

Badische Landesbibliothek Karlsruhe

Digitale Sammlung der Badischen Landesbibliothek Karlsruhe

Die Bewegungs-Mechanismen

Redtenbacher, Ferdinand

Mannheim, 1857

[urn:nbn:de:bsz:31-266481](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:bsz:31-266481)



1157

DIE
BEWEGUNGS - MECHANISMEN.

Darstellung und Beschreibung eines Theiles der
MASCHINEN - MODELL - SAMMLUNG
der polytechnischen Schule in Carlsruhe.

VON

[Ferdinand]
F. REDTENBACHER.

Großherzoglich Badischer Hofrath und Professor an der polytechnischen Schule
in Carlsruhe.

Mit 60 lithographirten Tafeln.

MANNHEIM

1857.

VERLAGSBUCHHANDLUNG VON FRIEDRICH BASSERMANN.



Unvollständig

Unvollständig

AK

0 73 e 1



VORWORT.

Ich glaube dem technischen Publikum und insbesondere den technischen Lehranstalten einen willkommenen Dienst zu erweisen, indem ich in diesem Werk einen Theil der Maschinen-Modellsammlung, die seit meiner Wirksamkeit an der polytechnischen Schule zu Karlsruhe entstanden ist, bekannt mache.

Die Modelle dieser Sammlung zerfallen in vier Klassen: 1. Maschinendetails; 2. Arbeitstücke; 3. Bewegungsmechanismen; 4. Modelle von vollständigen Maschinen und Apparaten.

Die Modelle der ersten Klasse sind bestimmt, dem Anfänger die richtigen constructiven Formen und Verhältnisse der Maschinenbestandtheile vor Augen zu stellen.

Die Modelle der zweiten Klasse haben den Zweck, die Erfolge der verschiedenen Arbeitsprozesse, durch welche die Maschinenbestandtheile angefertigt werden, zur Anschauung zu bringen.

Die Modelle der dritten Klasse sind nur allein bestimmt, die Wirkungen der verschiedenen Bewegungsmechanismen thatsächlich zeigen zu können.

Die Modelle der vierten Klasse stellen nur diejenigen vollständigen Maschinen und Apparate vor, welche durch bloße Zeichnungen nicht wohl erklärt werden können.

In dem vorliegenden Werk sind nur allein die Modelle der dritten Klasse dargestellt und erklärt.

Da diese Modelle, wie bereits gesagt wurde, nur dazu dienen, die Funktionen der Bewegungsmechanismen thatsächlich vor Augen zu stellen, nicht aber die constructiven Formen der Details zu zeigen, so sind sie in einer Weise constructirt, die für praktische Ausführungen selten geeignet wäre; desswegen sind überall Formen und Verhältnisse gewählt worden, die den Maschinenbaustyl charakterisiren, und ihn von dem Formensystem der Kleinmechanik unterscheiden.

Eine eigentliche Theorie dieser Mechanismen habe ich im Text nicht entwickelt, weil gerade derlei ausgeführte Zeichnungen, die so Vieles darstellen müssen, was die Theorie nicht berührt, für theoretische Behandlungen gar nicht geeignet sind.

Die Reihenfolge, in der die Modelle dargestellt und erklärt sind, ist so viel als möglich eine systematische; allein es war nicht gut möglich, die wissenschaftliche Ordnung immer ganz streng festzuhalten, weil es mir auch um eine gefällige Gruppierung der Figuren zu thun war, was sich mit der wissenschaftlichen Ordnung nicht immer vereinigen liess.

Wenn ein Modell in zwei oder in mehreren Ansichten dargestellt ist, haben die beweglichen Theile nicht jederzeit in allen Ansichten die gleiche Stellung und Lage, sondern in der Regel sind die Theile in jeder Ansicht so dargestellt, dass man daraus die wahren Dimensionen unmittelbar entnehmen kann, wie dies für Arbeitszeichnungen am geeignetsten ist.

Das Constructionsmaterial für die einzelnen Bestandtheile ist im Text nicht immer angegeben. Es ist jedoch jederzeit leicht zu errathen. Die Gestelle sind von Gusseisen, die Räder und überhaupt complicirte gefornate Organe von Messing oder Rothguss, Axen und Zapfen von Schmiedeeisen oder Stahl.

Die Verhältnisse der Zeichnungen zu den Modellgrößen sind auf jedem Blatt angegeben. In der Regel ist dieses Verhältniß $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{2}$.

Der praktische Werth von sehr vielen dieser Bewegungsmechanismen ist ein sehr geringer. Allgemein anwendbare Elementarmechanismen gibt es leider nur zu wenige. Reicht man bei einer Maschinenconstruction mit Rädern, Rollen, Kurbeln und Schrauben nicht aus, so ist man fast immer gezwungen, zu extravagantem Mitteln zu greifen, die nur ausnahmsweise zulässig sind.

Die Originalzeichnungen, nach welchen die Modelle ausgeführt wurden, sind durch die Herren Constructeurs, welche seit einer Reihe von Jahren beim Lehrfache des Maschinenbanes gewirkt haben, nach meinen Angaben und unter meiner Leitung ausgeführt worden. Diese Herren sind:

Herr *Trieb*, gegenwärtig Constructeur in der Maschinenfabrik zu Esslingen;

Herr *Schöber*, gegenwärtig ebenfalls Constructeur in der Maschinenfabrik zu Esslingen;

Herr *Falk*, gegenwärtig Ingenieur und Constructeur in der grossen Spinnerei zu Geln;

Herr *Klot*, gegenwärtig Constructeur beim Lehrfache des Maschinenbanes;

Herr *Hart*, gegenwärtig ebenfalls Constructeur beim Lehrfache des Maschinenbanes.

Die Zeichnungen für die Uebertragung auf die Steine sind grösstentheils von Herrn Constructeur *Hart*.

Die Modelle selbst sind ohne Ausnahme in der wohl eingerichteten mechanischen Werkstätte der polytechnischen Schule unter meiner Leitung durch den Mechaniker *Vietz* ausgeführt worden.

Findet diese Arbeit Beifall, so werde ich andere Klassen der Modellsammlung, wie auch die in der Werkstätte aufgestellten Arbeitsmaschinen nach eigenthümlicher Construction bekannt machen.

Carlsruhe, den 1. März 1857.

Der Verfasser.

ERKLÄRUNG DER BEWEGUNGS-MECHANISMEN.

Räderwerke.

TAB. I.

Fig. 1 und 2. Gewöhnliche Stirnräder zur Verbindung von parallelen Axen.

Fig. 3 und 4. Gewöhnliche Kegelräder zur Verbindung zweier Axen, deren Richtungen einen Winkel bilden, sich jedoch schneiden.

Fig. 5 und 6. Kegelräder mit schief und krumm geschnittenen Zähnen. Diese Zahnflächen sind die Einhüllungsflächen, welche die Schneide eines Meissels durch seine relative Bewegung gegen die beiden Radkörper beschreibt, wenn der Meissel in gewisser Weise fortbewegt wird und gleichzeitig die Radkörper mit den ihnen entsprechenden Geschwindigkeiten um ihre Axen gedreht werden.

TAB. II.

Fig. 1. Uebersetzung mit einem Zwischenrad. a und c sind zwei durch ein Zwischenrad b verbundene Räder. Dieses Zwischenrad hat keinen Einfluss auf das Geschwindigkeitsverhältnis der Räder a und c, wohl aber auf ihre Bewegungsrichtungen. Diese sind, wenn die Räder a und c unmittelbar in einander greifen, entgegengesetzte, wenn sie hingegen durch ein Zwischenrad in Verbindung gesetzt werden, übereinstimmende. Aehnlich verhält es sich auch, wenn die zwei Räder durch eine beliebige, aber ungerade Anzahl von Zwischenrädern verbunden werden.

Fig. 2. Uebersetzung mit zwei Zwischenrädern. a und d sind zwei Räder, die durch zwei Zwischenräder b und c in Verbindung gesetzt sind. Hier ist abermals das Geschwindigkeitsverhältnis der Räder a und d genau so gross, wie in dem Fall, wenn dieselben unmittelbar auf einander einwirkten, und die Bewegungsrichtungen von a und d sind einander entgegengesetzt. Aehnlich verhält es sich auch, wenn die zwei Räder a und d durch eine beliebige, jedoch gerade Anzahl von Zwischenrädern in Verbindung gebracht werden.

Fig. 3. Verbindung zweier Axen durch eine Zwischenaxe. a und b sind zwei Axen, deren Richtungen sich nicht schneiden und einen beliebigen Winkel gegen einander bilden. c ist eine Zwischenaxe, die so gelegt ist, dass ihre Richtung sowohl die Richtung von a, als auch jene von b durchschneidet. d und e sind zwei konische Räder, welche a mit c, f und g sind zwei konische Räder, welche c mit b verbinden.

Fig. 4 und 5. Räderzählwerk. a ist eine rasch laufende Axe, deren Umdrehungen gezählt werden sollen; b ein mit a verbundenes Getriebe mit ($\alpha = 15$) Zähnen; c und d sind zwei Räder, ersteres hat $Z = 50$, letzteres $Z + 1 = 60$ Zähne. f ist eine in dem Gestell g gelagerte Axe, mit welcher das Rad e und ein Zeiger s verbunden sind, welcher auf eine an dem Rad d angebrachte Eintheilung weist. d dreht sich frei auf der Axe f. Die Anzahl der Umdrehungen, welche die Axe a macht, wenn der Zeiger in seiner relativen Bewegung gegen die Eintheilung des Rades d einmal herumgegangen ist, beträgt:

$$\frac{Z(Z+1)}{\alpha}$$

oder weil im Modell $Z = 50$, $Z + 1 = 60$, $\alpha = 15$ ist:

$$\frac{50 \times 60}{15} = 200$$

Der Umkreis ist daher in diesem Falle in 200 Theile zu theilen, damit ein Theilungs-Intervall einer Umdrehung der Axe a entspricht.

TAB. III.

Fig. 5 und 6. Schraubenträder für parallele Axen, Uebersetzung ohne Geschwindigkeitsänderung.

Fig. 1 und 2. Schraubenträder für Axen, deren Richtungen einen rechten Winkel bilden und sich nicht schneiden. Uebersetzung ohne Geschwindigkeitsänderung.

Fig. 3 und 4. Schraubenträder für Axen, deren Richtungen einen rechten Winkel bilden und sich nicht schneiden. Uebersetzung mit Geschwindigkeitsänderung.

Die Zähne dieser Räder sind die Einhüllungsflächen, welche entstehen, wenn die Schneide eines Meissels nach einer gewissen Richtung geradlinig und mit gleichförmiger Geschwindigkeit fortbewegt wird, während gleichzeitig die zylindrischen Radkörper mit der ihnen angemessenen Geschwindigkeit um ihre Axen gedreht werden. Diese Räder wurden zuerst von *Hüte* angewendet und später durch *Olivier* wissenschaftlich untersucht.

Räder und Gestelle sind von Gussisen, die Axen von Schmiedeseisen.

TAB. IV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Schraube ohne Ende. Bei einer Umdrehung der Schraubenaxe geht das Rad um eine Zahntheilung weiter, die Uebersetzungsahl ist demnach gleich der Anzahl der Zähne des Zahnrades. Es ist der compendiosste Rädermechanismus für starke Uebersetzungen in's Langsame, kommt jedoch leider durch Reibung allgemein viele Kraft, und kann deshalb zur Uebertragung von mächtigeren Kräften nicht gebraucht werden, wohl aber um sehr sanfte langsame Drehbewegungen hervorzubringen.

Das Rad und das Gestelle sind von Gusseisen, die Axe mit Wurm und Kurbel ist von Schmiedeeisen, eben so auch der Zapfen, auf dem sich das Rad dreht.

Fig. 5, 6, 7, 8. Spiradruckrad. Die Wirkung von diesem Mechanismus ist ähnlich dem vorhergehenden. Bei einer Umdrehung des Spiradrades geht das Zahnrads um eine Zahntheilung weiter, die Uebersetzungsahl ist also auch hier gleich der Anzahl der Zähne des Zahnrades. Dieser Mechanismus erschöpft aber durch Reibung noch mehr Kraft, als die Schraube ohne Ende, indem bei einer Umdrehung des Spiradrades die aus dem Druck der Zähne des Rades gegen die Spiralschneidung entspringende Reibung durch die Länge einer Spiralschneidung überwunden werden muss. Der Mechanismus kann als Zählapparat gut gebraucht werden, um namentlich die Anzahl von schnell umgehenden Axen, z. B. Turbinenaxen zu zählen.

TAB. V.

Fig. 1 und 2. Differential-Räderwerk mit Kegeln. Dieses Räderwerk, welches bekanntlich bei den Bann- & Trecken-Maschinen zur Fadenzuführung gebraucht wird, ist seinem Wesen nach ein Mechanismus, durch welchen drehende Bewegungen summiert oder abgezogen werden können.

a ist eine Axe, mit welcher das Kegelfrad b fest verbunden ist. c ist ein Kegelfrad, das sich frei auf der Axe a dreht. Mit demselben ist die cylindrische Röhre d und das Zahnrads e fest verbunden. c d und e bilden also einen Körper, der sich frei auf a dreht. f ist ein Stirnrads, das sich frei auf a dreht; es wird von der Axe g aus vermittelt des Getriebes h bewegt. i ist ein sogenanntes Planetenrad, dessen Axe in dem Körper von f gelagert ist und dessen Zähne in jene der Kegelfräder b und c eingreifen. k ist ein wegen des Planetenrades i angebrachtes Gegengewicht. Werden die Axen a und g vermittelt der daran befindlichen Kurbeln, wie die Pfeile andeuten, nach einerlei Richtung gedreht, so entsteht in dem Rade e und in dem damit verbundenen Rade c eine drehende Bewegung, nach der in der Zeichnung angedeuteten entgegengesetzten Richtung, und die Geschwindigkeit dieser Bewegung wird auf folgende Weise bestimmt:

Nennt man

$\left(\frac{n}{b}\right)$ $\left(\frac{n}{f}\right)$ $\left(\frac{n}{c}\right)$ die Anzahl der Umdrehungen der Räder b, f und c in einer Minute, so ist, wenn die Bewegungen nach den in der Zeichnung angegebenen Pfeilrichtungen erfolgen:

$$\left(\frac{n}{c}\right) = \left(\frac{n}{b}\right) + 2 \left(\frac{n}{f}\right) \dots \dots \dots (1)$$

Wird a nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegengesetzt ist, so ist:

$$\left(\frac{n}{c}\right) = - \left(\frac{n}{b}\right) + 2 \left(\frac{n}{f}\right) \dots \dots \dots (2)$$

Wird dagegen g nach einer Richtung gedreht, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegen gesetzt ist, so hat man:

$$\left(\frac{n}{c}\right) = \left(\frac{n}{b}\right) - 2 \left(\frac{n}{f}\right) \dots \dots \dots (3)$$

In dem erstern dieser drei Fälle bewirkt der Mechanismus eine Addition, in den beiden letzteren Subtraktionen. Fällt der Werth von $\left(\frac{n}{c}\right)$ negativ aus, so ist dies ein Zeichen, dass die Bewegung von c nach einer Richtung erfolgt, die der durch den Pfeil angedeuteten entgegen gesetzt ist.

