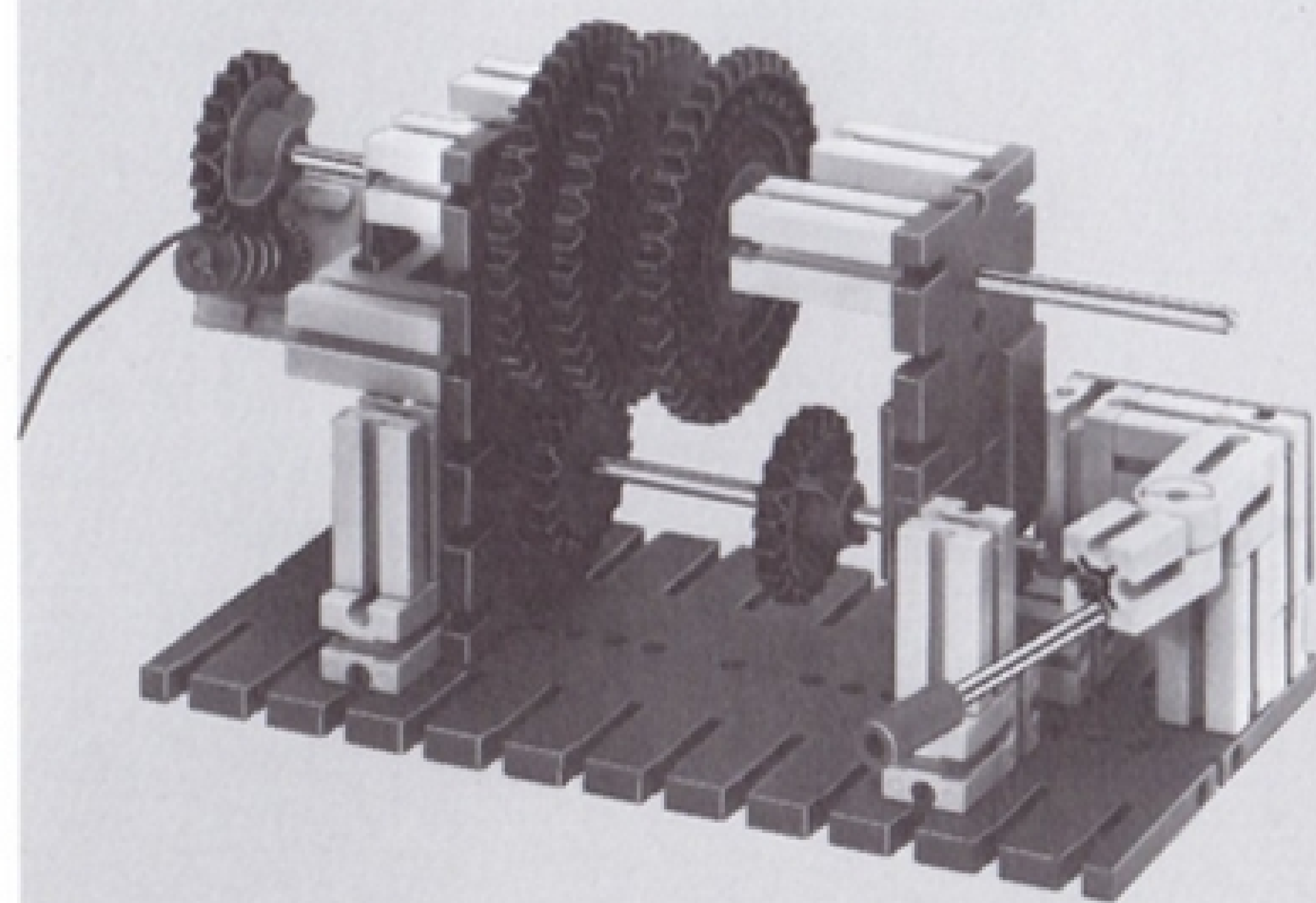
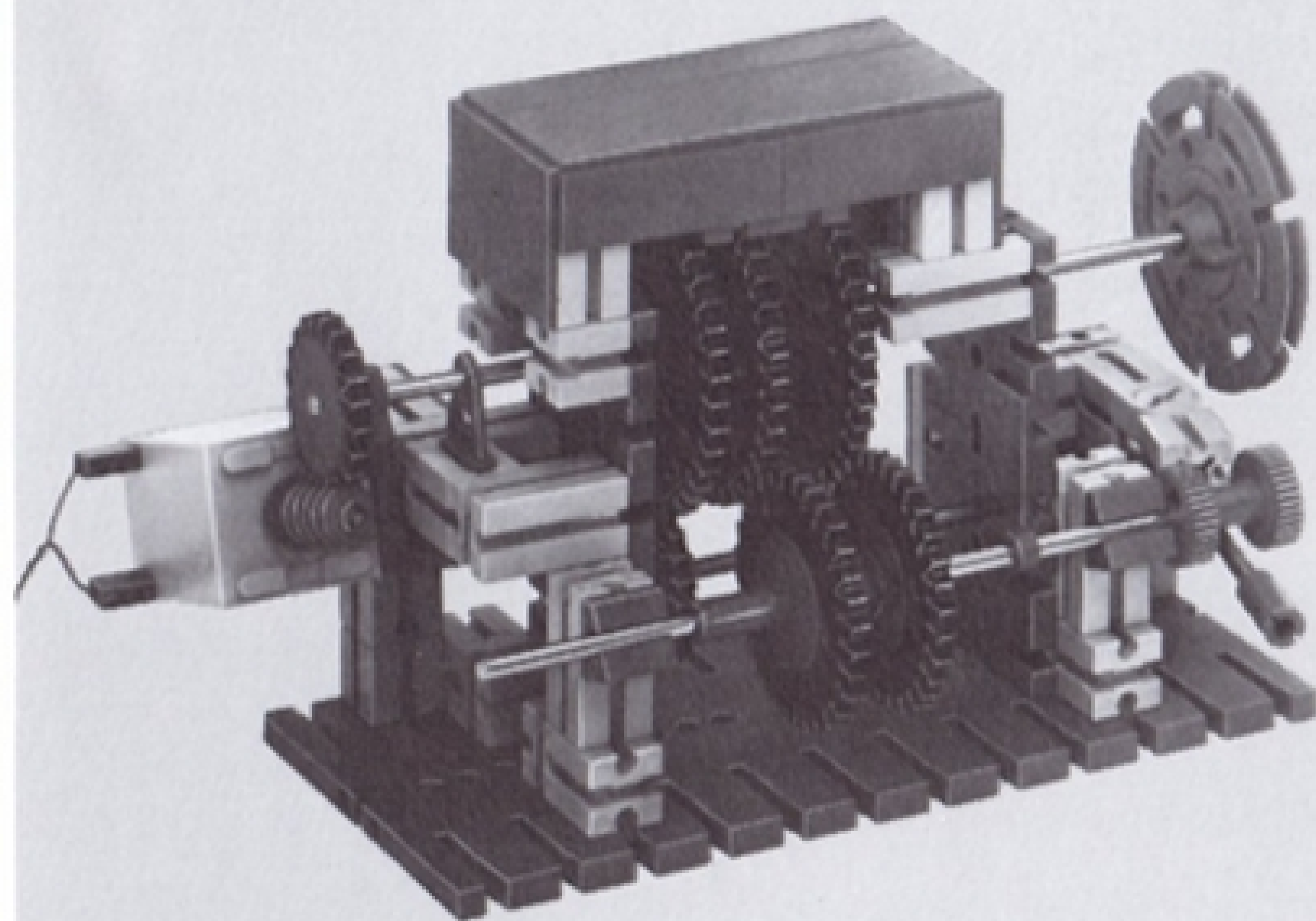
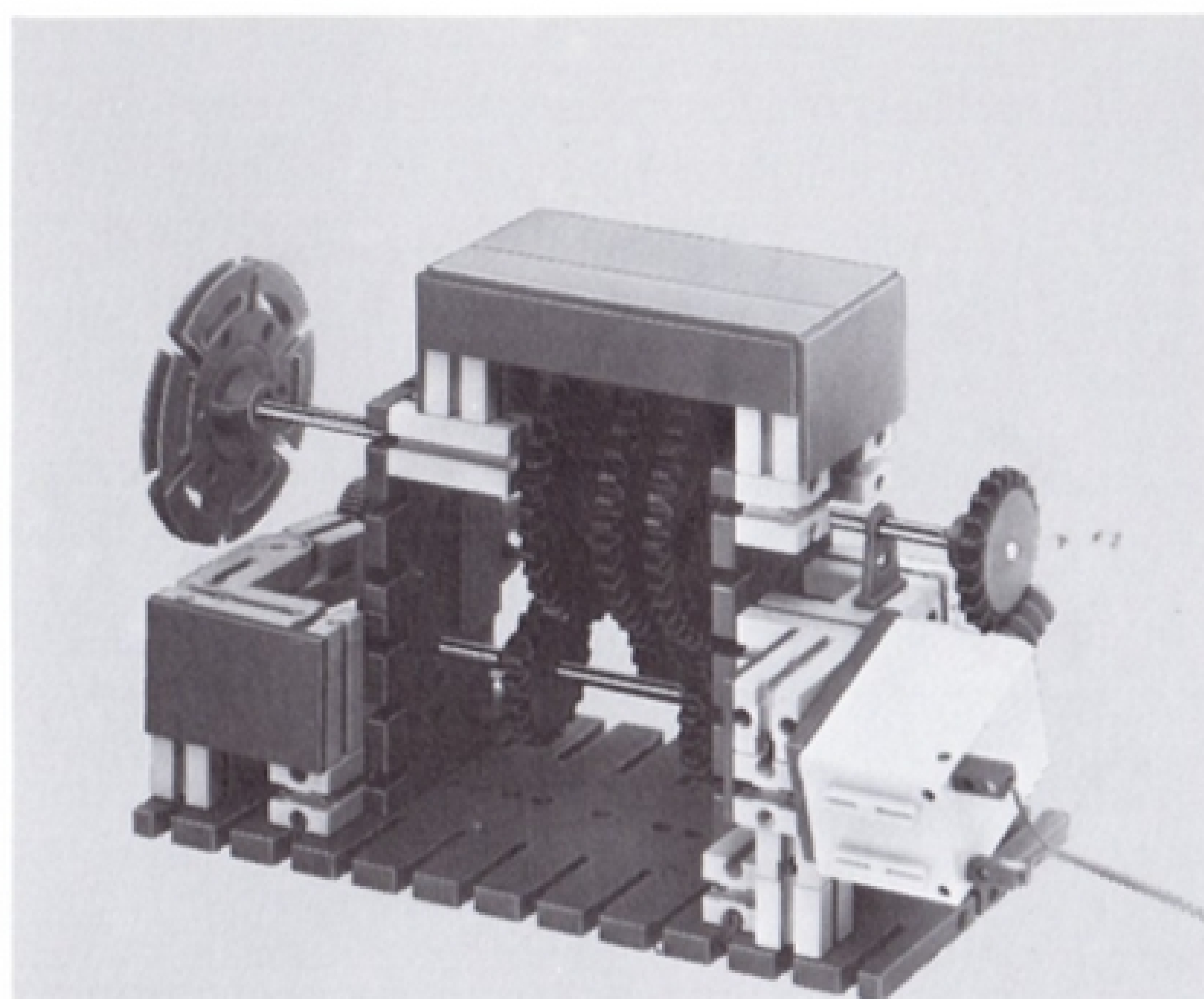
50