Ist $\left(\frac{n}{b}\right) = 2 \left(\frac{n}{f}\right)$; d. h. dreht sich das Rad b zweimal so schnell als f und sind die Bewegungsrichtungen dieser Räder entgegengesetzt, so wird $\left(\frac{n}{c}\right) = 0$, d. h. das Rad c macht dann keine Bewegung.

Fig. 2. Differential-Räderwerk mit Stirnrädern. Auch dieser Mechanismus bewirkt eine Addition oder eine Subtraktion zweier drehenden Bewegungen, jedoch in einem allgemeineren Sinne als der vorhergehende.

a und b sind zwei mit Kurbeln versehene Axen, deren Drehbewegungen vermittelt des Räder-systems combinirt werden. Das Resultat erscheint in dem Zeiger c. d ist ein mit a unveränderlich verbundenes Stirnrads. g ist ein auf der Axe a frei drehbares Rad, das mit der Röhre k und mit dem Zeiger c zu einem Körper vereinigt ist, g k c bilden also einen auf a frei drehbaren Körper. h ist ein Stirnrads, das sich frei auf a dreht und von der Axe b aus vermittelt des Getriebes i bewegt wird. e und f sind zwei mit einer Axe l verbundene Räder. Die Zähne von e greifen in d, die Zähne von f greifen in g ein. Die Axe l ist in den Körper des Rades h gelagert.

Werden nun die Axen a und b vermittelt der an denselben angebrachten Kurbeln so gedreht, wie die Pfeile andeuten, so erscheint in c eine drehende Bewegung, deren Geschwindigkeit auf folgende Weise bestimmt wird.

Bezeichnet man durch d e f g nicht nur die Räder, auf welche diese Buchstaben geschrieben sind, sondern zu gleicher Zeit auch die Halbmesser ihrer Theilkreise und durch die Symbole $\left(\frac{n}{d}\right)$ $\left(\frac{n}{h}\right)$ $\left(\frac{n}{e}\right)$ die Anzahl der Umdrehungen, welche gleichzeitig die Räder d h und die Zeiger c in einer Minute machen, so hat man:

$$\left(\frac{n}{c}\right) = \frac{d}{e} \frac{f}{g} \left(\frac{n}{d}\right) + \left(\frac{d}{e} \frac{f}{g} - 1\right) \left(\frac{n}{h}\right) \dots \dots \dots (1)$$

und die Bewegung von c erfolgt nach der Richtung des auf c gezeichneten Pfeiles oder nach entgegengesetzter Richtung, je nachdem der Werth von $\left(\frac{n}{c}\right)$ positiv oder negativ ausfällt. Setzt man zur Abkürzung

$$\frac{d}{e} \frac{f}{g} = m \dots \dots \dots (2)$$

so wird:

$$\left(\frac{n}{c}\right) = m \left(\frac{n}{d}\right) + (m - 1) \left(\frac{n}{h}\right) \dots \dots \dots (3)$$

Die Wirkung dieses Räderwerks besteht also darin, dass (bei den in der Zeichnung angedeuteten Drehungsrichtungen) in dem Rade *c* die Anzahl der Umdrehungen von *d* *m*-fach und die Anzahl der Umdrehungen von *b* (*m* - 1) fach auftreten.

In allen Anwendungen der Differential-Räderwerke hat die eine von den Axen, deren Drehbewegungen combinirt werden sollen, eine constante, die andere dagegen eine veränderliche Geschwindigkeit, die resultirende Bewegung ist daher immer eine veränderliche.

Die Räder der Modelle sind von Messing, die Axen von Schmiedeeisen, die Gestelle von Gusseisen, der Sockel von Holz.

TAB. VI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Differential-Räderwerk mit veränderlicher Geschwindigkeit in vier Ansichten. *a* und *b* sind die beiden Axen, deren drehende Bewegung combinirt werden soll. Die Bewegung von *b* ist gleichförmig, jene von *a* veränderlich. Das Kegelrad *e* ist fest verbunden mit *b*. Das Kegelrad *d* mit der Röhre *v* und dem Zeiger *v*, drehen sich zusammen frei auf der Axe *b*. Das Kegelrad *f* dreht sich frei auf *b* und ist mit einem konischen Planetenrad *g* versehen, dessen Axe in dem Körper des Rades *f* gelagert ist. Die bis hieher beschriebenen Bestandtheile bilden das eigentliche Differential-Räderwerk. Die übrigen Theile des Apparates dienen dazu, der Axe *a* eine variable Geschwindigkeit zu ertheilen. *h* i k sind drei Stirnräder. *h* ist mit der Axe *b* verbunden, *i* dreht sich frei auf dem Zapfen *l* und dient als Zwischenrad. *k* ist mit einer Axe *m* verbunden. Auf dieser Axe befindet sich eine mit Leder überzogene Metallscheibe *n*, die durch zwei ringförmige Stahlfedern *p* gegen ein ebenfalls mit Leder überzogenes Röllchen *q* gedrückt wird. Diese Rolle *q* kann längs der viereckigen Axe *a* hin- und hergleiten, eine Drehung von *q* bewirkt jedoch auch eine Drehung von *a*. An dem Röllchen *q* ist ein Hals angebracht, der von einer Gabel *t* umfasst wird, die durch eine Schraube *s* hin- und hergeführt werden kann.

Will man nun den Apparat so in Wirkung setzen, dass eine constante Bewegung von *b* mit einer variablen Bewegung von *a* combinirt wird, so kann dies geschehen, indem man vermittelt Kurbeln, die in der Zeichnung weggelassen wurden, die Räderaxe *b* und die Schraubenspindel *s* in gleichförmig drehende Bewegungen versetzt. Denn wenn *b* gedreht wird, wird zunächst vermittelt der Räder *e* *g* *d* der Zeiger *v*, zur Bewegung angeregt; allein gleichzeitig wird durch die Räder *h* *i* *k* und durch die Scheibe *n* die Rolle *q* gedreht und dadurch kommt die Axe *a* und vermittelt des Getriebes *r* das Rad *f* in Bewegung, so dass nun die Bewegungen von *b* und *a* combinirt in *c* erscheinen.

Wenn aber auch gleichzeitig die Spindel *s* gedreht wird, erlangt die Gabel *t* eine fortschreitende Bewegung und bewirkt, dass der Berührungspunkt zwischen der Scheibe *n* und dem Röllchen *q* gegen den Mittelpunkt von *a* hinrückt, was dann zur Folge hat, dass die Geschwindigkeit der drehenden Bewegung von *a* abnimmt. Auf die so eben beschriebene Weise wird also durch zwei gleichförmig drehende Bewegungen der Axe *b* und Spindel *s* eine veränderliche Bewegung in der Axe *a* hervorgerufen, die dann mit der Bewegung von *b* combinirt im Zeiger *v*, erscheint.

Das Gleiche kann man auch hervorbringen, wenn die Spindel *s* und die Axe *m* statt der Achse *b* gedreht werden.

Wenn der Ring *n* weggenommen wird, kann das Zwischenrad *i* auf dem Zapfen *l* hinausgeschoben werden, so dass es dann nicht mehr in die Räder eingreift, und wenn dann die Axen *b*

und *a* direkt gedreht werden, lauft *q* *n* und *k* wirkungslos mit und der ganze Apparat combinirt in diesem Falle die constanten drehenden Bewegungen von *b* und *a*.

Auch an diesem Modell sind die Räder und Rollen von Messing, die Axen von Schmiedeeisen, das Gestelle von Gusseisen.

TAB. VII.

Die auf dieser Tab. dargestellten Modelle zeigen Anwendungen von den Differential-Räderwerken auf sogenannte Uebersetzungskurbeln. Diese sind jedoch kaum von irgend einem praktischen Werth.

Fig. 1 und 2 sind zwei Ansichten einer Uebersetzungskurbel mit Kegelrädern.

a ist eine Axe, die sich in dem Gestell *b* dreht, und mit welcher das Schwungrad *c* und das konische Rad *d* verbunden ist. *e* ist ein an das Gestelle *b* befestigtes, mithin unbewegliches Kegelrad. *f* ist eine auf der Axe *a* frei drehbare Kurbel, deren Körper über diese Axe hinaus verlängert ist. *g* ist ein konisches Rädchen, dessen Zahn sowohl in *d* als auch in *e* eingreift; es dreht sich um einen Zapfen, der am Ende der Verlängerung von *f* angebracht ist. Wird die Kurbel *f* einmal herumgedreht, so macht die Axe *a* und das damit verbundene Schwungrad *c* gleichzeitig zwei Umdrehungen.

Fig. 3 und 4 sind zwei Ansichten einer Uebersetzungskurbel mit Stirnrädern.

a ist eine Axe, die sich im Gestell *b* dreht und mit welcher das Schwungrad *c* und das Rädchen *d* verbunden ist. *g* ist ein an das Gestell *b* geschnitztes unbewegliches Rad. *h* ist eine Kurbel, die sich frei auf der Axe *a* dreht. Dieselbe ist über die Axe *a* hinaus verlängert, und in dieser Verlängerung dreht sich eine mit zwei Rädchen *f* und *e* versehene Axe *i*. *f* greift in *g* ein, *e* in *d*. Wird die Kurbel einmal herumgedreht, so macht das Schwungrad gleichzeitig

$$\frac{e}{f} \cdot \frac{c}{d} - 1$$

Umdrehungen nach einer Richtung, die jener, nach welcher die Kurbel gedreht wurde, entgegengesetzt ist. In diesem Ausdruck bedeuten die Buchstaben *e* *g* *f* *d* die Halbmesser der Theilkreise, der mit *g* *f* *e* *d* bezeichneten Räder.

TAB. VIII.

Fig. 1 und 2 zwei Ansichten, Fig. 3, 4, 5 einzelne Theile von dem sogenannten Rädergehänge.

Dieser Mechanismus ist bestimmt, die drehende Bewegung von einer fixen Axe aus auf eine bewegliche, d. h. ihrem Ort verändernde Axe zu übertragen. *a* ist die fixe, *e* die bewegliche Axe. Diese letztere wird durch zwei Schwingen *f* *f* gehalten, die sich um die Zapfen *g* *g* drehen, und wird vermittelt der Kurbeln *h* *h* und der Schubstangen *i* *i* in eine hin- und hergehende Bewegung versetzt, wenn die Axe *a* vermittelt einer der beiden Kurbeln *h* gedreht wird. *d* *d* sind zwei um die Axe *a*, *n* *e* zwei um die Axe *e* drehbar in der Mitte durch einen Bolzen gegliederte Schienen. In diesen Schienen legen die Axen der drei Zwischenräder *k* *l* *m*, vermittelt welcher die Räder *n* und *p* in Verbindung gesetzt sind. *n* ist mit *a*, *p* ist mit *e* verbunden.

Wird die Axe a vermittelt einer der Kurbeln h gedreht, so entsteht zunächst durch die Kurbeln h und Schraubstangen i eine hin- und hergehende Bewegung der Axe e, aber gleichzeitig auch vermittelt der Räder u k l m p eine drehende Bewegung.

Dieses Rädergehänge wird bei den Bänken h breches-Spinnmaschinen angewendet, um die Drehung der Spulen zu bewirken, während sie an den Spindeln auf und nieder gleiten.

Fig. 3 zeigt die Schienen mit den Rädern, wenn das Ganze geradlinig ausgestreckt wird.

TAB. IX.

Fig. 1 und 2. Drehung eines Körpers um zwei Axen. a ist eine aus zwei Hälften zusammengesetzte mit einer Axe b verbundene Hohlkugel. Diese Axe b ist in einem Ring c gelagert, der mit horizontalen in dem Gestell d gelagerten Zapfen ee versehen ist. Mit der Axe b ist ein konisches Rädchen f und mit dem Gestell d ein Stirnrad g fest verbunden und zwar concentrisch mit der Axe e e. Auf den Ring c ist ein Axenlager h geschraubt, das eine mit zwei Stirnrädern i und k versehene Axe l hält, jedoch so, dass sie sich im Lager h drehen kann. Die Zähne von i greifen in g, jene von k in f ein. Wird die Kurbel m einmal herumgedreht, so macht die Kugel zweierlei Drehungen, nämlich eine Umdrehung um die Axe e e und gleichzeitig $\frac{r}{R} \cdot \frac{h}{l} - 1$ Umdrehungen um die Axe b.

Die Kugel a dreht sich durch dieses Räder-system mit veränderlicher Geschwindigkeit um eine Momentanaxe, die fortwährend ihre Lage gegen die Kugel verändert.

Fig. 3 und 4. Elliptische Räder. a und b sind zwei congruente elliptische Räder, deren Drehungsaxen e und d durch die Brennpunkte der Ellipsen gehen. Um ihre Bewegung zu erleichtern, ist noch eine Stirnräder-Übersetzung e f angebracht, und das Ganze wird vermittelt der an der Axe g befindlichen Kurbel h in Bewegung gesetzt. Die Axe d ist auch noch mit einer Kurbel i versehen, von welcher aus die drehende Bewegung von d in eine hin- und hergehende Bewegung verwandelt werden kann. Die Wirkung dieses Räderwerkes besteht darin, dass durch eine gleichförmige Bewegung der Axe g eine periodisch veränderliche Drehung in der Axe d hervorgebracht wird.

Nennt man m das grösste Übersetzungsverhältnis, d. h. das Verhältnis der Geschwindigkeiten der Axen d und e, wenn der grösste Radiusvektor von a auf den kleinsten Radiusvektor von b einwirkt, A die halbe grosse, B die halbe kleine Axe einer solchen Ellipse, so ist:

$$\frac{B}{A} = \sqrt{1 - \left(\frac{m-1}{m+1}\right)^2}$$

Vermittelt dieses Ausdruckes kann man das Axenverhältnis der Ellipsen so bestimmen, dass es einem gegebenen Maximum der Geschwindigkeitsverhältnisse der Axen d und e entspricht.

Für die Ausführung ist zu bemerken, dass die Zahnabrollungen, wenn man sie nach Kreisbögen machen will, alle mit $\frac{1}{2}$ einer Zahntheilung gemacht werden dürfen, indem die Krümmungshalbmesser der Räder an den Eingriffspunkten in jeder Lage derselben übereinstimmen.

Theorie der unruhenden Räder. Zuweilen wird durch den Zweck, welchem eine Maschine zu dienen hat, die Forderung gestellt, zwei Axen a und b in eine solche Verbindung zu bringen, dass sich b nach einem gewissen vorgeschriebenen Gesetze bewegt, wenn die Axe a gleichförmig gedreht wird. Diese Aufgabe kann durch verschiedene Mechanismen und kann insbesondere durch unruhende

Zahnräder gelöst werden. Die Formen solcher Räder können auf folgende Weise durch Rechnung ganz scharf bestimmt werden.