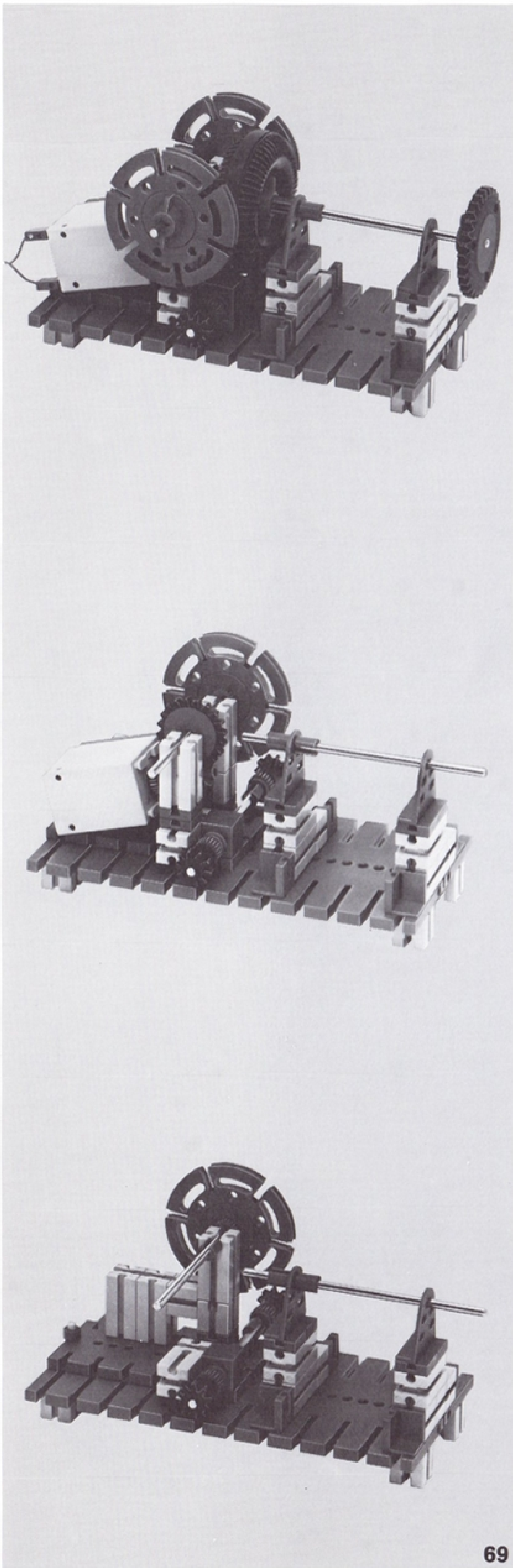
57



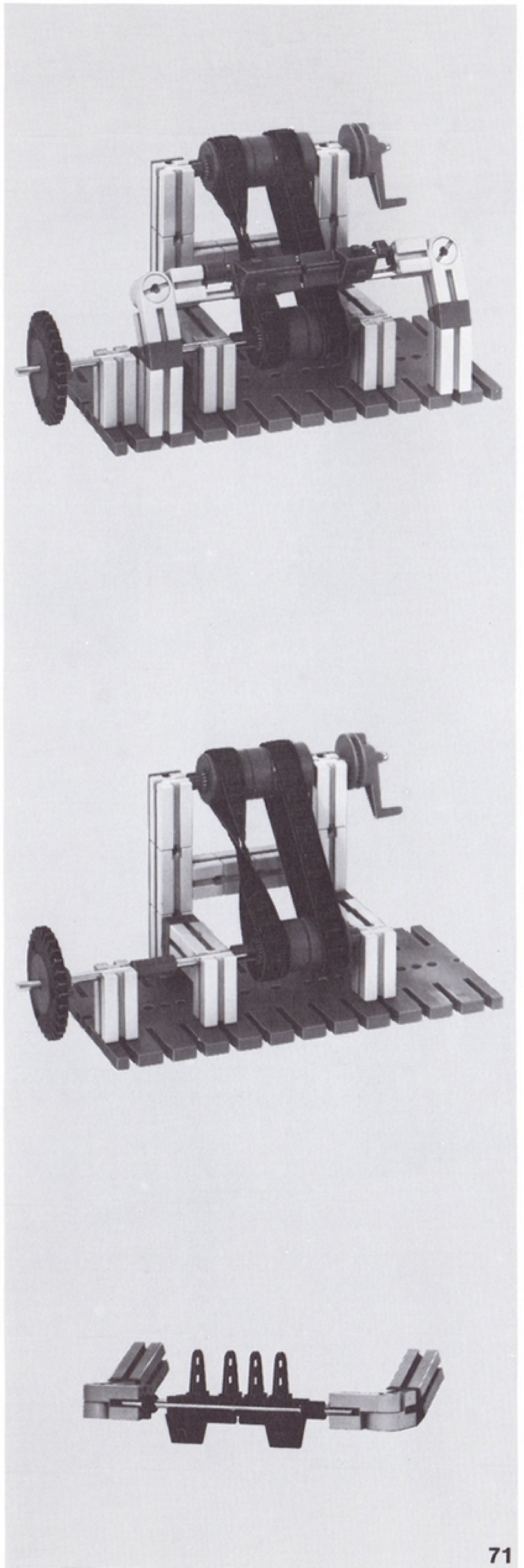
59



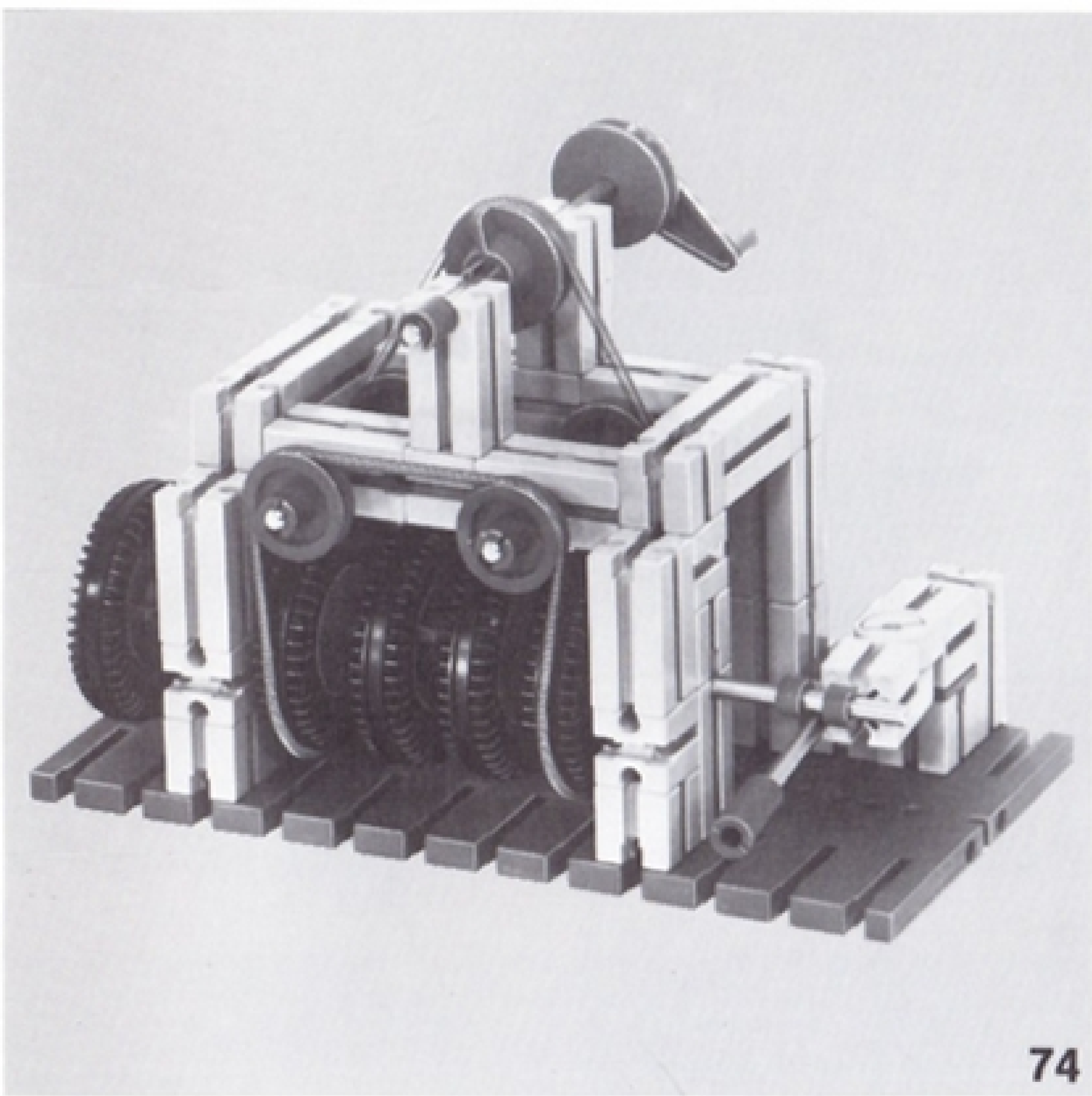
63



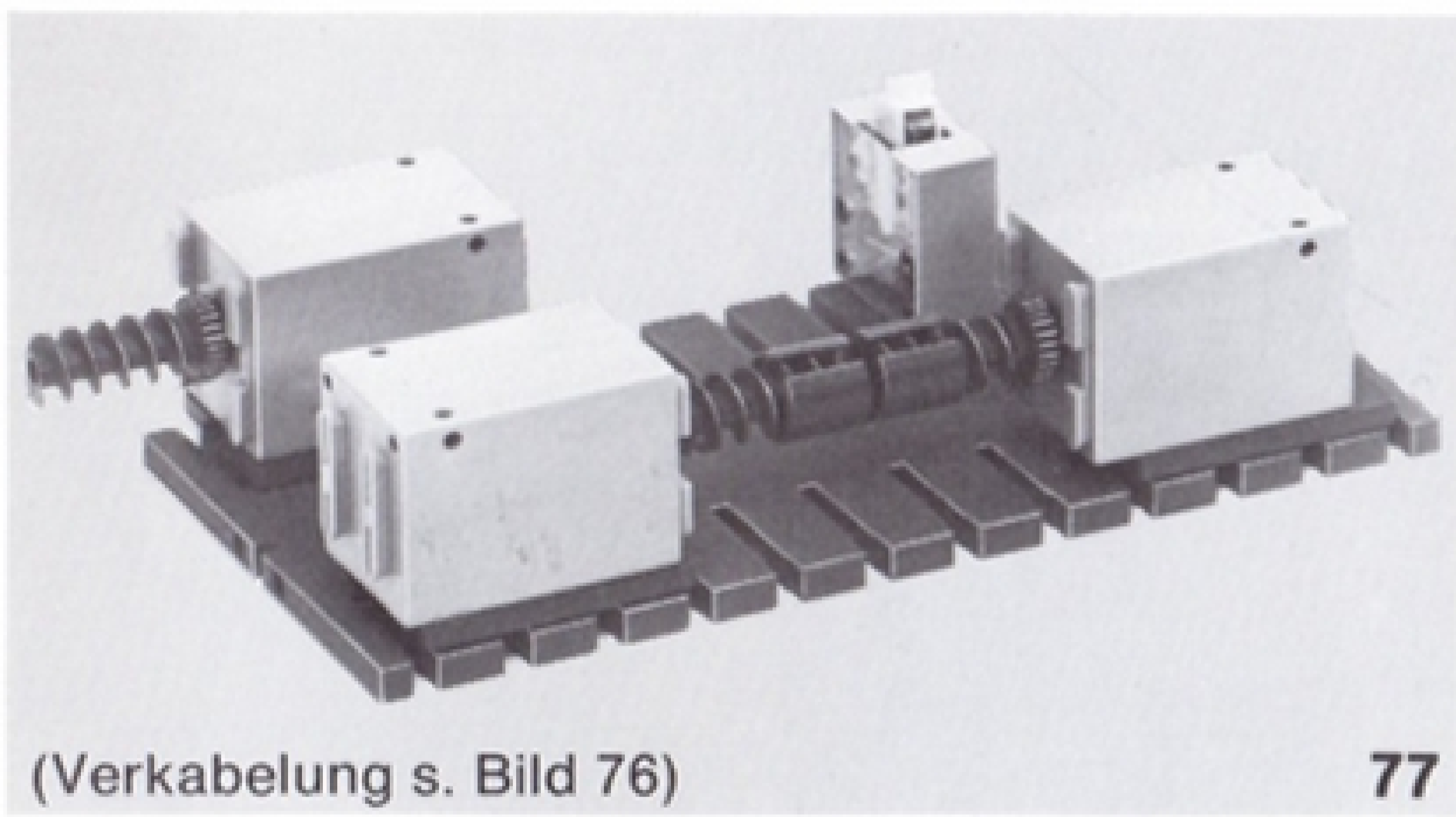
69



71

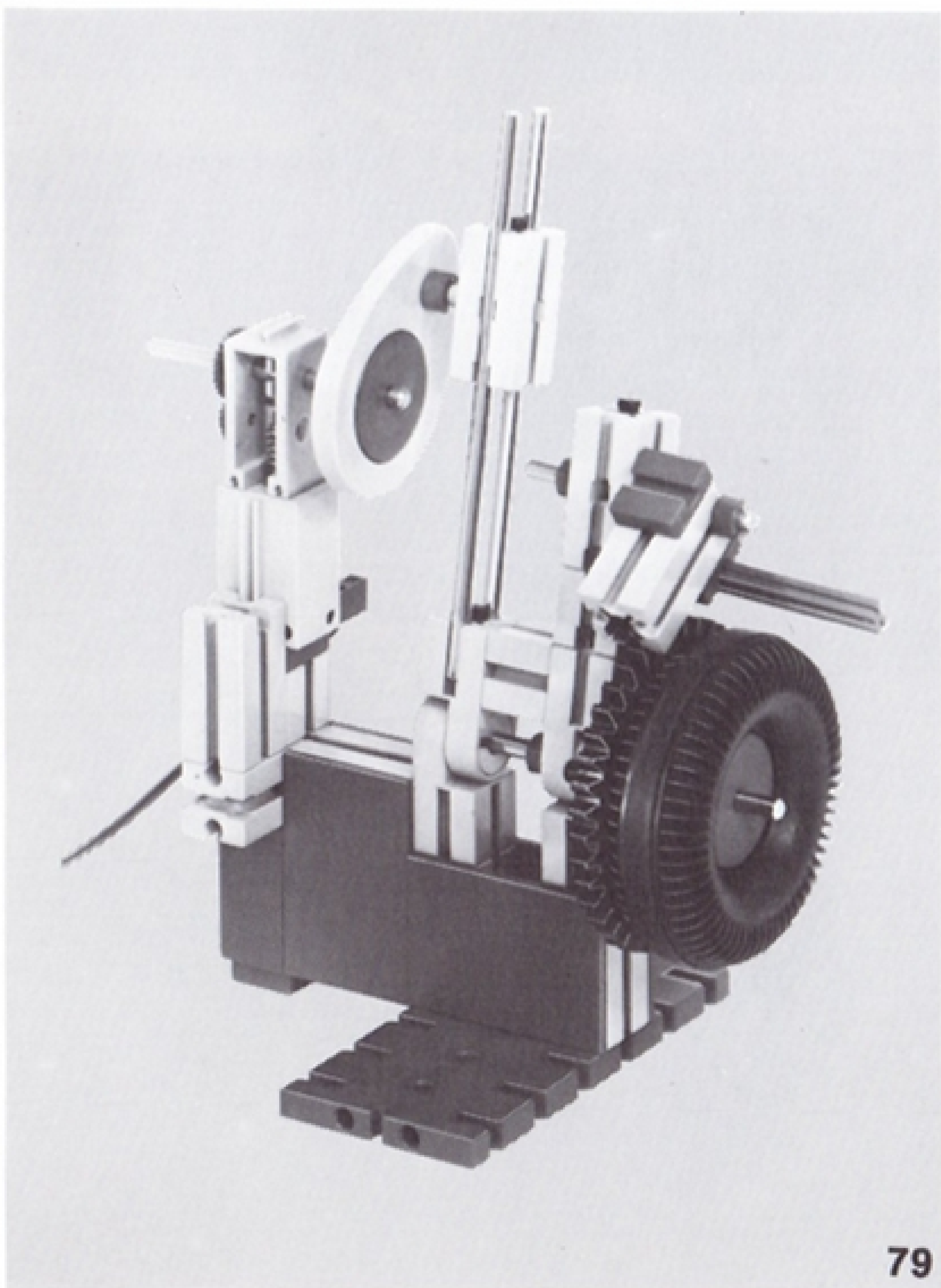


74

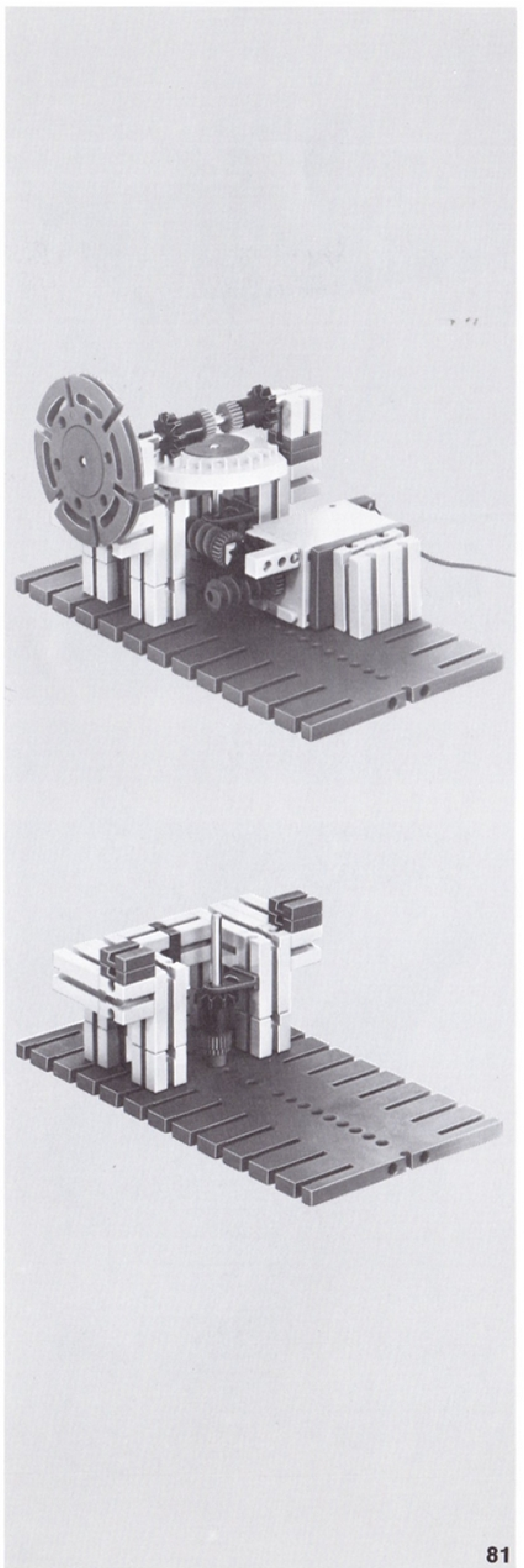


(Verkabelung s. Bild 76)