Es seien a und b Tab. X. Fig. 1 die durch unruhende Räder e und d zu verbindenden Axen. Wenn die krummen Theillinien der Räder richtig sind, müssen dieselben die Eigenschaften haben, dass wenn man von e aus auf den Theillinien gleich lange Bogenlängen e f = e g abschneidet, so muss

1. die Summe $a f + b g$ der Radiusvektoren a f und b g gleich sein der Distanz $a b$ der Axen und muss

2. das Verhältnis $\frac{r a e}{g h e}$ der Winkel, um welchen sich die Räder drehen, wenn das eine Rad o

um einen Winkel $\widehat{r a e}$ gewendet wird, dem vorgeschriebenen Bewegungsgesetz entsprechen. Dies ist der Fall, wenn man folgenden Bedingungen genügt:

$$e d q = e_1 d q_1 \dots \dots \dots (1)$$

$$q + q_1 = D \dots \dots \dots (2)$$

In diesen Ausdrücken bedeutet:

D = $a b$ die Axendistanz;

$q = \widehat{r a e}$ den Winkel, um welchen die eine Axe gedreht wird;

$q_1 = \widehat{g h e}$ den Winkel, um welchen sich gleichzeitig die zweite Axe drehen soll;

$d q d q_1$ die Differentialien dieser Winkel bei einer unendlich kleinen Drehung der Axen;

$r = a f$
 $r_1 = g h$ zwei correspondirende Radiusvektoren.

Wenn das Gesetz gegeben ist, nach welchem die Drehung von d bei einer gleichförmigen Drehung von e erfolgen soll, muss q_1 als Funktion von q bekannt sein, kennt man also:

$$q_1 = \text{Funktion}(q) \dots \dots \dots (3)$$

Aus den Ausdrücken (1) (2) und (3) kann man jederzeit die Rollungslinien der Räder bestimmen.

Es folgt zunächst aus (1) und (2):

$$\left. \begin{aligned} e &= \frac{D}{1 + \frac{d q}{d q_1}} \\ e_1 &= \frac{D}{1 + \frac{d q_1}{d q}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

Durch Differentiation der Gleichung (3) kann man jederzeit den Quotienten $\frac{d q_1}{d q}$ als Funktion von q und den Quotienten $\frac{d q}{d q_1}$ als Funktion von q_1 ausdrücken und wenn man diese Werte der

Differential-Quotienten in (4) einführt, ergeben sich zwei Ausdrücke, von denen der erstere ρ als Funktion von φ und der letztere ρ_1 als Funktion von φ_1 darstellt, und diese Ausdrücke sind nichts anderes, als die in Polarkoordinaten ausgedrückten Gleichungen der beiden Kurven, nach welchen die Räder gerollt werden müssen.

Man kann aber auch, um diese Kurven zu bestimmen, auf folgende Art verfahren. Aus der Gleichung (3) ergibt sich unmittelbar durch Differentiation $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$ als Funktion von φ . Führt man diesen Werth von $\frac{d\varphi_1}{d\varphi}$ in die zweite der Gleichungen (4) ein, so erhält man ρ , ausgedrückt durch φ und nicht durch φ_1 .

Bezeichnen wir diesen Ausdruck der Kürze wegen mit:

$$\rho_1 = Y(\varphi) \dots \dots \dots (5)$$

Nimmt man nun eine Reihenfolge von Werthen von φ an, so gibt die Gleichung (3) die correspondirenden Werthe von φ_1 , dann gibt die Gleichung (5) die entsprechenden Werthe von ρ_1 , und schliesslich ergeben sich die Werthe von ρ durch die Beziehung

$$\rho = (D - \rho_1) \dots \dots \dots (6)$$

Anwendung dieser Theorie. Legen wir uns die Aufgabe vor, zwei ungleiche Räder zu construiren, welche folgende Eigenschaften haben:

- 1. Das Rad, welchem die Elemente φ und ρ entsprechen, soll n Polygonseiten haben,
 - 2. Das Rad, welchem die Elemente φ_1 und ρ_1 entsprechen, soll m_1 Polygonseiten haben.
- Es sei $m_1 > n$ so, dass der Quotient $\frac{m_1}{n} = i$ die Uebersetzungszahl ausdrückt.
3. Das Bewegungsgesetz für die beiden Räder sei:

$$\varphi_1 = \varphi + \vartheta \sin k \varphi \dots \dots \dots (7)$$

wobei ϑ k drei vorläufig noch unbestimmte constante Grössen sind.
Aus (7) folgt durch Differentiation:

$$\frac{d\varphi_1}{d\varphi} = 1 + \vartheta k \cos k \varphi \dots \dots \dots (8)$$

Führt man diesen Werth in die zweite der Gleichungen (4) ein, so erhält man:

$$\rho = \frac{D}{1 + \vartheta k \cos k \varphi} \dots \dots \dots (9)$$

Vermöge der oben ausgesprochenen Bedingungen muss für $\varphi = \frac{2\pi}{n}$ $\varphi_1 = \frac{2\pi}{m_1}$ und muss ferner der Werth von ρ , für $\varphi = \frac{2\pi}{n}$ oder für $\varphi = \frac{2\pi}{m_1}$ gleich werden dem Werth von ρ_1 , für $\varphi_1 = 0$.
Dies ist vermöge (7) und (9) der Fall, wenn:

$$\frac{2\pi}{m_1} = \vartheta \frac{2\pi}{n} + \vartheta \sin k \frac{2\pi}{n} \dots \dots \dots (10)$$

und

$$\frac{D}{1 + \vartheta k \cos k} = \frac{D}{1 + \vartheta k \cos k \cos k \frac{2\pi}{m_1}} \dots \dots \dots (11)$$

Diesen Bedingungen wird Genüge geleistet, wenn man nimmt:

$$\left. \begin{aligned} k &= m \\ \vartheta &= \frac{m}{m_1} = \frac{1}{i} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12)$$

Hiermit sind zwei von den drei Constanten bestimmt. Die dritte Constante ϑ kann man so bestimmen, dass das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des mit ungleichförmiger Geschwindigkeit laufenden Rades einen gewissen Werth γ hat.

Für die grösste Geschwindigkeit ist vermöge (8) $\cos k \varphi = +1$, für die kleinste $\cos k \varphi = -1$, man hat daher vermöge (5):

$$\gamma = \frac{\vartheta + \vartheta k}{\vartheta - \vartheta k}$$

oder wenn man für ϑ und k die Werthe (12) einführt:

$$\gamma = \frac{\frac{1}{i} + m \vartheta}{\frac{1}{i} - m \vartheta}$$

Hieraus folgt:

$$\vartheta = \frac{1}{m i} \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1}$$

oder weil $m i = m_1$ ist:

$$\vartheta = \frac{1}{m_1} \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \dots \dots \dots (13)$$

Führt man die Werthe (12) und (13) in (7) und (9) ein, so erhält man folgende Ausdrücke:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \frac{1}{i} \left(\varphi + \frac{1}{m} \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \sin m \varphi \right) \\ \rho &= \frac{i D}{1 + i + \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \cos m \varphi} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (14)$$

Wenden wir uns nun zur Beschreibung der Räder, welche auf den Tab. X. und XI. dargestellt sind.

TAB. X.

Fig. 1 und 2. Ungleiche Räder für periodische Bewegungen. Die durch diese Figuren dargestellten Räder sind spezielle Fälle von den Gleichungen (14). Es ist nämlich für diese Räder $m = m_1 = 1$, $i = 1$ $\gamma = 4$ angenommen worden, daher erhält man:

$$\left. \begin{aligned} v_1 &= v + \frac{3}{5} \sin \varphi \\ v_2 &= \frac{5D}{10 + 3 \cos \varphi} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (15)$$

Setzt man in diese Formeln für φ eine Reihenfolge von Werthen und berechnet sodann die entsprechenden Werthe von v_1 und v_2 , so findet man schliesslich auch die Werthe von r vermittelt der Beziehung

$$r = D - v_1$$

Vermittelt man durch die so erhaltenen Rechnungsergebnisse die Räder oder vielmehr nur die Rollungslinien derselben, so erscheinen die Räder nicht in der Stellung, in welcher sie in Fig. 1 dargestellt sind, sondern in der um 180° veränderten Stellung.

Von der Richtigkeit der Rechnung und Construction überzeugt man sich am besten, wenn man die Peripherielängen der beiden Linien vermittelt eines Zirkels misst; man wird finden, dass sie genau einander Länge haben.

Fig. 3. *Concave Räder für abwechselnd beschleunigte und verzögerte Bewegungen.* Das Bewegungsgesetz, welches der Construction dieser Räder zu Grunde gelegt wurde, ist:

$$v_1 = a \varphi + b \varphi^2 \dots \dots \dots (16)$$

wobei a und b constante Grössen bedeuten.

Aus dieser Gleichung folgt zunächst:

$$\frac{dv_1}{d\varphi} = a + 2b\varphi \dots \dots \dots (17)$$

Setzt man diesen Werth in die zweite der Gleichungen (4), so findet man:

$$v_2 = \frac{D}{1 + a + 2b\varphi} \dots \dots \dots (18)$$

Um die Constanten a und b angemessen zu bestimmen, habe ich angenommen:

1. Dass die Beschleunigungen und Verzögerungen abwechselnd durch Halbkreise erfolgen sollen.
2. Dass das Verhältnis zwischen der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des zweiten Rades gleich γ sein soll.

Unter diesen Voraussetzungen muss sein:

$$v = a \varphi + b \varphi^2$$

und

$$v = \frac{a + 2b\varphi}{\gamma}$$

Hieraus folgt:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{2}{\gamma + 1} \\ b &= \frac{1}{\gamma} \frac{\gamma - 1}{\gamma + 1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (19)$$

und die in Fig. 3 dargestellten Räder sind für die Annahme $\gamma = 4$ berechnet.

TAB. XI.

Fig. 3. *Vierseitig umrandete Räder.* Durch diese Räder wird bei einer gleichförmigen Bewegung des Rades c das andere Rad d während einer Umdrehung 4 mal verzögert und 4 mal beschleunigt. Diese Räder folgen aus den früher aufgestellten Gleichungen (14), wenn man in denselben setzt:

$$m = m_1 = 4, \quad l = 1, \quad \gamma = 2.$$

Für diese Annahme wird:

$$v_1 = v + \frac{1}{2} \sin 4\varphi$$

$$v_2 = \frac{3D}{6 + \cos 4\varphi}$$

Man ersieht aus diesen Beispielen, dass die Verzahnung von derlei unranden Rädern für beliebige Drehungsgesetze keiner Schwierigkeit unterliegt. Anders verhält es sich mit der wirklichen Ausführung solcher Räder wegen der Zahnformen, denn diese sind sehr schwierig so herzustellen, dass die Bewegung saft und stetig erfolgt. Indessen derlei Räder werden ja doch nur ganz ausnahmsweise angewendet, und dann kann man sich die mühevollen Arbeit ihrer Herstellung wohl gefallen lassen.

Fig. 1 und 2. *Das Einsatzrad.* c ist eine mit einer Axe a verbundene runde Metallscheibe, an welcher ein einzelner Zahn d angebracht ist. g ist ein Sternrad mit 6 Zahnflüchen e und mit 6 bogenförmigen Theilen f . Die Halbmesser dieser Bögen f stimmen mit dem Halbmesser der Scheibe c überein, und die Summe aus dem Halbmesser von c und dem Abstand des Mittelpunktes eines Bogens f von der Axe b ist gleich der Entfernung der Axen a und b . Wird das Rad c vermittelt der Kurbel h gedreht, so schneidet das Rad g bei jeder ganzen Umdrehung von c um eine Sternseite weiter, als bei der vorherigen Umdrehung, so dass diese Bewegung erfolgt nicht mit Stetigkeit, sondern mit Unterbrechungen. Das Rad g bewegt sich nämlich nur dann, wenn der Zahn d in eine Lücke zu stehen kommt, und bleibt ruhig stehen, wenn eine von den Bögen f mit der Randscheibe c in Berührung tritt.

Dieser Mechanismus kann also gebraucht werden, wenn eine rackweise drehende Bewegung einer Axe verlangt wird.

In Fig. 1 ist durch punktirte Linien der Anfang und das Ende eines Zahnengriffes angegeben.

TAB. XII.

Fig. 1, 2, 3. *Zählwerk mit Einsatzrädern.* Durch dieses Modell ist eine Anwendung des Einsatzrades auf ein Zählwerk gezeigt. a_1, a_2, a_3 sind drei Einsatzräder, b_1, b_2, b_3 drei Sternräder, jedes von 10 Seiten. Die vier Axen c_1, c_2, c_3, c_4 sind mit 4 Zeigern d_1, d_2, d_3, d_4 versehen, welche auf vier in zehn Theile getheilte Kreise weisen. Bei einer Umdrehung eines Einsatzrades macht das entsprechende Sternrad den zehnten Theil einer Umdrehung. Die Uebersetzung von a auf b ist gleich 10. Es werden demnach gezählt:

durch den Zeiger d,	Einheit,
durch den Zeiger d,	Zehner,
durch den Zeiger d,	Hundert,
durch den Zeiger d,	Tausende

von Umdrehungen der Axe b.

Um die Zählung schneller Bewegungen zu zeigen, wird unmittelbar das Rad a gedreht; um die Zählung langsamer Bewegungen zu zeigen, wird die Axe des Getriebes b in Bewegung gesetzt.

Rollen.

TAB. XIII.

Fig. 1 und 2. Rollenmodell. Durch dieses Modell wird die Wirkung der gewöhnlichen Rollentriebe erklärt.

a ist eine kleine Grundplatte, in welcher eine eiserne Stange b eingeschraubt ist. c eine mit einer Kurbel versehene Rolle, d eine Hülse, die durch eine Schraube an die Stange festgeklemmt werden kann, und mit einem Zapfen versehen ist, auf welchem sich die Rolle c dreht. e ist ein gabelförmiger Axenhalter; derselbe ist vermittelt einer Hülse um einen Zapfen drehbar, dessen geometrische Axe in die Vertikallinie x y fällt, die durch den Punkt f tangential an den Rollenumfang von c gezogen werden kann. g ist die zweite Rolle, ihre Axe wird durch e gehalten, und ihr Umfang wird ebenfalls von der Vertikallinie x y berührt. Um beide Rollen ist ein Riemen geschlungen.

Dreht man den Axenhalter e um den Zapfen, so erhält die Axe von g gegen die Axe von c jede beliebige Lage, und man kann nun durch Drehung der Rolle c vermittelt der daran befindlichen Kurbel zeigen, dass die Bewegung von c auf g übertragen wird, vorausgesetzt, dass die Drehung in dem Sinne erfolgt, welcher durch die Pfeile angedeutet wird, kann aber ferner zeigen, dass der Riemen von den Rollen abfällt, wenn die Drehung nach einer der Pfeilrichtung entgegengesetzten Richtung vorgenommen wird. Die erstere dieser Drehungsrichtungen ist nämlich diejenige, bei welcher die Riemenstücke der auflaufenden Riemenreihe in die mittleren Ebenen der Rollen fallen, auf welche die Riemenstücke auflaufen, was eben die Grundbedingung ist, welche erfüllt werden muss, damit die Riemen nicht abfallen.

Fig. 3 und 4. Rolle mit Hook'schen Schlüssel. a und b sind zwei in einer Ebene liegende, gegen einander schwach geneigte Axen. c ist eine gewöhnliche mit der Axe a verbundene Rolle, d ist eine mit der Axe b nicht gewöhnlich, sondern vermittelt eines Hook'schen Schlüssels e verbundene Rolle. Die Rolle d kann also ihre Lage gegen b innerhalb gewisser Grenzen beliebig ändern. f ist der die beiden Rollen umschlingende Riemen. Wird die Axe a vermittelt der daran befindlichen Kurbel gedreht, so kommt durch die Rollen und durch den Riemen auch die Axe b in Bewegung. Allein die Stellung der Rolle d ist dabei beinahe eine labile, daher sind am Gestell des Modells noch vier Stellschrauben g angebracht, welche, wenn die Rolle d ihre richtige Stellung hat, die Nabe der Rolle kaum berühren, jedoch verhindern, dass die Rolle d ihre richtige Lage nicht merklich ändern kann.