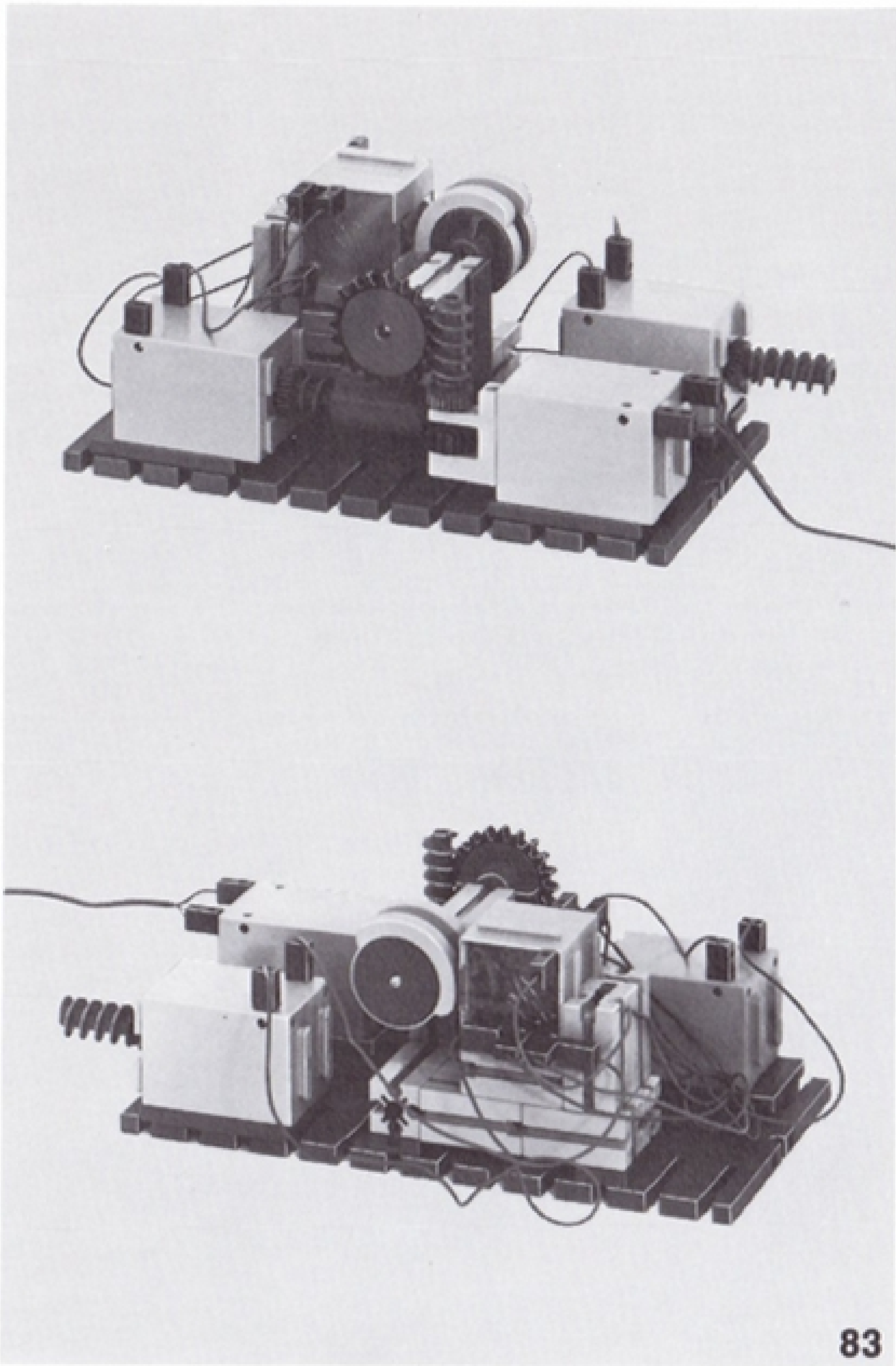
77



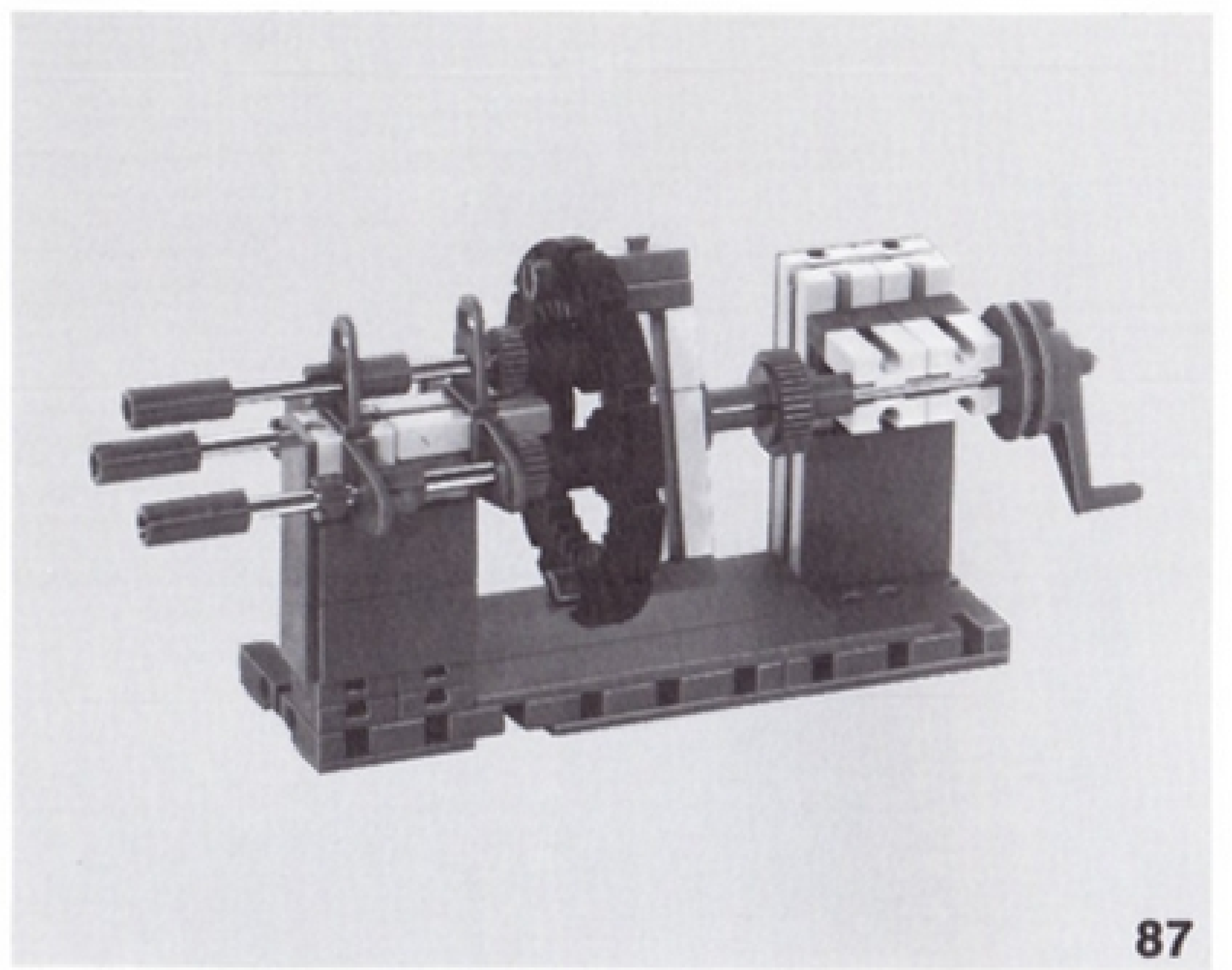
79



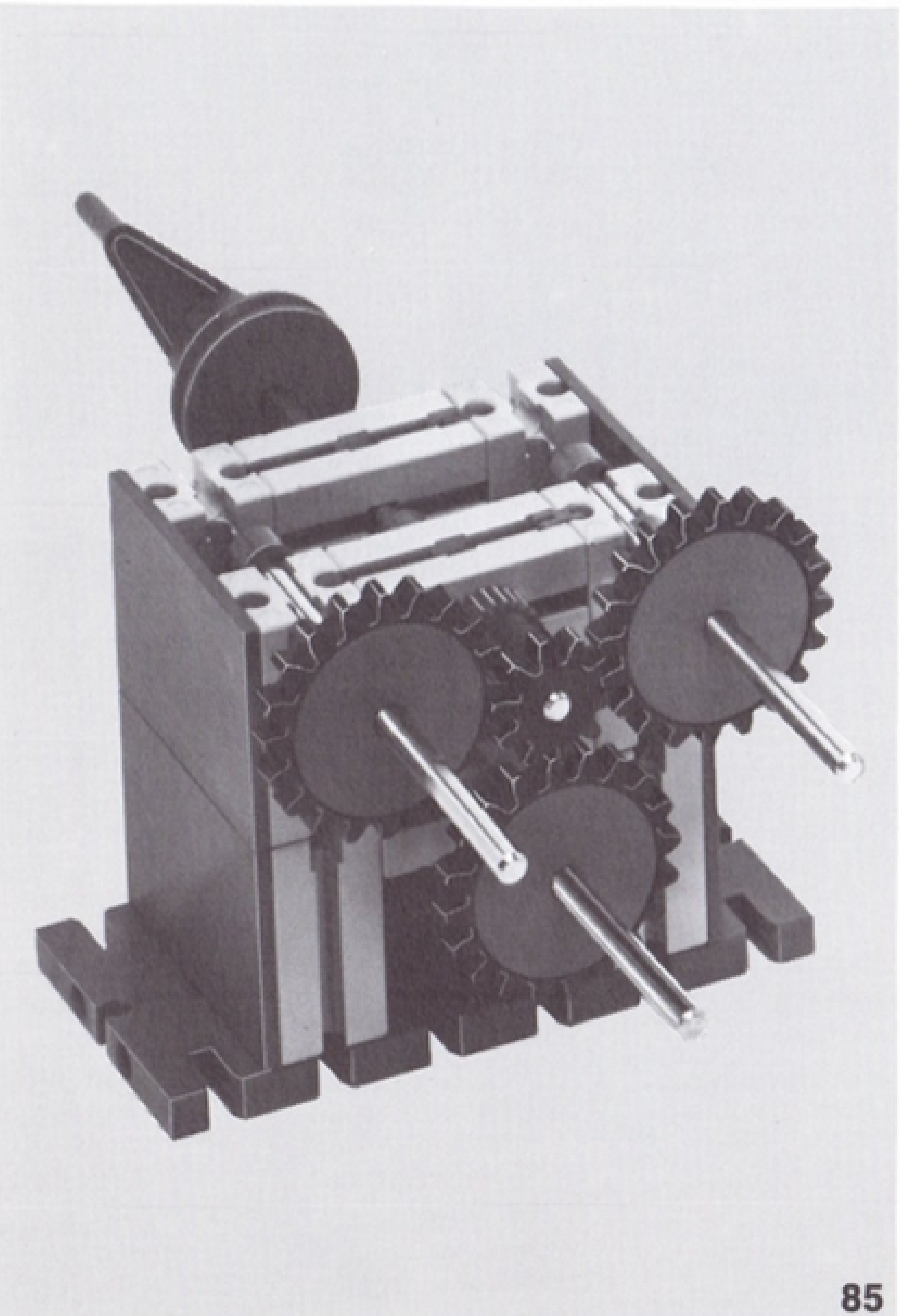
81



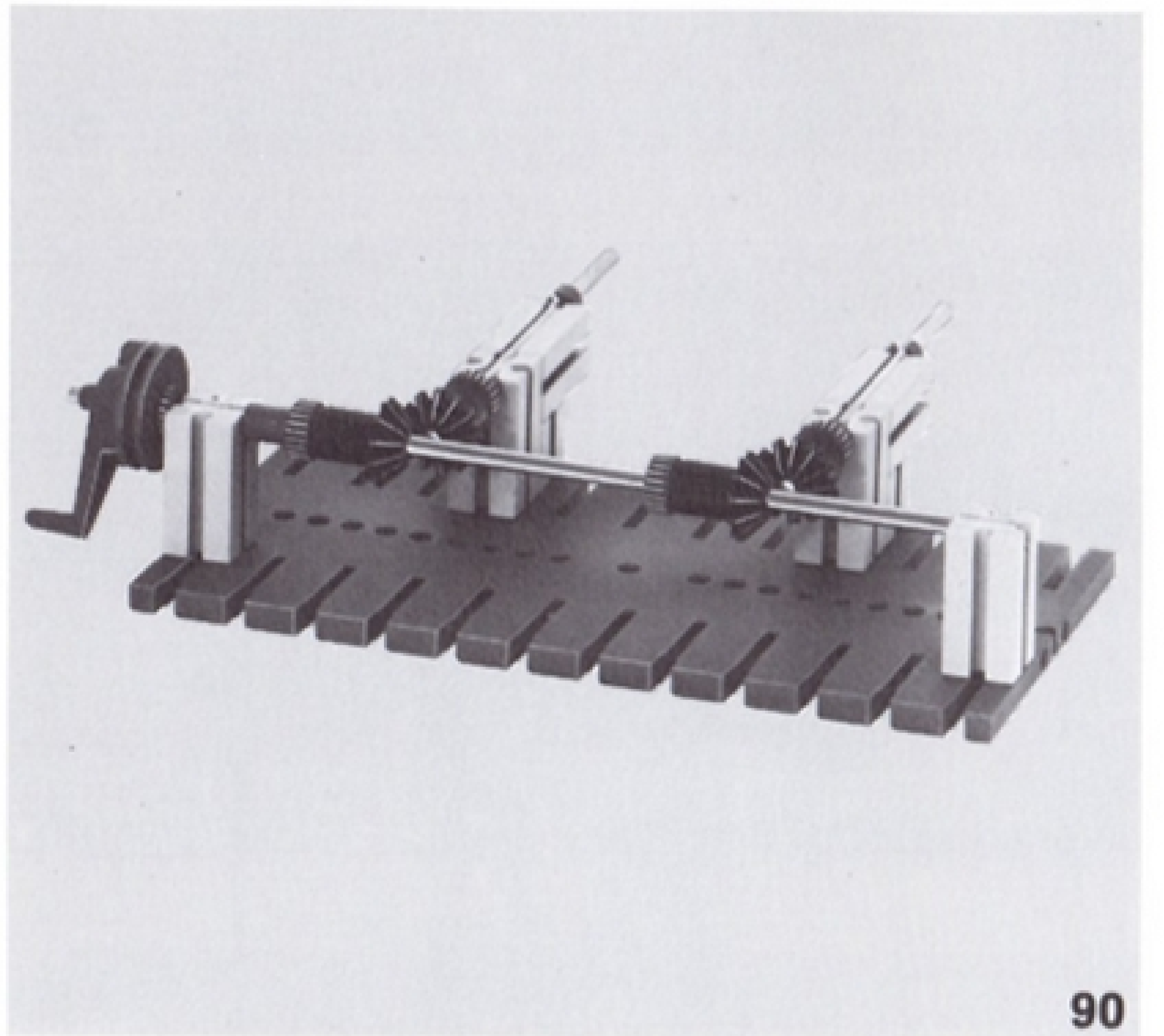