Diese Rollenordnung kann auch in dem Falle gebraucht werden, wenn die Richtungen der Axen a und b sich nicht schneiden; nur darf der Richtungswinkel der Axen nie beträchtlich sein. Streng genommen ist die Bewegung der Axe b bei einer gleichförmigen Drehung von a nicht gleichförmig, die Ungleichförmigkeiten in der Bewegung von b sind jedoch, wenn der Richtungswinkel der Axen klein ist, von keiner Bedeutung.

TAB. XIV.

Fig. 1 bis 5. Rollenmodell. Verbindung zweier Axen, deren Richtungen sich nicht schneiden und gegen einander beliebig geneigt sind vermittelt eines Riemens und zweier Leitrollen.

a und b sind die beiden Hauptrollen. c und d die Leitrollen. e der alle 4 Rollen umschlingende Riemen. f ein dreieckiger Rahmen, dessen Ebene an den Axenrichtungen der Rollen a b parallel ist. g, g, g, drei in dem Rahmen eingesetzte schmiedeeiserne Stangen, an welche die Rollenträger mit Klammerschrauben befestigt werden können. Die Träger der Rollen a und b sind von gleicher Construction. Fig. 3 zeigt die Rolle b mit ihrem Träger im Durchschnitt. Die Träger der Leitrollen sind ebenfalls von gleicher Construction, und diese ist insbesondere durch die Figuren 4 und 5 deutlich gemacht. Jede Leitrollenaxe wird durch ein System von zwei Gabeln h und i gehalten, die um zwei ihrer Richtung nach gegen einander senkrechte Axen drehbar sind und durch Schrauben festgestellt werden können. Auch kann die Entfernung jeder Leitrolle von der Stange g, innerhalb gewisser Grenzen geändert werden. Durch diese Einrichtung können die Rollen c und d innerhalb gewisser Grenzen in jede beliebige Lage gegen die Rollen b und a gebracht werden. Damit nun sowohl eine Rechtsdrehung als auch eine Linksdrehung der Rolle a auf die Rolle b übertragen werden kann, ohne dass der Riemen von den Rollen abfällt, müssen dieselben so gestellt werden, dass die Mittellinie irgend eines der vier geradlinigen Riemenstücke in die mittleren Ebenen der Rollen fällt, welche dieses Riemenstück berührt.

Eine dieser Anforderungen entsprechende Position einer Leitrolle, z. B. c, wird auf folgende Art gefunden. Man denke sich durch die Mittelpunkte der Rollen a und b Ebenen senkrecht auf die Axen dieser Rollen gelegt, und diese Ebenen verlagert, bis sie sich in einer vertikalen Linie L (die in der Zeichnung nicht dargestellt ist) schneiden; nehme hierauf in dieser Linie L einen willkürlichen Punkt A an und ziehe von demselben aus nach den mittleren Rollenkreisen von a und b Tangenten, T und T₁. Legt man nun die Rolle c so, dass ihre mittlere Ebene in die Ebene der Tangenten T und T₁ fällt und dass ihr mittlerer Schnitt von diesen Tangenten berührt wird, so ist die Rolle in eine richtige Lage gebracht. In der Zeichnung sind für die Rollen c und d solche Positionen gewählt, dass die Riemenlage ein Minimum ist, wodurch die Darstellung derselben etwas erleichtert wurde. Von praktischem Werth kann diese Rollenordnung nur sehr selten sein, denn sie ist zu complicirt. Das Modell soll aber auch nur dazu dienen, das unter allen Umständen anwendbare Princip dieser Rollenordnung zur klaren Anschauung zu bringen.

TAB. XV.

Fig. 1 und 2. Expansionsrolle mit geschlitzter Drehachse. Expansionsrollen werden bekanntlich solche Rollen genannt, deren Umfang aus einzelnen Bogensegmenten besteht, die mehr oder weniger von der Axe der Rolle entfernt werden können, so dass die Grösse der Rolle innerhalb gewisser

Größen verändert worden kann. Der Zweck dieser Anordnungen ist: die Umdrehungsgeschwindigkeit einer getriebenen Axe ändern zu können, ohne eine Änderung der Drehungsgeschwindigkeit einer treibenden Axe vornehmen zu müssen. Die in Fig. 1 und 2 dargestellte Rolle hat folgende Einrichtung: *a* ist ein sternförmiger Körper aus Gussisen. Die sechs Arme dieses Sternes bilden Bahnen, in welchen die Arme *b* der Rollensegmente *c* aus- und eingehiten können. Jeder solche Arm ist mit einem Zapfen *d* versehen. *e* ist eine mit krummlinigen Schlüsseln versehene um die Nabe des Sternes *a* drehbare Scheibe. Die Zapfen *d* d. h. befinden sich in den Schlüsseln der Scheibe *e* und wenn diese nach der Richtung des in Fig. 1 angedeuteten Pfeiles gedreht wird, müssen die Arme *b* mit den Segmenten nach radialer Richtung hinausgleiten. Um die Drehung der Scheibe *e* zu bewirken, ist dieselbe am Umfange theilweise verzahnt und ist ein kleines Getriebe *f* vorhanden, das mit seinen Zähnen in die Verzahnung der Scheibe *e* eingreift. Dieses Getriebe dreht sich auf einem Zapfen *g*, der durch einen an den Stern *a* angelegten Stiel *h* gesteckt ist. Um das Getriebe zu drehen, dient ein in der Zeichnung nicht dargestellter Schlüssel, welcher über die äussere viereckige Nabe des Getriebes gesteckt wird. *i* ist eine Feder, die mit einem Vorsprung in eine Zahnflanke des Getriebes *f* eingreift. Will man das Getriebe vermittelst des Schlüssels drehen, so muss man vorerst die Feder *i* zusammendrücken, bis ihr Vorsprung ausser Eingriff kommt. Hat man das Getriebe um einen angemessenen Winkel gedreht und will man es in der Stellung, in die es durch die Drehung gekommen ist, festhalten, so lässt man den Ansatz der Feder in eine Zahnflanke einfallen. Um die Segmente, nachdem sie in eine gewisse Stellung gebracht wurden, fest mit dem Stern verbinden zu können, dienen die Klemmschrauben *k*, die aber jedesmal, wenn eine Verstellung vorgenommen werden soll, vorerst nachgelassen werden müssen.

Fig. 3 und 4. Expansionsrolle mit Streden. Bei dieser Anordnung geschieht die Aus- und Einbewegung der Segmentarme *b* in den Bahnen des Sternes *a* vermittelst der Streden *c*, welche aussen die Segmentarme *b* fassen und innen in eine um die Nabe von *a* drehbare Scheibe *d* eingehängt sind. Die Nabe dieser Scheibe ist sechseckig und kann dadurch vermittelst eines Schlüssels angefasst und herumgedreht werden. Auch hier sind Klemmschrauben *e* vorhanden, vermittelst welcher die Segmente, nachdem sie in eine gewisse Stellung gebracht worden sind, gegen den Stern *a* festgestellt werden können.

Die Anwendung der Expansionsrollen erfordert, dass die Riemen Spannung durch Spannrollen hervorgebracht wird. Die complicirte Construction dieser Expansionsrollen, in Verbindung mit dem Spannrollenapparat, macht überhaupt ihre Anwendung zu einer Seltenheit. Sie sind fast nur zur Regulierung der Bewegungen der Papiermaschinen in Gebrauch.

TAB. XVI.

Fig. 1, 2 und 5. Gerötheliche Konstruierung. *a* und *b* sind zwei Axen, *c* *d* zwei Kegel aus Holz, die gleiche Gestalten, aber entgegengesetzte Lagen haben. Sie sind mit den Axen *a* und *b* durch Nabenscheiben verbunden. *e* ein um beide Kegel geschlungener Riemen. Derselbe kann längs der Kegel verschoben werden. Zu diesem Behufe ist ein Riemenleiter, Fig. 5, vorhanden, der an die Stange *g* gesteckt und mit einer Schraubenmutter, so wie mit zwei die Riemen umfassenden Scheiben *i* versehen ist. *h* ist eine Schraubenspindel, die in die Mutter des Riemenleiters eingreift und durch zwei Zahnräder *k* *l* von der Axe *a* aus gedreht wird. Wird nun die Axe *a* vermittelst der Kurbel *m* gleichförmig gedreht, so wird vermittelst des Riemens die Axe *b* in eine drehende

Bewegung und vermittelst der Zahnräder und der Schraube der Riemenleiter *f* in eine fortschreitende Bewegung gebracht. Dies hat zur Folge, dass in der Axe *b* eine ungleichförmig drehende Bewegung eintreten muss: denn so wie der Riemen durch den Riemenleiter fortgeschoben wird, ändert sich das Verhältniss der Halbkreise, längs welcher der Riemen die Kegel berührt, mithin auch die Winkelgeschwindigkeit der Axe *b*.

Nennt man:

- 1 die ganze Länge des Konus;
 - r* den kleinsten Halbmesser eines Konus;
 - R* den grössten Halbmesser eines Konus;
 - s* das Fortschreiten des Riemenleiters bei einer Umdrehung von *a*;
 - φ den Winkel, um welchen sich die Axe *a* während einer gewissen Zeit gedreht hat, welche Zeit von dem Augenblick an gemessen werden soll, in welchem der Riemen an den linksseitigen Enden der Kegel stand;
 - ω die constante Winkelgeschwindigkeit der Axe *a*;
 - ω_1 die Winkelgeschwindigkeit der Axe *b*, nachdem die Axe *a* um einen Winkel φ gedreht worden ist;
- so findet man leicht:

$$\omega_1 = \omega \frac{r + \frac{s}{2\pi} \frac{R-r}{1} \varphi}{R - \frac{s}{2\pi} \frac{R-r}{1} \varphi} \dots \dots \dots (1)$$

Diese Gleichung drückt das Gesetz der Bewegung aus, welche durch zwei geraden Kegel hervorgebracht wird. Es ist von nicht ganz einfacher Art und keineswegs das Gesetz einer gleichförmig beschleunigten Bewegung. Diese geraden Kegel kann man in der Regel nur dann anwenden, wenn nur verlangt wird, dass die Bewegung der zweiten Axe mit Beschleunigung oder mit Verzögerung erfolgen soll.

Nennt man für diesen Fall:

- γ das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Winkelgeschwindigkeit der Axe *b*;
- n* die Anzahl der Umdrehungen der Axe *a*, während welcher der Riemen um die Konuslänge *l* fortzürücken soll, so hat man:

$$\gamma = \left(\frac{R}{r}\right)^2 \dots \dots \dots (2)$$

$$s = \frac{l}{n} \dots \dots \dots (3)$$

oder auch:

$$\frac{R}{r} = \sqrt{\gamma} \dots \dots \dots (4)$$

$$s = \frac{l}{n} \dots \dots \dots (5)$$

Von diesen Ausdrücken bestimmt der erstere das Verhältniss der Endhalbmesser eines Kegels, der letztere das Fortzürücken des Riemens bei jeder Umdrehung der Axe *a*.

Fig. 3 und 4. Kegellbewegung mit isocronen Kegeln. Wenn die Kegelseiten nicht geradlinig, sondern krummlinig gemacht werden, kann die Krümmung jederzeit so bestimmt werden, dass die Bewegung der getriebenen Axe nach irgend einem bestimmt vorgeschriebenen Gesetze erfolgt, und dann leistet dieser Mechanismus ähnliche Dienste wie unrunde Räder.

- Nennt man:
- x, y die Coordinaten eines beliebigen Punktes M der Linie des untern Kegels;
 - x_1, y_1 die Coordinaten eines beliebigen Punktes M_1 der Linie des obern Kegels;
 - l die Länge eines Kegels;
 - a das Fortrücken des Riemens bei einer Umdrehung von a ;
 - ω die constante Winkelgeschwindigkeit der Axe d ;
 - $\omega_1 = \omega f(\varphi)$ das Drehungsgesetz der Axe d_1 , d. h. die Winkelgeschwindigkeit, welche in der Axe d_1 eintreten soll, nachdem die Axe a um einen Winkel φ gedreht wurde, oder nachdem der Riemen um x fortgerückt ist;
 - r und R die Endhalbmesser eines Kegels;

so hat man zunächst:

$$\omega y = \omega_1 y_1 \dots \dots \dots (1)$$

$$y + y_1 = r + R \dots \dots \dots (2)$$

$$\varphi = \frac{2\pi}{a} x \dots \dots \dots (3)$$

Aus diesen Gleichungen in Verbindung mit dem Ausdruck $\omega_1 = \omega f(\varphi)$ folgt:

$$\left. \begin{aligned} f\left(\frac{2\pi}{a} x\right) &= \frac{y}{R+r-y} \\ f\left(\frac{2\pi}{a} x\right) &= \frac{R+r-y_1}{y_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (4)$$

und dies sind nun die Gleichungen der beiden Kegellinien.
Die Kegel Fig. 3 und 4 sind für den Fall berechnet, dass die Bewegung von d eine gleichförmig beschleunigte sein soll, während a mit constanter Geschwindigkeit gedreht wird. Dieses Gesetz wird ausgedrückt durch:

$$\omega_1 = \omega(a + b\varphi) \dots \dots \dots (5)$$

wobei a und b zwei constante Größen sind. Für diese Annahme geben die Gleichungen (4):

$$\left. \begin{aligned} a + b \frac{2\pi}{a} x &= \frac{y}{R+r-y} \\ a + b \frac{2\pi}{a} x &= \frac{R+r-y_1}{y_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

Die Constanten a und b und das Verhältniss $\frac{R}{r}$ können auf folgende Art angemessen bestimmt werden.

Nennt man γ das Verhältniss zwischen der grössten und kleinsten Winkelgeschwindigkeit der Axe d , so ist:

$$\gamma = \frac{R}{r} = \left(\frac{R}{r}\right)^2$$

Demnach:

$$\frac{R}{r} = \sqrt{\gamma} \dots \dots \dots (7)$$

Für $x = 0$ ist vermöge (3) auch $\varphi = 0$ und $\frac{\omega_1}{\omega} = \frac{r}{R}$, daher hat man wegen (5):

$$\frac{r}{R} = a$$

oder wegen (7):

$$a = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \dots \dots \dots (8)$$

Für $x = l$ ist vermöge (3) $\varphi = 2\pi \frac{l}{a}$ und $\frac{\omega_1}{\omega} = \frac{R}{r}$, daher hat man wegen (5):

$$\frac{R}{r} = a + b 2\pi \frac{l}{a}$$

Hieraus findet man mit Berücksichtigung von (7) und (8):

$$b = \frac{1}{\sqrt{\gamma}} (\gamma - 1) \frac{a}{2\pi l} \dots \dots \dots (9)$$

Mit Berücksichtigung von (7), (8) und (9) werden die Gleichungen (6):

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{x}{l} \right] &= \frac{y}{r(\sqrt{\gamma} + 1) - y} \\ \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \left[1 + (\gamma - 1) \frac{x}{l} \right] &= \frac{r(\sqrt{\gamma} + 1) - y_1}{y_1} \end{aligned} \right\}$$

und hieraus folgt:

$$\left. \begin{aligned} y &= r \frac{(1 + \sqrt{\gamma}) \left[1 + (\gamma - 1) \frac{x}{l} \right]}{1 + \sqrt{\gamma} + (\gamma - 1) \frac{x}{l}} \\ y_1 &= r \frac{\sqrt{\gamma} (1 + \sqrt{\gamma})}{1 + \sqrt{\gamma} + (\gamma - 1) \frac{x}{l}} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (10)$$

Dies sind nun die Gleichungen der beiden Kegellinien. Jede derselben gehört einer Hyperbel an.