83



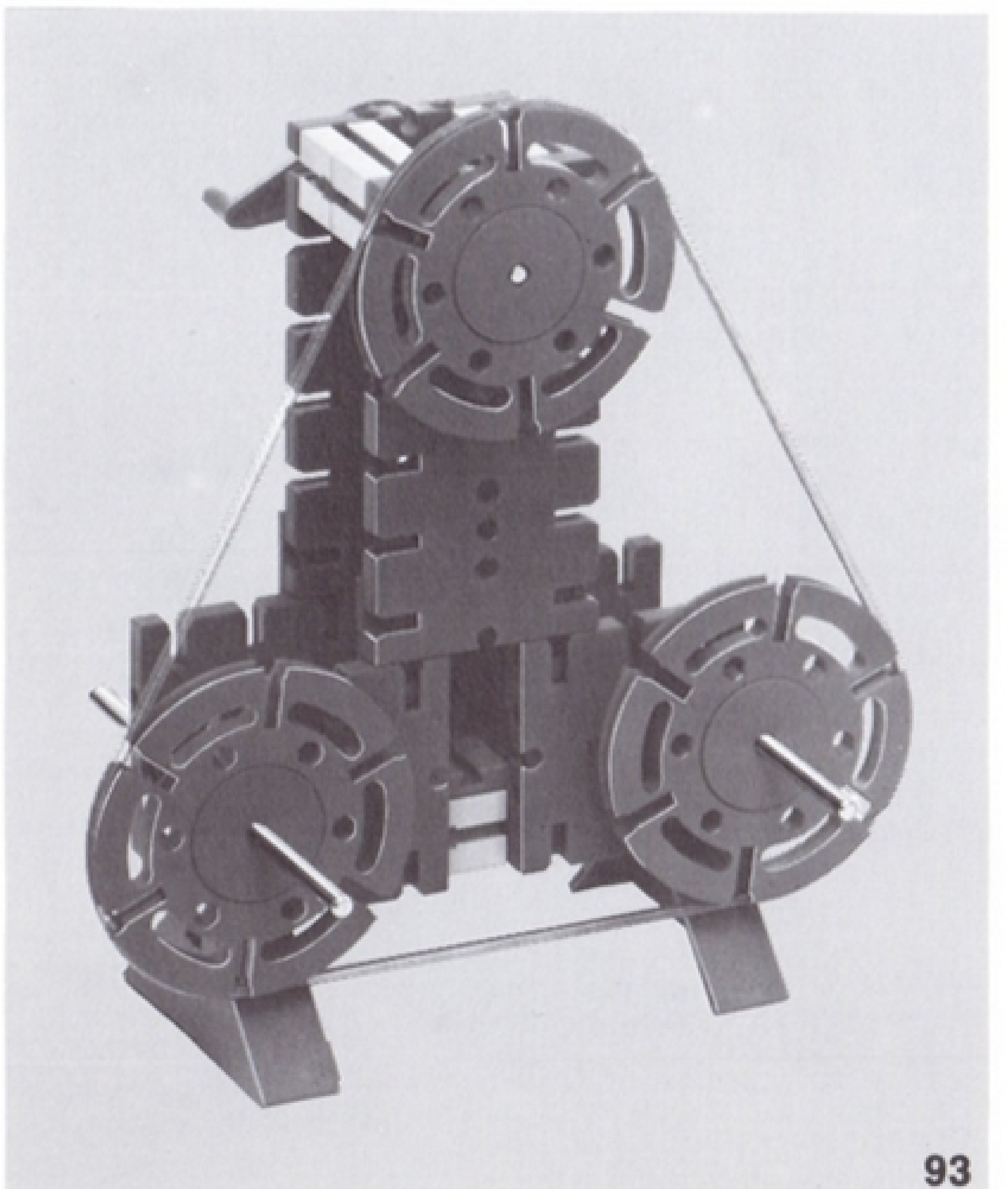
87



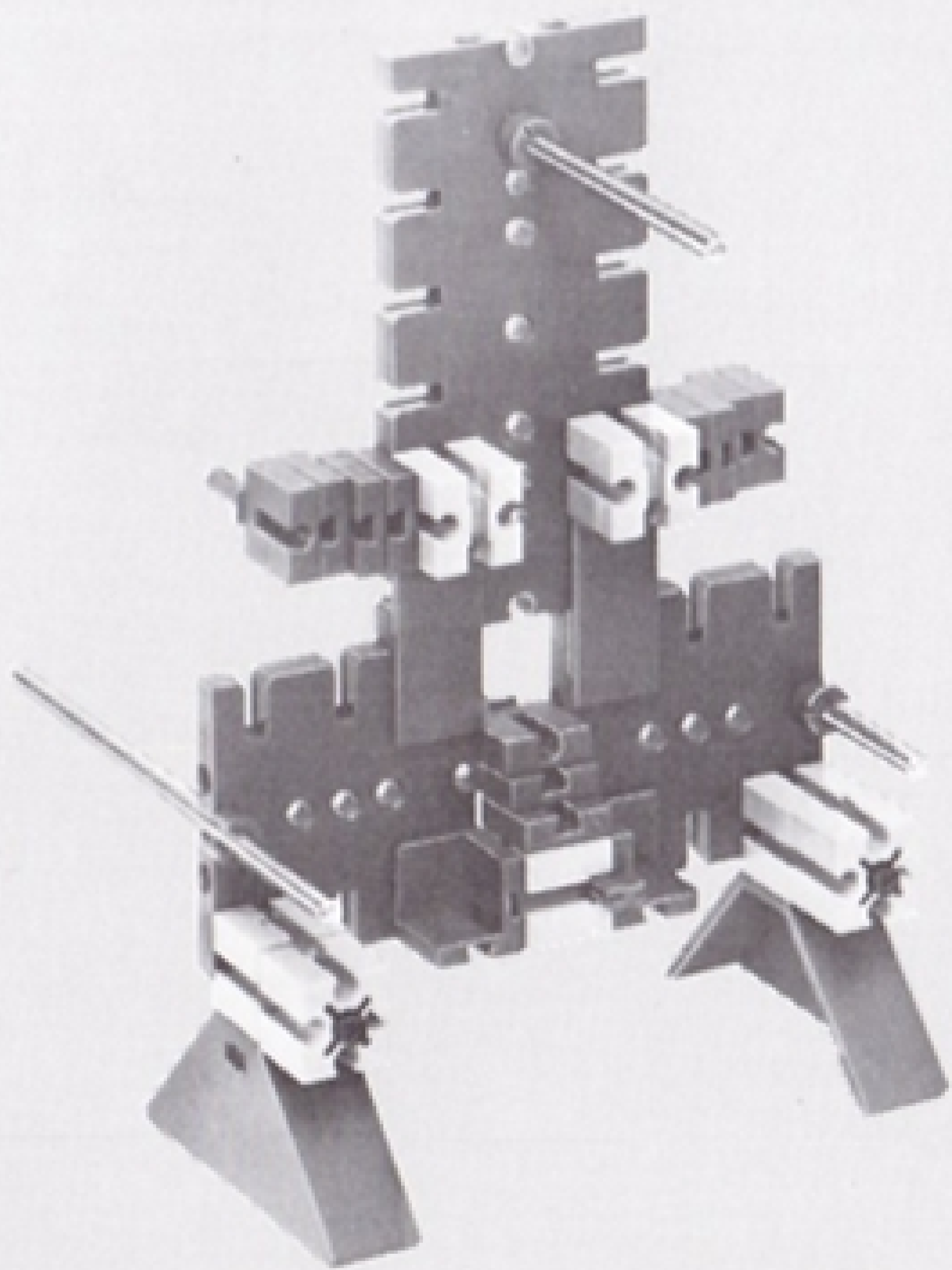