TAB. XVII.

Fig. 1, 2 und 3. Kettenbewegungen. Es sind an diesem Modell zwei verschiedene Arten von Ketten dargestellt. Die eine Art zeigt Fig. 1 und die rechte Seite von Fig. 3. Hier sind die Kettenlieder so kurz, dass die Entfernung zweier unmittelbar auf einander folgenden Bolzen der Kette nur zweimal so lang ist als der Durchmesser eines Bolzens. Die einer solchen Kette entsprechenden Räder erhalten Zähne ähnlich den gewöhnlichen Zahnrädern. Die andere Art, welche Fig. 2 und die linke Seite von Fig. 3 zeigt, hat längere Kettenlieder, so dass die Entfernung zweier Bolzen beträchtlich grösser ist als die doppelte Bolzendicke. Die diesen Ketten entsprechenden Räder haben am Umfange zahnförmige Einschnitte, die in grösseren Intervallen auf einander folgen. Diese Kettenbewegungen sind von sehr geringem praktischen Werthe, und zwar aus folgenden Gründen:

1. ist die genaue Aufertigung dieser Ketten mit Schwierigkeiten verbunden und kostspielig;
2. um schwächere Kräfte zu übertragen, können die viel einfacheren Rollen und Riemen gebraucht werden;
3. zur Uebertragung von grösseren Kräften gewähren diese Ketten keine dauernd sichere Bewegung, indem durch die Abnutzung der Kettenlieder die Theilung der Kette immer grösser wird, während die Theilung der Räder unverändert bleibt. Beträgt z. B. im neuen Zustand die Theilung der Kette und der Räder 30 Millimeter und wird die Theilung der Kette durch Abnutzung nach einiger Zeit 31 Millimeter, so beträgt die Länge von 10 Kettengliedern bereits 310 Millimeter, während die Länge von 10 Zahntheilungen des Rades 300 Millimeter geblieben ist. Die Bolzen dieser durch Abnutzung länger gewordenen Kettenlieder können daher nicht mehr in die Mittel der Zahnstücken fallen. Auch die Erfahrung hat bereits mehrfach gezeigt, dass die Ketten zur Uebertragung grösserer Kräfte nicht gebraucht werden können. Das Schraubenschiff „Great-Britain“ und die Sumnering-Lokomotive von Maffei waren mit Kettenbewegungen versehen, mussten aber aufgegeben werden, und darüber darf man sich nicht wundern, wenn man berücksichtigt, was oben über die Verlängerung der Ketten gesagt wurde.

Kurbelübersetzungen.

TAB. XVIII.

Fig. 1 und 2. Uebertragung mit Kurbeln. *a* ist eine mit einem Schwungrad *b* und mit einer Kurbel *c* versehene Axe, *d* ist eine zweite zu *a* parallele und ebenfalls mit einer Kurbel *e* versehene Axe. Der Abstand der Axen *a* und *d* ist gleich dem Halbmesser der Kurbel *c*, und die Länge der Kurbel *e* ist zweimal so gross als die Länge der Kurbel *c*. Diese beiden Kurbeln sind durch eine Schlepstange *f* verbunden, deren Länge mit der Kurbellänge von *e* übereinstimmt. Wird das Rad *b* mit gleichförmiger Geschwindigkeit gedreht, so entsteht in der Axe *d* eine periodisch ungleichförmige drehende Bewegung, und die Axe *d* macht bei zwei Umdrehungen von *a* nur eine Umdrehung. Dieser Mechanismus hat nicht den geringsten praktischen Werth, denn der Bewegungszustand von *d* wird jedesmal, wenn die Richtungen von *ce* und *f* übereinstimmen, ganz unsicher.

Fig. 3 und 4. Uebertragung mit Kurbeln. *a* ist eine Axe, mit welcher zwei diametral gegenüber stehende Kurbeln *b* und *c* verbunden sind. An die Zapfen dieser Kurbeln sind Röllchen gesteckt. *d* ist eine zweite zu *a* parallele mit einem Schwungrad *e* und mit einem Innenkreuz *f* versehene Axe. Die Entfernung der Axen *a* und *d* ist gleich dem Halbmesser einer der Kurbeln *b* und *c*. Die Rollen der Kurbeln laufen in den Riemen des Kreuzes. Wird die Axe *d* vermittelt des Schwungrades *e* gleichförmig gedreht, so bewirkt dies eine vollkommen sanfte gleichförmige Drehung der Axe *a*; allein bei einer Umdrehung von *d* macht die Axe *a* zwei Umdrehungen. Zur Uebertragung von schwachen Kräften kann dieser Mechanismus sehr wohl gebraucht werden; zur Uebertragung von starken Kräften aber nicht, denn das Gleiten der Rollen in den Riemen verursacht nicht unbedeutliche Reibungen, und ein ganz genaues Einpassen der Rollen in die Riemen ist für eine längere Dauer nicht wohl zu erhalten.

TAB. XIX.

Fig. 1 und 2. Kurbelschleife. *a* ist eine mit einem Schwungrad *f* und mit einer Kurbel *d* versehene Axe. Auf dem Zapfen *e* der Kurbel ist ein Gleitstück gesteckt. *b* ist eine zu *a* parallele mit einer geschlitzten Kurbel *c* versehene Axe. Das an den Kurbelzapfen gesteckte Gleitstück läuft in dem Schlitz der Kurbel *c*. Wird die Axe *a* vermittelt des Schwungrades *f* gleichförmig gedreht, so entsteht in der Axe *b* eine ungleichförmig periodische Drehung. Das Gesetz dieser Drehung ist folgendes.

Nennt man:

- r* den Halbmesser der Kurbel *d*;
 - e* den Abstand der Axen *a* und *b*;
 - φ , den Drehungswinkel der Axe *b*, wenn die Axe *a* um einen Winkel φ gedreht worden ist;
- so hat man:

$$\frac{\sin(\varphi_2 - \varphi)}{\sin \varphi_2} = \frac{e}{r}$$

Dennach:

$$\text{Cotang. } \varphi_2 = \text{Cotang. } \varphi - \frac{e}{r \sin \varphi}$$

Fig. 3 und 4. Kurbelschleife. Dieser Mechanismus gehört nicht in die Classe derjenigen Mechanismen, durch welche continuirlich drehende Bewegungen von einer Axe auf eine andere übertragen werden, sondern derselbe dient dazu, um vermittelt einer continuirlich drehenden Bewegung eine periodisch hin- und herschwingende Bewegung hervorzu bringen. Seine Beschreibung wurde hier eingereiht, weil die Einrichtung desselben von den vorhergehenden nur wenig abweicht.

a ist eine mit zwei Kurbeln *d* und *f* versehene Axe. An den Zapfen *e* der Kurbel *d* ist ein Gleitstück gesteckt, das in dem Schlitz einer Schwinge *c* gleitet, die bei *b* ihren Drehungspunkt hat.

Nennt man:

- r* den Halbmesser der Kurbel *d*;
 - e* die Entfernung des Zapfens *b* von der Axe *a*;
 - φ und φ_2 die zusammengehörigen Ablenkungen der Kurbel *d* und der Schwinge *c* von der vertikalen Richtung;
- so ist:

$$\frac{\sin(\varphi - \psi)}{\sin \varphi} = \frac{r}{l}$$

und hieraus folgt:

$$\text{Cotang. } \varphi = \frac{r}{l \sin \psi} - \text{Cotang. } \psi \quad \dots \dots \dots (9)$$

Die beiden auf dieser Tafel dargestellten Mechanismen sind von wirklichem praktischen Werth, sie sind insbesondere von Wöhler bei verschiedenen Werkzeugmaschinen mit ganz gutem Erfolg angewendet worden.

In geometrischer Hinsicht unterscheiden sich diese beiden Mechanismen Fig. 2 und Fig. 4 nur dadurch, dass bei Fig. 4 der Abstand r der Axen a und b grösser und dass die Schwinge e länger ist, als bei Fig. 2. Dieser Unterschied in den Abmessungen begetündet jedoch wesentlich verschiedene mechanische Erfolge, indem das Organ e bei Fig. 2 eine *continuirlich drehende*, bei Fig. 4 hingegen eine *hin- und herschwingende* Bewegung macht.

TAB. XX.

Fig. 1, 2, 3. Multiple Kurbel-Schleife. Obgleich dieser Mechanismus seinem äusseren Ansehen nach mit dem Mechanismus Fig. 1 und 2 Tab. XIX. nicht die geringste Aehnlichkeit hat, so sind sie doch beide ihrem inneren Wesen nach ganz identisch und bringen auch bei gewisser Uebereinstimmung in den Abmessungen identische Wirkungen hervor.

a ist eine an das Gestelle festgeschraubte kreisrunde Scheibe, die nicht in der Mitte, sondern *excentrisch* für den Durchgang einer Axe b durchgehohlet ist. d ist ein concentrisch um die Scheibe a drehbares Stirnrad, das bei e mit einem Kurbelzapfen versehen ist. e ist eine geschlitzte Kurbel, die an der Axe b befestigt ist. In dem Schlitz gleitet ein auf den Kurbelzapfen e gestecktes Gleitstück. Um das Rad d bequem drehen zu können, ist eine mit einer Kurbel h und mit einem Rädchen f versehene Axe g vorhanden. Wird die Kurbel h gedreht, so wird der an dem Rade d befestigte Kurbelzapfen e in einem Kreis herum bewegt, dessen Mittelpunkt mit dem Mittelpunkt a der unbeweglichen Scheibe übereinstimmt; hierdurch wirkt das Gleitstück auf die geschlitzte Kurbel e und bewegt dieselbe gerade so herum, wie sie im Modell Tab. XIX. Fig. 1 und 2 durch die Kurbel d bewegt wird. Der Zeiger i bringt diese Bewegung der Axe b zur Anschauung.

Der Mechanismus Tab. XIX. Fig. 1 setzt voraus, dass die Kurbel e am Ende der Axe b angebracht werden kann, was nicht immer möglich ist. Der Mechanismus Tab. XX. dagegen gestattet, dass die Axe ohne Umkehrung nach rechts und links fortgesetzt werden kann.

Die Anwendung dieser complicirten Construction ist also nur dann motivirt, wenn eine Axe, die nicht unterbrochen werden darf, in eine periodisch drehende Bewegung versetzt werden soll.

TAB. XXI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Parallel-Lineal. Es ist zwar gegen die systematische Ordnung, dass wir diesen Mechanismus an diesem Ort beschreiben, denn er gehört nicht in die Klasse der Mechanismen, durch welche rotirende Bewegungen in andere rotirende Bewegungen verwandelt werden; der Grund,

weshalb wir ihn hier beschreiben, liegt in dem Umstande, dass sich die Zeichnung desselben mit dem in Fig. 5 und 6 dargestellten Mechanismus so gut auf ein Blatt zusammenstellen liess.

a ist eine bilirne mit Aufstellfüssen versehene Tafel, an welcher zwei Randleisten b angeschraubt sind. v, d, e, f sind vier Schraubenstifte. g ist ein hölzernes Lineal, das in den Randleisten in Nuthen gleitet, es ist an jedem Ende mit zwei kleinen Röllchen, und in der Mitte mit einem länglichen Plättchen r versehen. m und n sind zwei Schenkel. Die Schenkel m ist an dem Schraubenstift e befestigt, ist dann um die Röllchen k und i geschlungen und zuletzt im gespannten Zustand an den Schraubenstift f befestigt. Die andere Schenkel n geht auf ähnliche Weise von v über h und l nach d, p und q sind zwei Leitrollen, um die eine Schenkel geschlungen ist, deren Enden an dem Plättchen r befestigt sind. Wie man sieht, sind die Schenkel m und n so angebracht, dass sich das Lineal g nicht drehen, sondern nur parallel zu sich selbst auf und ab bewegen kann. Diese Linealbewegung wird angewendet, um den Spindelwegen der Mule-Jenny-Spinnmaschine in paralleler Lage zu erhalten, kann aber auch gebraucht werden, um bei Zeichnungen auf grossen Wandtafeln ein langes Lineal in horizontaler Lage auf und nieder zu führen.

Fig. 5 und 6. Kurbeltransmission. a, b, c, d sind vier parallele mit Kurbeln versehene Axen. i ist ein steifer eiserner Winkel, der mit seinem Mittelpunkt auf den Zapfen der Kurbel f gesteckt ist. k und l sind zwei Stängelchen, ersteres ist auf die Zapfen der Kurbeln c und g , letzteres auf die Zapfen der Kurbeln g und h gesteckt. Wird eine der Axen, z. B. a , gleichförmig gedreht, so gerathen auch die drei anderen Axen b, c, d in gleichförmig drehende Bewegung.

Auf ähnliche Weise, wie hier vier im Quadrat gegen einander gestellte Axen in Zusammenhang gebracht sind, kann man auch eine beliebige Anzahl von parallelen Axen, die auf beliebige Weise gegen einander gestellt sind, so in Verbindung bringen, dass durch die Bewegung einer dieser Axen alle anderen ebenfalls in Bewegung gerathen, und zwar auf ganz identische Weise. Wenn es sich darum handelt, mehreren parallelen Axen übereinstimmende drehende Bewegungen mitzutheilen, kann man sich einen bessern Mechanismus als diese Kurbeltransmission kaum wünschen, denn die Bewegungen der einzelnen Axen erfolgen auch bei grosser Geschwindigkeit mit dem höchsten Grad von Regelmässigkeit und Stetigkeit, der überhaupt in Maschinenbewegungen vorkommt. Leider ist dieser Mechanismus, ungeachtet seiner Vortreflichkeit, nur selten anwendbar, indem in den meisten Fällen die constructiven Bedingungen nicht erlauben, die Enden der Axen mit Kurbeln zu versehen. Die Spindeln der Spinnmaschinen, die Axen der Mühlsteine können z. B. durch diesen Mechanismus nicht gedreht werden, denn die unteren Enden dieser Spindeln und Axen müssen in Pfannen gestellt werden, und an den oberen Enden können weder an den Spindeln noch an den Mühlsteinaxen Kurbeln angebracht werden. Anwendbar ist dagegen diese Kurbeltransmission bei Schützenaufzügen von Turbinen, ferner auch zuweilen, wenn die Axen eine horizontale Lage haben, weil in diesem Falle in der Regel die Axenenden an einer Seite frei sind und mit Kurbeln versehen werden können.

Hin- und Hergang.

TAB. XXII.

Fig. 1 und 2. Reine Kurbelbewegung oder Sinusversusbewegung. a ist eine mit zwei Kurbeln b und c versehene Axe. An den Kurbelzapfen e von b ist ein Gleitstück gesteckt, d eine Stange mit einer schleifenförmigen Erweiterung. Sie wird durch zwei Lager s in vertikaler Richtung gehalten, kann jedoch in diesen Lagern auf und nieder gleiten. Das Gleitstück ist in die Schleife der Stange genau eingepasst, so dass es in derselben hin- und hergleiten kann. Wird die Axe a vermittelt der Kurbel c mit gleichförmiger Geschwindigkeit gedreht, so entsteht in der Stange d eine auf und nieder gehende Bewegung mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit.

Nennt man:

- r den Halbmesser der Kurbel b , d. h. die Entfernung vom Mittel des Zapfens e bis zum Mittel der Axe a ,
 x den Weg, welchen die Stange d von der Position an, die in der Zeichnung dargestellt ist, vertikal aufwärts zurücklegt, wenn die Kurbelaxe a um einen Winkel φ gedreht wird,
 ω die Winkelgeschwindigkeit der Axe a ,
 v die Geschwindigkeit der Stange d , nachdem sie um x gehoben worden ist,
 so hat man:

$$x = r(1 - \cos \varphi) \dots \dots \dots (1)$$

oder

$$x = r \sin^2 \frac{\varphi}{2} \dots \dots \dots (2)$$

$$v = r \omega \sin \varphi \dots \dots \dots (3)$$

Die Bewegung der Stange erfolgt also nach dem Gesetz des Sinus versus und ist die einfachste Elementar-Schwingung, auf welche alle in der Natur vorkommenden Schwingungen zurückgeführt werden können. Auch ist es der compendöseste Mechanismus zur Verwandlung einer rotirenden Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit, und kann zur Uebertragung von kleinen Kräften jedesmal gebraucht werden, wenn das Gesetz des Sinus versus dem Zweck, welchem diese hin- und hergehende Bewegung zu dienen hat, nicht widerspricht. Zur Uebertragung von grossen Kräften ist jedoch dieser Mechanismus nicht gut brauchbar, d. h. es ist kein Kraftmechanismus, indem die Reibung des Gleitstückes an der Schleife und die Reibungen der Stange d in den Führungen s viele Kraft erschöpfen und bedenkliche Abnützungen dieser Theile verursachen.

Fig. 3 und 4. Sinusversusbewegung mit Excentrum. Dieser Mechanismus unterscheidet sich von dem vorhergehenden dadurch, dass hier die Kurbel durch eine excentrische kreisförmige Scheibe ersetzt ist.

a ist eine mit einer excentrischen Scheibe b und mit einer Handkurbel c versehene Axe. d eine durch Lager e gehaltene, in der Mitte schleifenförmig ausgeweitete Stange. Die Bewegung, welche in dieser Stange d durch eine drehende Bewegung der Axe a hervorgerufen wird, ist identisch mit der Bewegung der Stange d in Fig. 1 und 2, wenn die Excentricität e a der Scheibe b Fig. 3 gleich ist dem Halbmesser der Kurbel b in Fig. 2. Dieser Mechanismus Fig. 3 verursacht noch

mehr Reibung, als Fig. 1, gewährt jedoch den Vortheil, dass die Axe a nach beiden Seiten ohne Unterbrechung fortlaufen kann, kann also mit Nuten gebraucht werden, wenn von einer Axe aus, die nicht unterbrochen werden darf, eine hin- und hergehende Bewegung hervorgebracht werden soll, bei welcher keine zu grosse Kraft zu übertragen ist.

TAB. XXIII.

Fig. 1, 2, 3. Planetenrad. a ist eine mit einem Schwungrad b und mit einem Zahnrad c versehene Axe. d d' sind zwei an die Axe a gesteckte, um dieselbe drehbare Schienen. e ist ein Rädchen, dessen Zähne in c eingreifen. Die Axe dieses Rädchens liegt in den Schienen d und d' , ist aber ausser an eine Schubstange f so befestigt, dass f und e ein einziges Stück bilden. Diese Schubstange ist mit ihrem unteren Auge auf den Zapfen einer Hülse g gesteckt, welche an dem durch die Lager i gehaltenen Stängelchen auf und nieder gleiten kann, m ist ein Gegengewicht.

Wird die Axe a gedreht, so entsteht in der Hülse g eine auf- und niedergehende Bewegung mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit; es ist jedoch nicht eine reine Sinusversusbewegung. Das charakteristische dieses Mechanismus besteht darin, dass bei einer Auf- und Niederschwingung von g die Axe a zwei Umdrehungen macht. Setzt man das Modell vermittelt des Griffes s in Bewegung, so wird die auf- und niedergehende Bewegung von g in eine drehende Bewegung von a oder b verwandelt, und die Axe a so wie das Schwungrad b machen beide zwei Umdrehungen, wenn die Hülse einmal auf und ab geführt wird. Es ist ein sinnerreicher von Watt erfundener Mechanismus von sehr geringem praktischen Werth, denn wenn man eine doppelte Rotationsgeschwindigkeit hervorbringen will, ist es viel einfacher, zuerst mit einer gewöhnlichen Kurbel und Schubstange die hin- und hergehende Bewegung in eine drehende zu verwandeln, und dann die Geschwindigkeit derselben durch eine gewöhnliche Räderübersetzung zu verdoppeln.

Fig. 4, 5, 6. Excentrum mit veränderlicher Excentricität. a ist eine mit einer Handkurbel b und mit einer excentrischen Scheibe c versehene Axe. d ist eine zweite um e excentrisch drehbare Scheibe. Die Verstellung von d gegen c geschieht vermittelt eines Rädchens e , dessen Zähne in einem versahnten Bogen f eingreifen. e dreht sich um einen an d eingeschraubten Zapfen. Der versahnte Bogen f ist an das Excentrum c geschraubt. Ist die Verstellung geschehen, so werden die beiden Excentra vermittelt einer Klemmschraube g mit einander verbunden. h ist ein gewöhnlicher, das äussere Excentrum d umfassender, mit einer Stange i versehener Excentrumring. Das untere Auge der Stange i umfasst den Zapfen einer Hülse k , die an dem durch die Lager m und n gehaltenen Stängelchen l auf und nieder gleiten kann.

In Fig. 4 und 5 sind die beiden Excentra in derjenigen Gegeneinanderstellung gezeichnet, bei welcher der Mittelpunkt δ der Scheibe d in die Verlängerung der Linie γa fällt. Bei dieser Gegeneinanderstellung der Excentra d und c bringt der Mechanismus eine Bewegung der Hülse k hervor, wie eine Kurbel, deren Halbmesser gleich $a\gamma + \gamma\delta = a\delta$ ist. Dreht man das Excentrum d um e um einen gewissen Winkel $\varphi = \delta\gamma\epsilon$, so kommt der Mittelpunkt von d nach e zu liegen, und dann wirkt der Mechanismus wie eine Kurbel, deren Halbmesser gleich $a\epsilon$ ist.

Nennt man:

$$e = a\gamma \text{ die Excentricität von } c \text{ gegen } a,$$

$$e' = \gamma\delta = \gamma\epsilon \text{ die Excentricität von } d \text{ gegen } a,$$

so ist:

$$\bar{x} = \sqrt{r^2 + r_1^2 + 2 r r_1 \cos \varphi} \quad (1)$$

Für $\varphi = 0$, welcher Fall in der Zeichnung dargestellt ist, wird:

$$\bar{x} = r + r_1 \quad (2)$$

Für $\varphi = \pi$ wird dagegen:

$$\bar{x} = r - r_1 \quad (3)$$

Die Anwendung von diesem verhältnissmäßig sehr komplizierten Mechanismus, durch welchen weiter nichts bewirkt wird, als dass man die Schublänge von k verändern kann, ist nur dann motiviert, wenn die Axe a zu beiden Seiten ohne Unterbrechung fortsetzen soll. Kann die hin- und hergehende Bewegung vom Ende einer Axe aus geschehen, so ist es weit einfacher, eine Kurbel mit einem gegen die Axe verstellbaren Zapfen anzuwenden.

TAB. XXIV.

Fig. 1 und 2. Eppgebläucher Hin- und Hergang. Wenn in einem Kreis, dessen Halbmesser R ist, ein anderer Kreis von einem Halbmesser $\frac{1}{2} R$ gerollt wird, geht ein Peripheriepunkt des letzteren nach dem Sinusversagessatz längs eines Durchmessers des ersten Kreises hin und her. Auf diesem bekannten Satze beruht der in Fig. 1 und 2 dargestellte Mechanismus. a ist eine mit zwei Kurbeln b und c versehene Axe, d ein an den Kurbelzapfen von c gestecktes, um denselben drehbares Rad, e ein mit einer inneren Verzahnung versehenes concentrisch zur Axe a gegen das Gestelle geschraubtes Rad, dessen Halbmesser zweimal so gross ist, als jener des Rades d . f ein gegen das Rad d geschraubtes, mit einem Zapfen versehenes Plättchen. Der Zapfen ist so angebracht, dass seine Axe durch einen Theilrisspunkt des Rades d geht. g eine Stange, die mit ihrem unteren Auge an den Zapfen von f gesteckt ist und oben in einem Lager h schließt.

Wird die Axe a vermittelt der Handkurbel b gedreht, so rollt das Rädchen d in dem Zahnkranz e herum, und der Mittelpunkt des inneren Auges der Stange g bewegt sich längs des vertikalen Durchmessers von e auf und ab. Nennt man R den Halbmesser des Theilrisses von e , φ den Winkel, den die Richtung der Kurbel c mit der vertikalen Richtung bildet, x den Weg, den die Stange g nach aufwärts zurückgelegt hat, während der Winkel φ beschrieben wurde, so hat man:

$$x = R (1 - \cos \varphi)$$

oder

$$x = R \sin. \text{vers. } \varphi.$$

Fig. 3 und 4. Hin- und Hergang mit zwei Kurbeln. a und a_1 sind zwei parallele Axen. Sie sind mit zwei gleich grossen in einander greifenden Zahnrädern c und c_1 versehen. An die Axe a ist überdies noch eine Handkurbel b gesteckt. d und d_1 zwei mit den Körpern der Räder c und c_1 verbundene Zapfen, deren Entfernung von den Axen a und a_1 gleich gross, aber kleiner als die Halbmesser von c und c_1 sind. g eine in zwei Lagern h und h_1 schließende Stange. f eine mit derselben verbundene Traverse. e und e_1 zwei Schubstangen. Die Augen der oberen Enden sind in die Enden der Traverse f , die Augen der unteren Enden sind in die Zapfen d und d_1 der Räder eingehängt.

Wird die Axe a vermittelt der Handkurbel b gedreht, so geht die Stange g mit periodisch wechselnder Geschwindigkeit nach vertikaler Richtung auf und ab, jedoch nicht nach dem reinen Sinusversagessatz, indem die Schubstangen e und e_1 durch ihre endliche Länge eine Modification veranlassen.

Nennt man

r den Abstand eines Zapfenmittels d von den Axen a und a_1 ,

l die Länge einer der beiden Schubstangen e und e_1 ,

x den Weg, den die Stange g nach aufwärts zurücklegt, während jeder der beiden Halbmesser a und a_1 um einen Winkel φ von der vertikalen Richtung abgelenkt wird, so hat man:

$$x = r (1 - \cos \varphi) - l \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin^2 \varphi} \right]$$

Gewöhnlich beträgt das Verhältniss $\frac{r}{l}$ nur $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{5}$ und dann ist der Werth des letzten Ausdruckes so unbedeutend, dass derselbe vernachlässigt werden kann. Man hat daher in diesem Falle annähernd:

$$x = r (1 - \cos \varphi).$$

Das heisst die Bewegung der Stange g erfolgt annähernd nach dem Gesetz des Sinus versus.

TAB. XXV.

Fig. 1 bis 6. Interferenz-Bewegung. Durch diesen Mechanismus werden zwei schwingende Sinusversusbewegungen addirt oder subtrahirt, d. h. es wird diejenige Bewegungsrichtung hervorgerufen, welche man in der Physik Interferenz genannt hat. Dieser Mechanismus unterscheidet sich von dem unmittelbar vorher beschriebenen nur dadurch, dass bei Fig. 1 Tab. XXV. die Axen a und a_1 mit ungleicher Geschwindigkeit gedreht werden, während die Axen a und a_1 in Fig. 3 Tab. XXIV. gleiche Geschwindigkeiten haben. Diese ungleichen Geschwindigkeiten der Axen a und a_1 werden dadurch hervorgebracht, dass die Halbmesser von c und c_1 , so wie die Zahnzahlen nicht übereinstimmen. In Bezug auf das Constructive muss nun bemerkt werden, dass der Balancier f mit der Stange g nicht steif verbunden sein darf, sondern so, dass er schaukeln kann. Von den in Fig. 1 dargestellten Rädern c und c_1 hat das erstere 66, das letztere 67 Zähne. Diese bewirken, dass die Stange g bei 66 Umdrehungen von a eine Reihenfolge von 66 Oscillationen von veränderlicher Grösse macht. Fig. 5 veranschaulicht diese Bewegung. Veranschaulicht man diese Räder c und c_1 mit zwei andern γ und γ_1 , deren Halbmesser sich wie 2 : 1 verhalten, so macht die Stange g eine Bewegung, die durch Fig. 6 angedeutet ist. Auf ähnliche Weise kann man durch Einsetzen anderer Räder sehr verschiedenartige Schwingungswissen hervorbringen.

Nennt man:

r den Halbmesser einer Kurbel a und a_1 ,

n und n_1 die Zahnzahlen der Räder c und c_1 , oder γ und γ_1 ,

x die Höhe, in der sich ein bestimmter Punkt der Stange über seiner mittleren Position befindet, wenn die Kurbel a um einen Winkel φ aus der in Fig. 1 dargestellten horizontalen Position gedreht worden ist, so hat man:

$$x = \frac{1}{2} \left(r \sin \varphi + r \sin \frac{m}{n} \varphi \right) \dots \dots \dots (1)$$

In dieser Gleichung muss der Winkel φ so in Rechnung gebracht werden, dass wenn z. B. die Axe um $10^\circ \times 360^\circ + 37$ Grade gedreht worden ist, für φ der Werth $10 \times 360 + 37 = 3637$ Grade genommen wird. Fallen beide Sinus positiv oder negativ aus, so wirkt der Apparat abführend, fällt einer der Sinus positiv der andere negativ aus, so wirkt der Apparat subtrahirend.

Würde man die Stange g in eine zweite Traverse einhängen und auf das zweite Ende dieser Traverse abnormale eine dritte Kurbelbewegung einwirken lassen, so würde in der Führungsstange dieser zweiten Traverse die algebraische Summe dreier Sinusbewegungen eintreten. Auf ähnliche Weise fortgehend, würde es möglich werden, ein Bewegungsgesetz von der Form

$$x = a \sin k y$$

zu realisiren. Der Mechanismus mit zwei Kurbelbewegungen bringt eine ähnliche Wirkung hervor, wie das Differentialräderwerk. Der Interferenzmechanismus addirt oder subtrahirt zwei schwingende Bewegungen, das Differentialräderwerk dagegen zwei drehende Bewegungen.

TAB. XXVI.