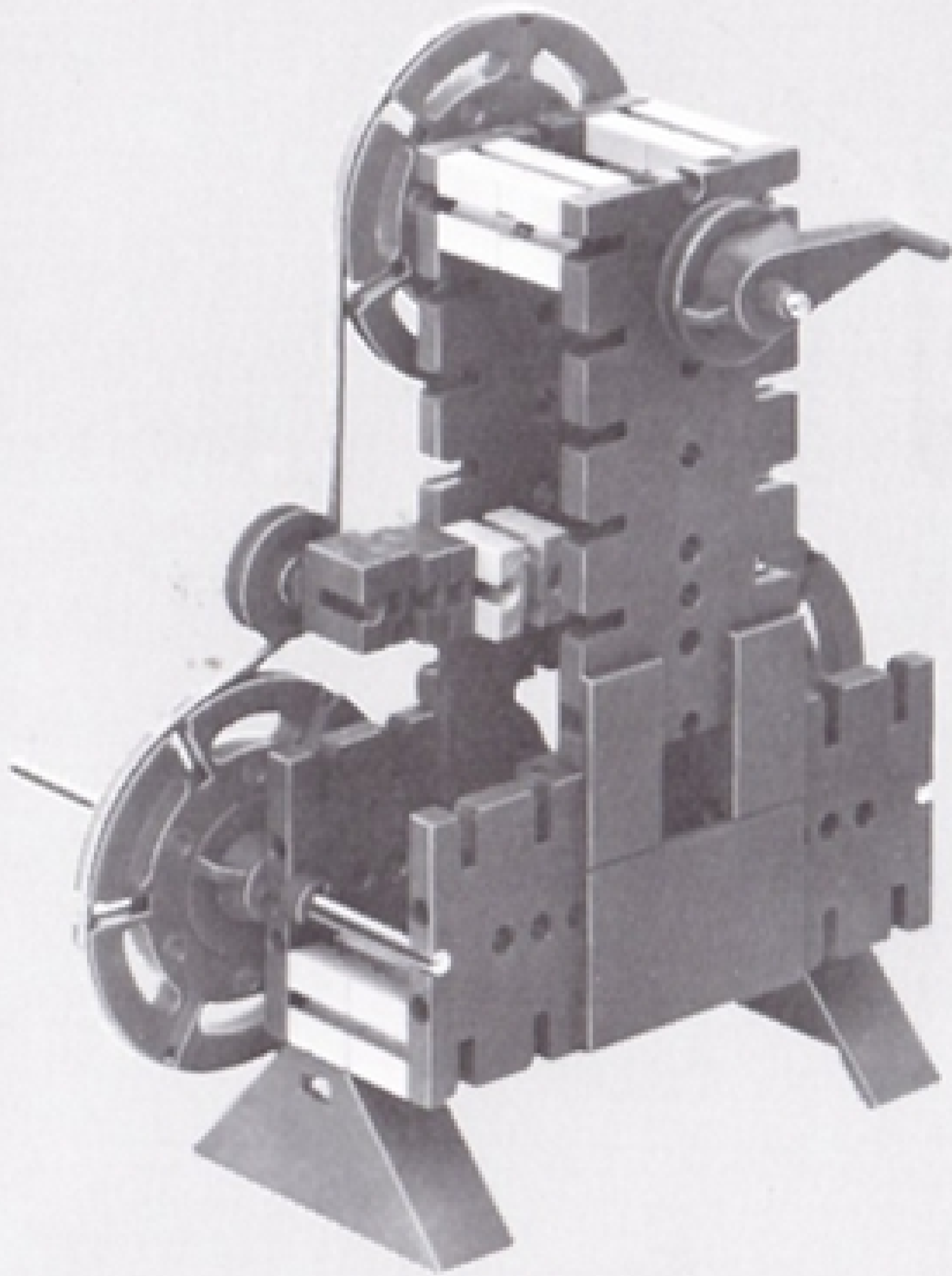
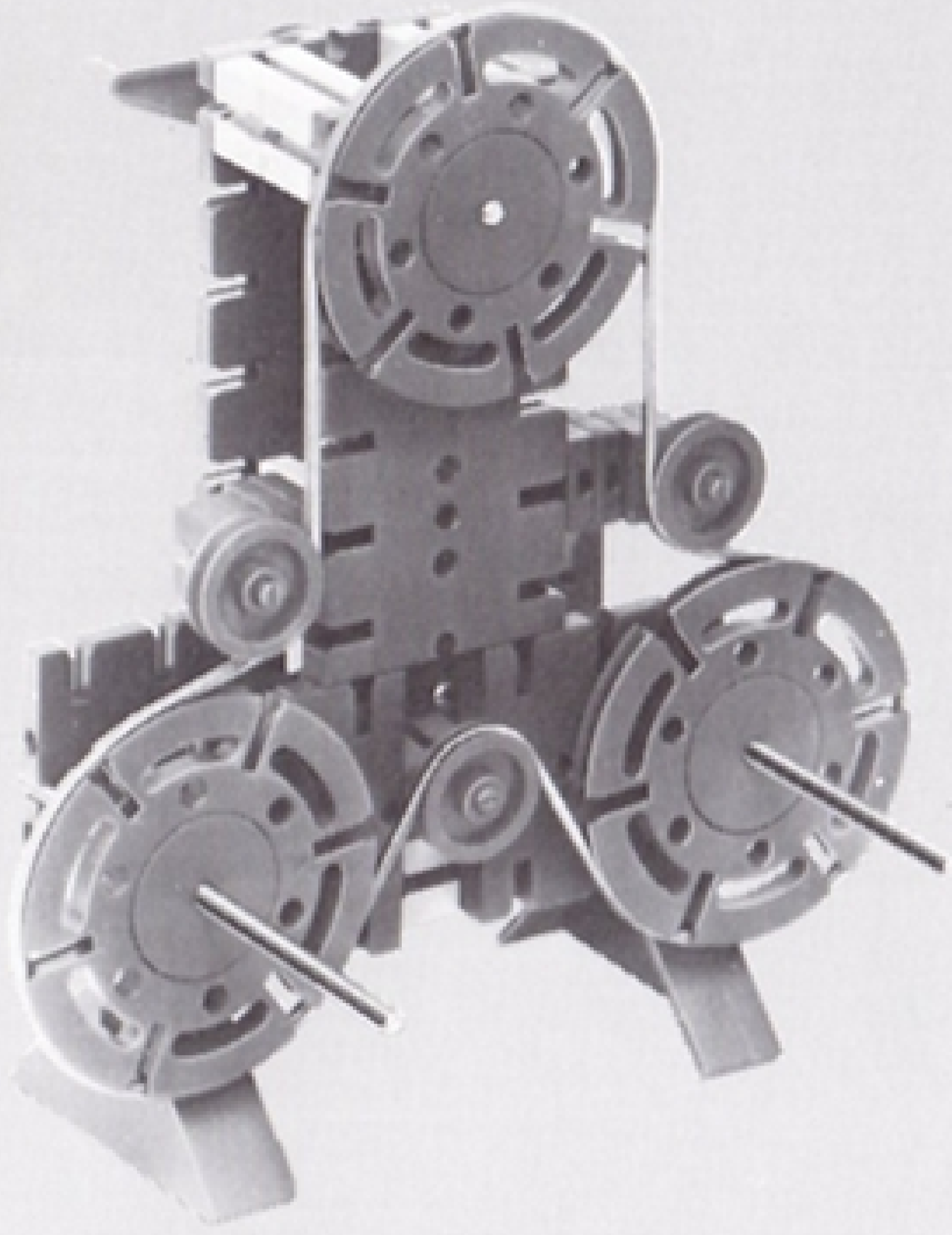
85