Fig. 1, 2, 3, 4. Scheibendrehung. a ist eine mit einem Schwungrad b und mit einer Kurbel e versehene Axe, d eine gegebene Schubstange, welche eine in der Mitte schleifenförmig erweiterte, durch zwei Lager ff geführte Stange e hin und her bewegt, g ist ein verzahntes Rädchen, das sich um einen Zapfen k dreht, der durch die Augen von d , durch die Scheife von e und durch die Lager ff gesteckt ist, h eine gegen das Gestelle geschraubte Zahnstange, i eine durch die Lager ff geführte, in ihrem mittleren Theile verzahnte Stange. Wird die Axe a gedreht, so macht zunächst e eine Sinusverschiebung, dann aber auch i , jedoch mit dem Unterschied, dass die Schublänge von i doppelt so gross ist, als jene von e . Nennt man r den Halbmesser der Kurbel e , so ist die Schublänge von e gleich $2r$, jene von i gleich $4r$.

Herze.

Die Kurbel kann zur Verwandlung einer drehenden Bewegung in eine hin- und hergehende nicht angewendet werden, wenn der Hin- und Hergang nach einem ganz bestimmten Gesetze geschehen soll, das von dem des Sinus versus abweicht. In diesem Falle muss man sogenannte Herze anwenden, durch welche es möglich wird, jede beliebige stetige oder unetige Hin- und Herbewegung hervorzubringen. Sie leisten Aehnliches, wie die unruhen Räder und die Konusbewegung, spielen in der Construction der feineren Arbeitmaschinen eine äusserst wichtige Rolle, verursachen jedoch beträchtliche Reibungen und fallen für grössere Schublängen ungemein gross aus, können deshalb zur Uebertragung grösserer Kräfte nicht gebraucht werden. Auf den folgenden drei Tab. sind verschiedene Herze dargestellt.

TAB. XXVII.

Fig. 1 und 2. Herz für Sinusverschiebung. a ist eine durch zwei Lager b b geführte, in der Mitte schleifenförmig ausgeweitete und mit zwei Röllchen c c , versehene Stange, d eine mit einer Handkurbel e und mit dem Herz f versehene Axe. Die Begrenzungslinie dieses Herzes ist die Aequidistante einer Kurve, deren Polargleichung

$$\rho = \rho_0 + r \sin \text{vers. } \varphi \dots \dots \dots (1)$$

ist. Die Bedeutung der in dieser Formel erscheinenden Zeichen ist folgende:
 $\rho_0 = \sqrt{c}$ Fig. 1 die Entfernung des Mittelpunktes der Rolle c vom Mittel der Axe d beim tiefsten Stand der Stange a .

$2r$ die ganze Erhebungshöhe der Stange.

$2r + \rho_0 = \sqrt{c}$ die Entfernung des Mittelpunktes c , des unteren Röllchens von der Axe d beim tiefsten Stand der Stange.

ρ ein beliebiger von d aus gezogener Radiusvektor.

φ der Winkel, den dieser Radiusvektor mit der von d aus vertikal aufwärts gezogenen Linie bildet.

Durch dieses Herz wird genau die Wirkung einer Kurbel, deren Halbmesser gleich r ist, nachgeahmt.

Um die Begrenzungslinie des Herzes zu finden, muss man zuerst die durch die Gleichung (1) ausgedrückte Kurve construiren, und sodann mit dem Halbmesser eines Röllchens c die Aequidistante bestimmen. Die Kurve (1) hat die Eigenschaft, dass die Summe je zweier diametral gegenüber liegender Radiusvektoren die constante Länge $2r$ gibt, was zur Folge hat, dass die beiden Röllchen das Herz in jeder seiner Stellungen berühren. Die Stange a wird deshalb durch das Herz auch dann richtig bewegt, wenn man das Modell in eine ganz beliebige Lage bringt.

Fig. 3 und 4. Herz für gleichförmige Bewegung. Die Stange a wird durch die Lager b b gehalten und ist unten mit einem Röllchen c versehen. An die Herzscheibe f , welche mit ihrem Umfang gegen das Röllchen wirkt, ist noch eine etwas grössere dünne Scheibe befestigt. Die Umfangslinie von f ist nach dem Gesetze:

$$\rho = \rho_0 + 2r \frac{y}{r} \dots \dots \dots (1)$$

verzeichnet. In diesem Ausdruck bedeutet:

$\rho_0 = \sqrt{c}$ Fig. 3 den Abstand des Rollenmittelpunktes von der Axe in der tiefsten Stellung der Stange oder den kleinsten Radiusvektor.

$2r$ die Erhebungshöhe der Stange.

$\rho_0 + 2r = \sqrt{c}$ Fig. 3 den grössten Radiusvektor.

ρ irgend einen von d aus nach f , gezogenen Radiusvektor.

φ den Winkel, den dieser Radiusvektor mit der durch d vertikal aufwärts gezogenen Linie bildet.

Die Umfangslinie der Scheibe f ist die mit dem Halbmesser des Röllchens c zu f , gezogene Aequidistante.

Es ist leicht einzusehen, dass durch eine gleichförmige Drehung der Axe d in der Stange a ein Auf- und Niedergang mit gleichförmiger Geschwindigkeit eintritt.

TAB. XXVIII.

Herrn für unetwärtige Bewegungen. Durch Herrn kann man auch bewirken, dass in einer Stange abwechselnd Ruhe und Bewegung eintritt. Dies zeigen die auf Tab. XXVIII. dargestellten Modelle.

Fig. 1 und 2. Das Bogen Dreieck. a ist eine Axe, an welcher eine Handkurbel b und eine runde Scheibe c befestigt ist. d ist ein gleichseitiges Bogen Dreieck, das mit drei Schrauben gegen die Scheibe c geschnitten ist. Die Spitze γ des Dreiecks fällt in die Axe. $a\beta$ ist aus γ , $\beta\gamma$ aus a , $a\gamma$ aus β beschrieben. e eine durch zwei Lager f und f' geführte Stange mit einer rahmenförmigen Erweiterung m an m' . Die innere vertikale Höhe des Rahmens ist gleich der Höhe γe des Bogen Dreiecks. Wird die Axe a vermittelst der Handkurbel b gedreht, so treten in der Stange e folgende Zustände ein.

Berechnen wir die Bewegung der Axe nicht von einem Augenblick an, in welchem das Dreieck die in Fig. 1 dargestellte Stellung hat, sondern von einem Augenblick an, in welchem der Punkt β des Dreiecks durch den Punkt e des Rahmens geht, so findet folgendes statt:

Bewegung der Axe	Zustand der Stange.
von 0° bis 60°	Stillstand,
„ 60° „ 180°	Niedergang,
„ 180° „ 240°	Stillstand,
„ 240° „ 360°	Erhebung.

Der Niedergang sowohl als die Erhebung geschehen nach zweierlei Gesetzen. Das eine Gesetz findet statt, so lange eine Dreiecksseite gegen den Rahmen wirkt. Das zweite Gesetz findet statt, so lange eine Spitze des Dreiecks gegen den Rahmen wirkt.

Bekanntlich wird dieses Dreieck zur Bewegung der Steuerungsschieber bei Woolfschen Dampfmaschinen gebraucht, und entspricht demselben sehr wohl dem Zweck, denn es bewirkt einen sehr raschen Communicationswechsel.

Fig. 3 und 4. Herr für Expansion. Die Stange a ist hier mit zwei Röllchen und in der Mitte mit einer Ausweitung versehen. Das Herr besteht aus zwei gegen einander verstellbaren Scheiben c und d . $a\beta$, $\gamma\delta$, $\epsilon\lambda$, $\mu\eta$ sind mit der Axe a concentrische Kreisbögen. $\beta\gamma$, $\delta\epsilon$, $\lambda\mu$, $\eta\sigma$ sind stetige Uebergangslinien.

Es ist:

$$\overline{a\delta} - \overline{a\epsilon} = \overline{a\mu} - \overline{a\eta} = 2(\overline{a\beta} - \overline{a\gamma}) = 2(\overline{a\mu} - \overline{a\lambda})$$

Ferner:

$$\widehat{a\alpha\beta} = \widehat{\gamma\alpha\epsilon}, \quad \widehat{\gamma\alpha\delta} = \widehat{\mu\alpha\eta}$$

und die Uebergangslinien sind so gebildet, dass die Summe zweier diametral gegenüberstehender Radienvektoren einen constanten Werth hat.

Beschreiben wir die Bewegung der Stange a von dem Augenblick an, wenn der Punkt α nach links hin durch die Vertikale geht, und setzen zur Abkürzung $\overline{a\beta} - \overline{a\gamma} = \beta$, so geschieht folgendes:

Drehung der Axe a	Zustand der Stange a .
um den Winkel $\alpha\alpha\beta$	Stillstand,
„ „ „ $\beta\alpha\gamma$	Niedergang um α ,

Drehung der Axe a	Zustand der Stange a .
um den Winkel $\widehat{\gamma\alpha\delta}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\delta\alpha\epsilon}$	Niedergang um 2α ,
„ „ „ $\widehat{\epsilon\alpha\lambda}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\lambda\alpha\mu}$	Erhebung um α ,
„ „ „ $\widehat{\mu\alpha\eta}$	Stillstand,
„ „ „ $\widehat{\eta\alpha\sigma}$	Erhebung um 2α .

Die Stange a macht hiermit diejenigen Bewegungen, welche ein verlängerter Expansionschieber einer Dampfmaschine verlangt. Verstellt man die beiden Scheiben des Herrn so, dass die Bögen $a\beta$ und $\lambda\epsilon$ kürzer, und die Bögen $\gamma\delta$, $\epsilon\mu$ länger werden, so ändert sich dadurch der Expansionsgrad.

TAB. XXIX.

Fig. 1 und 2. Gleichförmige Stangenbewegung mit Kurbel. Vermittelt dieses Mechanismus wird durch eine gleichförmige Drehung einer Kurbel ein gleichförmiger Auf- und Niedergang einer Stange hervorgebracht, und zwar dadurch, dass ein an den Kurbelzapfen angebrachtes Röllchen in einer angemessen geformten mit der Stange verbundenen schleifenförmigen Bahn läuft. Die äussere Schleife a ist mit der Stange b aus einem Stück. Die innere Schleife c , ist mit der äussern vermittelst der Querstücke e e' verbunden. Die Axenlinie d der Schleife ist die Linie, welche der Mittelpunkt des Kurbelzapfens relativ gegen die Ebene der Stange beschreibt, wenn die Kurbel gleichförmig gedreht und gleichzeitig die Ebene der Stange mit gleichförmiger Geschwindigkeit auf und nieder bewegt wird. Die Coordinaten x und y eines beliebigen Punktes dieser Kurve in Bezug auf die Axen a x , a y sind analytisch ausgedrückt:

$$\left. \begin{aligned} x &= R \cos \varphi \\ y &= R \sin \varphi - \frac{r}{s} h \varphi \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

In diesen Ausdrücken ist R der Halbmesser der Kurbel, h die halbe Erhebungshöhe der Stange, s die Lenzpfeile Zahl, φ der Winkel, den die Kurbel in irgend einer Stellung mit der Axe a x bildet.

Jedemal, wenn die Kurbel eine horizontale Stellung erreicht, wie in Fig. 1 dargestellt ist, kann sie die Stange weder sicher halten noch sicher bewegen, es ist deshalb noch ein Hilfsmechanismus angebracht, der aus einem einzelnen gegen die Kurbel geschnittenen Zahn e und aus zwei gegen die innere Schleife b geschnittenen Stangen f besteht, von denen jede mit einer Zahnflanke versehen ist. Jedemal, wenn sich die Kurbel einer horizontalen Stellung nähert, tritt der Zahn in die eine oder in die andere der beiden Lücken, und bewegt die Stange so lange fort, bis die Kurbel eine Stellung erreicht, von der an sie wiederum mit Sicherheit die Bewegung der Stange fortzusetzen vermag.

Es ist kaum notwendig, zu bemerken, dass dieser Mechanismus nur einen sehr geringen praktischen Werth hat. Er ist zu kompliziert, verursacht Reibung und Abnutzung, und kann nur sehr schwer mit derjenigen Genauigkeit festgestellt werden, bei welcher die Bewegung der Stange ganz nach erfolgen würde.

Fig. 3 und 4. Doppelhörn für gleichförmige Stangenbewegung. Dieser Mechanismus unterscheidet sich in seiner Wirkung von dem einfachen Horn, Tab. XXVII. Fig. 3 und 4, dadurch, dass die Stange bei einer Umdrehung der Axe zweimal auf und nieder geht. Das Doppelhörn b ist mit einer Hülse versehen, und vermittelt derselben mit der Axe a verbunden. Das grössere aber dünnere Doppelhörn c ist vermittelt mehrerer Schrauben mit b verbunden, und gegen den Rand von c ist die Saumbreite d geschraubt. Die Stange f ist mit einem Röllchen e versehen, und wird durch die zwischen b und d befindliche Rinne auf und ab bewegt. Die Gleichung der Axonlinie dieser Rinne ist in Polarkoordinaten ausgedrückt:

$$\rho = \rho_0 + \frac{2}{\pi} h \varphi.$$

Hier bezeichnet:

ρ die Länge desjenigen Radiusvektors, dessen Richtung mit der Vertikalen $z y$ einen Winkel φ bildet, h die Erhebungshöhe der Stange f , ρ_0 den kleinsten Radiusvektor.

TAB. XXX.

Fig. 1 bis 5. Muschelstift-Mechanismus. Dieser Mechanismus ist ein Kurvograph, vermittelt welchem ein interessantes System von Linien vorzeichnet werden kann, die sämtlich die Formen von Muscheln nachahmen. a ist eine Axe, die mit einem Schwungrad d und mit einer Kurbel e versehen ist, b ist eine zweite Axe, die mit einer Hülse c versehen ist, deren Form aus Fig. 1, 2 und 4 ersehen werden kann. f ist ein Stab; der Querschnitt des unteren Theiles ist ein Rechteck, der Querschnitt des oberen Theiles ist ein Trapez, das, wie Fig. 4 zeigt, genau in die Bahn der Hülse c hineinge passt. In diesem Stab ist eine Reihe von Löchern angebracht, in welche die Hülse Fig. 5 eines Zeichenstiftes geschraubt werden kann. g ist ein mit einer Klemmschraube versehener Stift, der einen gegen die Kurbel e herstellbaren Kurbelzapfen bildet, an welchem die Stange mit einer ihrer Durchbohrungen gesteckt werden kann.

Wird die Axe a gedreht, so nimmt die Kurbel e die Stange f mit; diese schiebt dabei in der Hülse c und dreht sie hin und her.

Nennt man (Fig. 1)

$g'a = r$ den Kurbelhalbmesser,

$ab = a$ die Entfernung der Axen a und b ,

$mg = b$ die Entfernung eines beliebigen Punktes m der Stange vom Mittel des Kurbelzapfens,

$\begin{cases} xp = x \\ mp = y \end{cases}$ die Coordinaten des Punktes m .