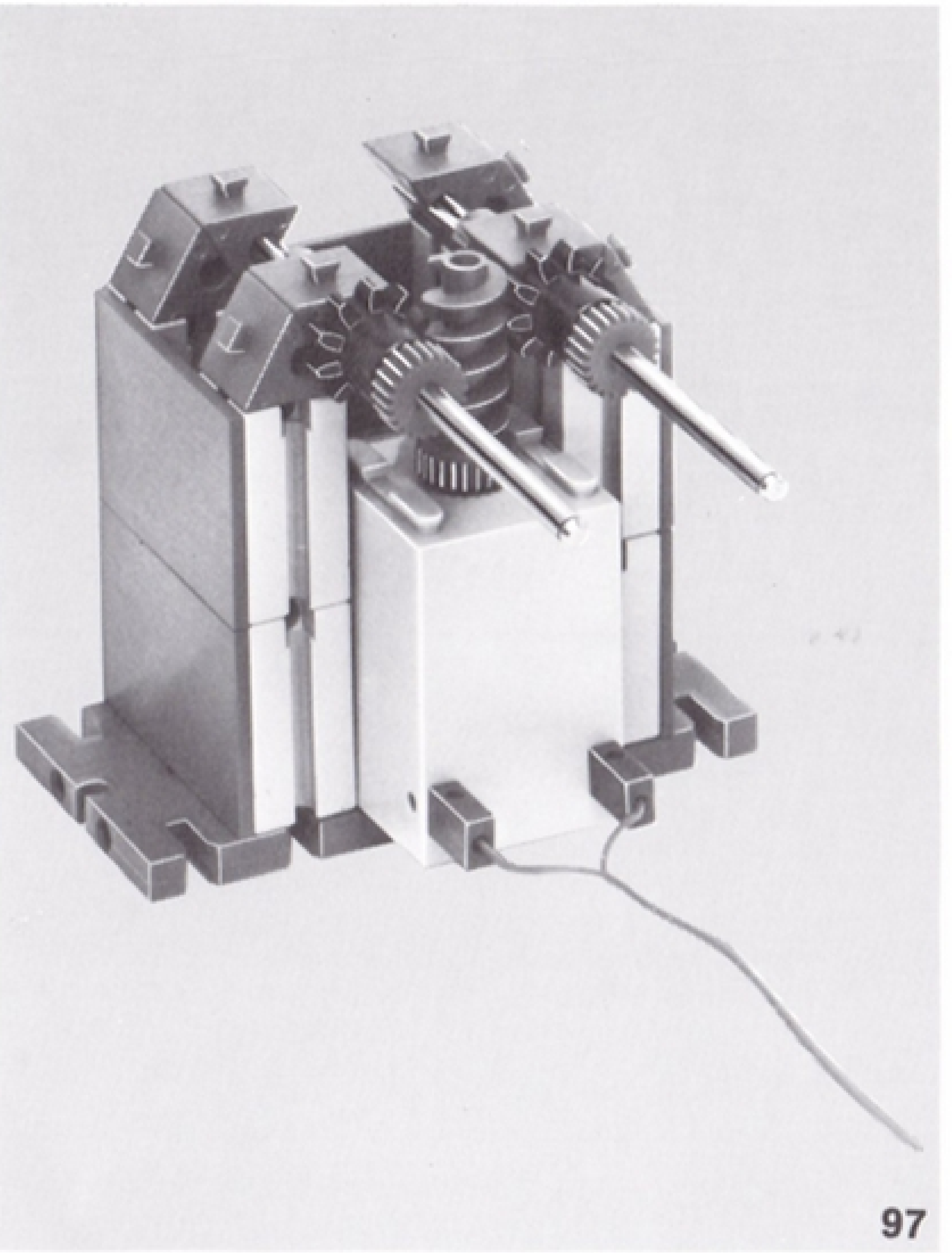
90



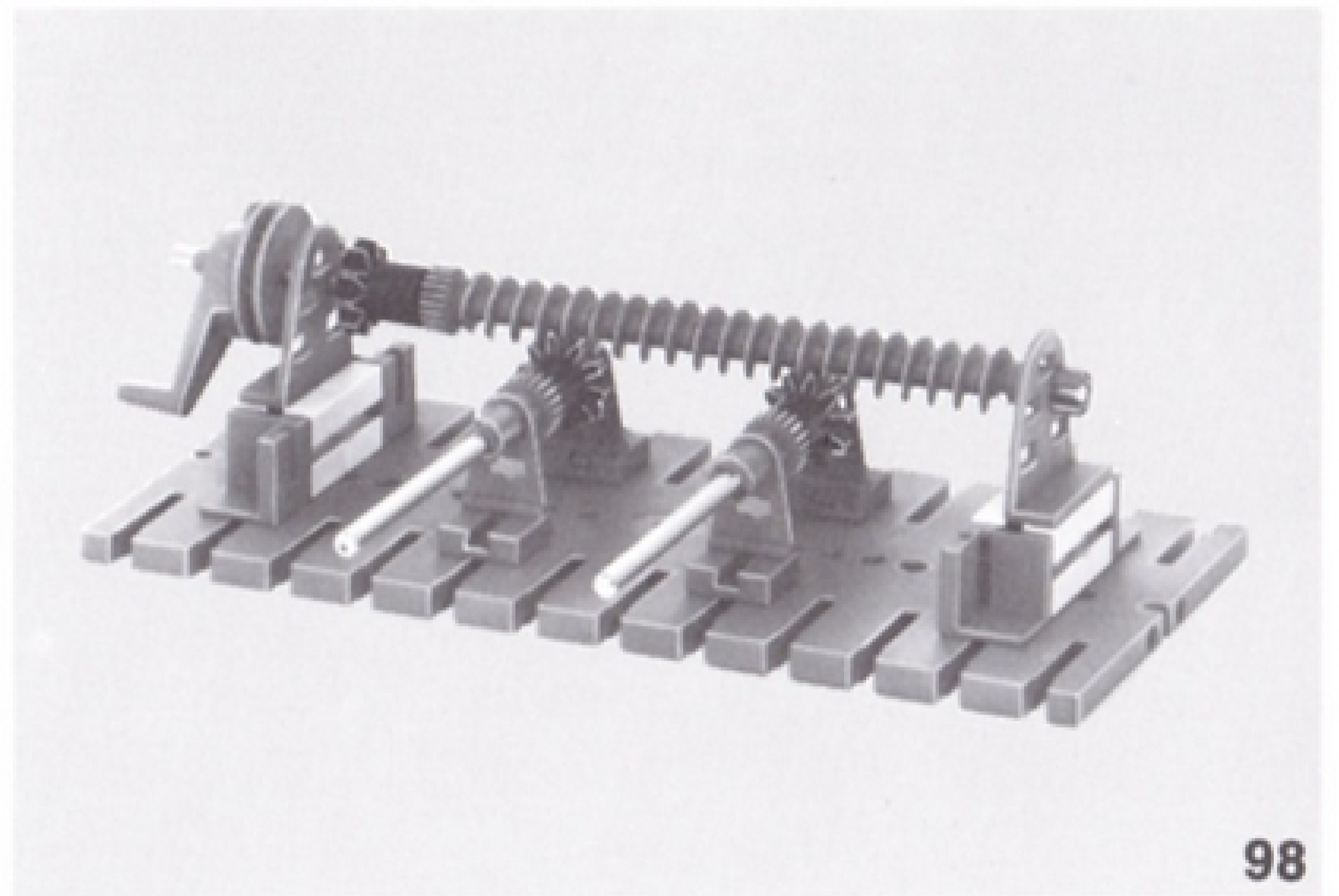
93



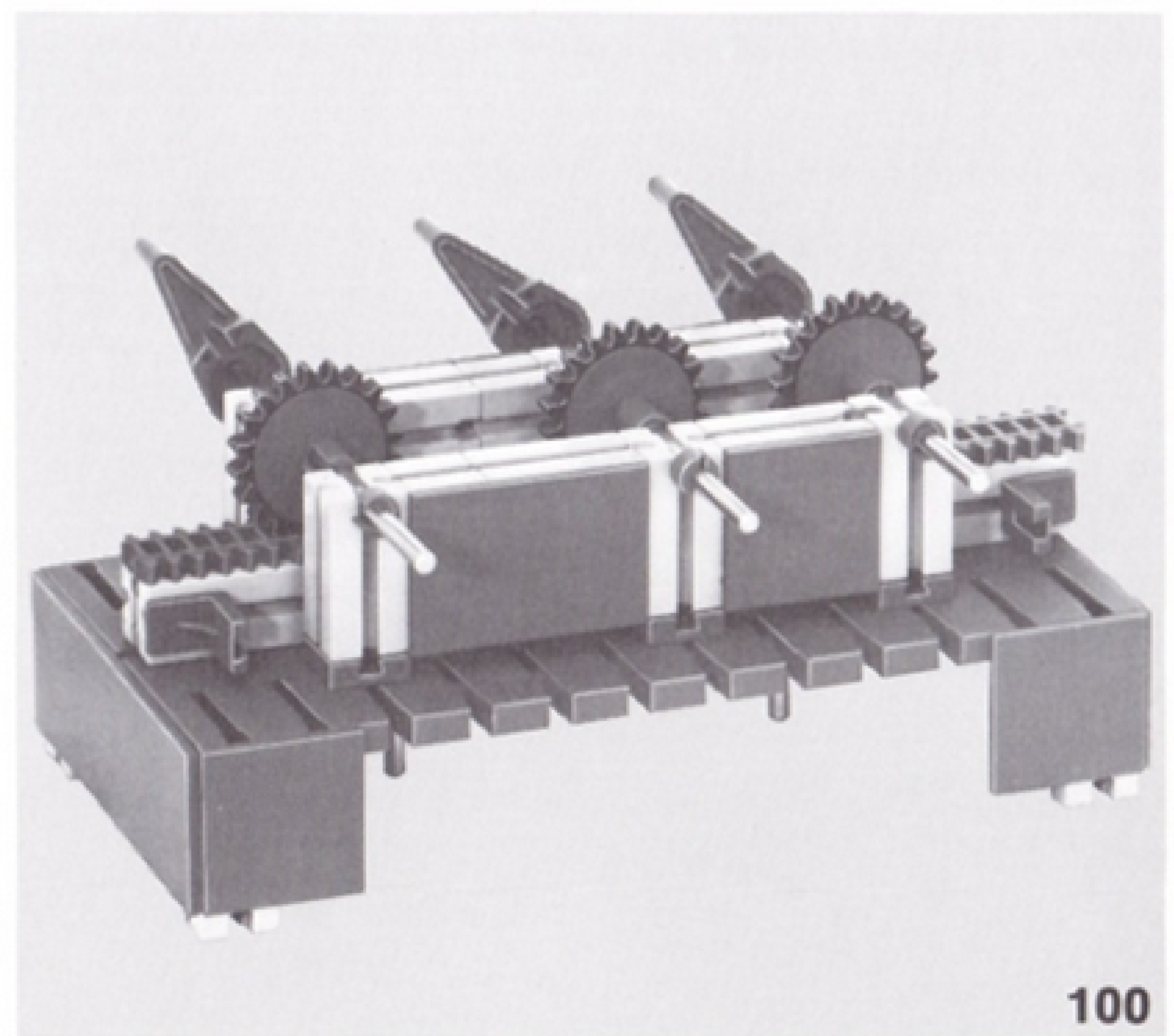
94



97



98



100