Wenn die Kurbel einen Winkel $g'ax = \varphi$ mit der Vertikalen ax bildet, so findet man ohne Schwierigkeit:

$$\begin{aligned} x &= r \cos \varphi + b \frac{a + r \cos \varphi}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \varphi}} \\ y &= r \sin \varphi + b \frac{r \sin \varphi}{\sqrt{a^2 + r^2 + 2ar \cos \varphi}} \end{aligned} \quad (1)$$

Eliminirt man aus diesen Ausdrücken den Winkel φ , so ergibt sich eine ziemlich komplizierte abgeleitete Gleichung eines höheren Grades, und dies ist die Gleichung der Kurve, welche ein beliebiger Punkt m des Stabes beschreibt, wenn man die Kurbel im Kreise herumdreht. Fig. 3 zeigt das Liniensystem, das der Stift vorzeichnet, wenn man denselben in die verschiedenen Durchbohrungen des Stabes steckt, die Kurbel jedesmal herumdreht und die Spitze des Stiftes einer Zeichenfläche gegenüber hält. Man sieht, dass alle Linien dieses Systems muschelförmig sind.

Dieser Mechanismus kann zu verschiedenen mechanischen Zwecken gebraucht werden, z. B. zur Bewegung eines Handruders, ferner zur Bürstenbewegung der Seillichtmaschinen oder auch zur Kammbewegung der Schafwollkämme.

Die Balanciers.

Die Mechanismen, bei welchen durch Vermittlung von Balanciers eine drehende Bewegung in eine hin- und hergehende oder umgekehrt eine hin- und hergehende in eine rotirende verwandelt wird, kommen mehr und mehr ausser Gebrauch, und haben gegenwärtig beinahe nur noch für die Schule dadurch ein Interesse, weil sie auf sinnreichen Combinationen beruhen und von Perseverantigkeiten erfunden wurden, deren Namen mit der Geschichte des Maschinenwesens unzertrennlich verbunden sind.

Diese mehr und mehr seltener werdende Anwendung der Balanciermechanismen lässt sich leicht erklären. Für kleinere Bewegungen genügen die viel einfacheren direkt wirkenden Mechanismen, welche auf den vorübergehenden Blättern dargestellt sind, und wenn es sich um grosse Bewegungen und Uebertragung von mächtigen Kräften handelt, ist die Anwendung der Balanciermechanismen schwierig, unständig und kostspielig. Sie sind sehr weitläufig, erfordern sehr viel Raum, schwere, massige und kostspielige Fundamente, bestehen aus einer grossen Anzahl von Stangen und Stäben, von Axen und Zapfen, deren Herstellung mit viel Schwierigkeiten und Kosten verbunden ist, und die sich niemals so solide mit einander verbinden lassen, als die wenigen Bestandtheile eines direkt wirkenden Mechanismus. Es ist ferner eine ganz verlässliche solide Herstellung dieser colossalen Balanciers, die ganz auf respektive Festigkeit in Anspruch genommen sind, beinahe eine Unmöglichkeit, sei es nun, dass man als Constructionsmaterial Gussisen oder Schmiedeseisen wählt.

Hauptbalanciers werden gegenwärtig beinahe nur noch bei Woolf'schen Fabrik-Dampfmaschinen von 40 bis 100 Pferdekraft angewendet, und da sind sie wirklich am rechten Platz, indem die fünf oder sechs bei einer solchen Maschine vorkommenden Kolbenstangen so leicht von einem Balancier aus mit verschiedenen Geschwindigkeiten und verschiedenen Hüllungen bewegt werden können.

Bei andern Arten von Dampfmaschinen findet man gegenwärtig die Balanciers entweder gar nicht oder nur zu Neben Zwecken, nämlich zur Bewegung der verschiedenen Hilfspumpen angewendet.

Die richtigen geometrischen Verhältnisse eines Balanciermechanismus lassen sich zweifeln durch Zeichnung, zuweilen durch Rechnung am zweckmässigsten bestimmen. Das meiste ist der Fall, wenn alle Bestimmungselemente des geometrischen Zusammenhanges, mit Ausnahme der Länge des Gegenlenkers, angenommen werden, und die Länge so wie der Einhängungspunkt des Gegenlenkers gesucht wird. Das letztere ist dagegen der Fall, wenn der Drehungspunkt so wie die Länge des Balanciers, ferner der Einhängungspunkt des Gegenlenkers gegeben ist, und die übrigen Bestim-

unregelmäßig des geometrischen Zusammenhanges ausgemittelt werden sollen. Die Einrichtung dieser Balanciermechanismen kann ich als bekannt voraussetzen; die Theorie derselben habe ich in meinen Resultaten für den Maschinenbau, 3. Auflage, Seite 14 bis 17, kurz entwickelt, ich kann mich daher darauf beschränken, die auf den Tab. XXXI. und XXXII. dargestellten Modelle ganz kurz zu beschreiben.

TAB. XXXI.

Fig. 1. Balancier mit Gegenlenker. a, C, D der Balancier. a, b, c zwei zu beiden Seiten des Balanciers angebrachte Gehänge. k, n die zwischen diese Gehänge gestellte und mit denselben durch einen Bolzen bei h verbundene Kolbenstange. e, o zwei Gegenlenker, die sich um einen Zapfen e drehen, und mit den Gehängen bei n verbunden sind. d, s die Schiebentange. e, f die Kurbel. Diese Theile sind aus dünnem Eisenblech gefertigt, das Gestelle ist aus Gussisen.

Fig. 2. Balancier ohne Drehstange. a, b, c der Balancier. e, C eine um C drehbare Schwinge. a, z die Kolbenstange. b, o der um o drehbare Gegenlenker. d, s die Schiebentange. e, f die Kurbel. Diese Theile sind von Eisenblech, das Gestelle ist von Gussisen.

TAB. XXXII.

Fig. 1. Watt'sches Parallelogramm für Landmaschinen. Die Punkte e, f, g, C liegen in jeder Position des Parallelogramms in einer geraden Linie, und jeder derselben beschreibt, wenn der Balancier auf und nieder schwingt, eine beinahe gerade vertikale Linie, wodurch die Stangen a, z, s , beinahe richtig geführt werden. Auf der rechten Seite des Balanciers ist noch eine Stange a , angebracht, die vermittelt eines Gegenlenkers m, n geradlinig geführt wird. Dieser ist bei m in einem verzahnten Sektor l eingelängt, welcher durch einen zweiten mit dem Balancier fest verbundenen verzahnten Sektor k bewegt wird.

Fig. 2, 3. Das Watt'sche Parallelogramm für Schiffmaschinen. Hier ist e der Punkt, welcher durch das Zusammenwirken des Balanciers, des Parallelogramms a, b, c, d und des Gegenlenkers o, d annähernd geradlinig geführt wird.

TAB. XXXIII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Hängelrad zur Verwandlung einer continuirlich drehenden Bewegung in eine gleichförmig hin- und hergehende. a ist eine Axe, welche continuirlich gedreht wird. Sie liegt in einem besonderen auf die Grundplatte h geschraubten Träger e . d ist eine Platte, welche durch den Mechanismus geradlinig hin- und herbewegt wird, wenn man die Axe a in Drehung versetzt. Diese Platte d ist an die glatt bearbeitete Fläche einer Wand s , angelegt, und durch zwei innen schräg abgeschnittene Leisten o, s , gehalten und geführt. Mit der Platte d sind folgende Theile in Verbindung: 1. die an den Enden halbkreisförmig, in dem mittleren Theile geradlinig geformte Leiste f ; 2. die an den Enden halbkreisförmig, am mittleren Theile gerade geformte Platte g ; 3. die ähnlich geformte Verzahnung b ; die Schrauben, welche h mit g verbinden, befestigen zugleich g mit d ; die Axe a ist versehen: 1. mit einer Handkurbel i , 2. mit einem Getriebe k , 3. mit zwei

Armen l, l . Die Arme tragen einerseits ein mit einem Getriebe n , mit einem Rad e und mit einem kleinen Röllchen q Fig. 2 und 4 versehene Axe m , andererseits das Gegengewicht p . Die Zähne von k und o greifen in einander ein. Das Röllchen q läuft in der durch die Leiste f und die Platte g gebildeten Rinne.

Wird die Axe a vermittelt der Handkurbel i gedreht, so entsteht durch Vermittlung der Räder k und o und der Axe m eine Drehung des Röllchens q , und da die Zähne von n in die Verzahnung h eingreifen, so wird diese und werden die mit ihr verbundenen Theile g, f, d zwischen den Leisten o, s , geradlinig fortbewegt, und dies dauert so lange fort, bis der gekrümmte Theil r , der Rinne an das Röllchen q kommt. Ist dies geschehen, so geht das Röllchen durch den halbkreisförmigen Theil r , der Rinne nach dem untern geradlinigen Theil r , herab, und das Getriebe flingt nun an, die Verzahnung h nach entgegengesetzter Richtung zu bewegen, bis wiederum eine Rundung der Rinne an das Röllchen gelangt und es in die obere Rinne r zurückführt u. s. w.

Auch dieser Mechanismus wird gegenwärtig beinahe nicht mehr gebraucht, er ist kompliziert, und wenn die Verzahnungen nicht mit ungewöhnlicher Genauigkeit ausgeführt werden, so ist die Bewegung mehr oder weniger unsicher oder stockend. Der gleiche Zweck kann viel besser mit Schraubenmutter und Spindel erreicht werden, wenn man erstere mit dem Körper verbindet, der hin- und hergehen soll, und letztere abwechselnd bald nach einer, bald nach entgegengesetzter Richtung dreht. Auch eine einfache Zahnstange mit Getriebe kann gebraucht werden.

TAB. XXXIV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Zahnstange und Getriebe werden gewöhnlich angewendet zur Verwandlung 1. einer geradlinig fortschreitenden Bewegung in eine continuirlich drehende; 2. einer continuirlich drehenden in eine geradlinig fortschreitende; 3. einer drehend hin- und hergehenden Bewegung in eine geradlinig hin- und hergehende; 4. einer geradlinig hin- und hergehenden in eine drehend hin- und hergehende. In diesem Modell ist aber die ungewöhnliche Verwandlung einer geradlinig hin- und hergehenden Bewegung der Zahnstange in eine rückweise fortschreitende Drehbewegung einer Axe gezeigt. Die mit einem Handgriff versehene Zahnstange gleitet auf der obern Deckplatte eines Sockelgestelles e zwischen zwei Führungskristen b, b , und ist in der Mitte an der untern Fläche mit einem Ansatz d Fig. 4 versehen, welcher verhindert, dass der Hin- und Hergang der Stange ein gewisses Maass nicht überschreiten kann, e ist eine Axe, an welcher folgende Theile vorkommen: 1. Ein Getriebe f , es dreht sich jedoch frei um die Axe und ist mit einem Stossbacken g Fig. 1 versehen. 2. Eine runde Scheibe h mit einem Anfaserrand i Fig. 1; sie ist mit der Axe a fest verbunden. 3. Eine am Umfang glatte Scheibe k mit einem winkligen Einschnitt l Fig. 1. Auch diese Scheibe ist mit a fest verbunden. m ist ein kleines vierkantiges oben schief abgeschnittenes Eisenstäbchen, das in einer Führung gleitet und durch eine Stahlfeder gegen den Umfang der Scheibe k gedrückt wird. Die Wirkungen sind nun folgende. Wird die Zahnstange vermittelt des Handgriffs nach links hin bewegt, so wird zunächst das Getriebe f gedreht. Allein da der Haken g an dem Zahn i der Scheibe anliegt, so wird auch die Scheibe h , die Axe e und die Scheibe k mitgenommen. e, f, h, k drehen sich also zusammen nach der durch einen Pfeil in Fig. 1 angedeuteten Richtung. Dies dauert so lange fort, bis der Ansatz d Fig. 4 an dem linksseitigen Ende des Sockelplatten-Ausschnittes anstößt, in welchem Augenblicke der im Umfang der Scheibe k angebrachte dreieckige Einschnitt l über den Fänger m zu stehen kommt, der dann durch den Druck der Feder

in den Einschnitt einfällt und dadurch eine rückgängige Bewegung der Axe e verhindert. Wird hierauf die Stange um etwas mehr als eine Peripherielänge des Getriebes f nach rechts hin bewegt, bis zuletzt der Ansatz d an das rechteckige Ende des Sockelplatten-Ausschnittes anstößt, so wird dabei das Rädchen f zurückgedreht, die Scheiben h und k mit der Axe e bleiben jedoch ruhig stehen, weil sie durch den Fänger m gehalten sind und weil ferner der Haken g auf dem glatten Theil der Scheibe h herumschleift, bis er zuletzt, wenn der Ansatz d rechts angestossen hat, in den Zahn l einfällt. Wird nun die Zahnstange neuerdings nach links hin bewegt, so entsteht abermals eine Drehung von f , h , e , k nach der durch den Pfeil angedeuteten Richtung, wobei anfangs der Fänger m durch die schiefe Seite des Einschnittes (Fig. 1) niedergedrückt und seine hemmende Wirkung aufgehoben wird.

TAB. XXXV.

Fig. 1, 2 und 3. Zahnstangen und halbverzahntes Rad. a ist eine Axe, mit welcher ein Schwungrad b , ein halbverzahntes Rad c und ein kurbelförmiger Körper d verbunden sind. e ist eine innen ausgehöhlte und mit zwei Zahnstangen g , g , versehen Platte, die an der Wand eines Gestelles anliegt und durch zwei Leisten h , h , geführt wird. Auch sind an dieser Platte noch zwei dreieckige Ansätze f , f angebracht. Wird die Axe a gedreht, so greift die halbe Verzahnung von c bald rechts, bald links in die Zahnstangen von g ein, wodurch die Platte e abwechselnd auf und ab bewegt wird. Allein in dem Moment, wenn der Endzahn i , R , die Zahnstange g , verlässt, darf der andere Endzahn i , L , noch nicht in die Verzahnung von g , eingreifen, weil sonst die Bewegung ganz aufgehoben würde. Bei jedem Eingriffswechsel kommt also ein kurzes Zeitintervall vor, in welchem die Platte e durch das Rädchen c nicht geführt würde, wenn nicht die Kurbel d und die dreieckigen Ansätze f , f , vorhanden wären. Allein so wie der Eingriff des Zahnes i , in g , aufhört, ist die Platte e so weit herabgerückt, dass der innere halbkreisförmige Ausschnitt die unverzahnte Halbdrehung des Getriebes c beinahe berührt, und ist gleichzeitig der Taster der Kurbel d so weit hinaufgerückt, dass er den Ansatz f , ungefähr in der Mitte der linken Seite umfasst. Von diesem Augenblick an wird die Platte durch den Taster niedergedrückt, bis er die Spitze von f , erreicht und die Kurbel d vertikal steht. In diesem Augenblick kommt aber der Zahn i , mit der linksseitigen Zahnstange in Eingriff, und es beginnt nun die Hebung der Platte e , wobei der Taster anfänglich längs der rechten Seite von f , herabgleitet, ohne die Aufwärtsbewegung der Platte zu hindern. Die punktirte Linie k ist die Kurve, welche der Mittelpunkt des Tasters relativ gegen die Platte e beschreibt. Die Ansätze sind nach Equidistanten zu der Linie k gebildet.

Auch dieser Mechanismus ist kaum von irgend einem praktischen Werth, weil die Schraube oder eine einfache Zahnstange mit einem Getriebe, das bald links, bald rechts gedreht wird, viel einfachere Mittel zur Hervorbringung einer gleichförmig hin- und hergehenden Bewegung darbieten.

Hin- und Herdrehung.

Es gibt nur sehr wenige Mechanismen, welche eine direkte Verwandlung einer continuirlich drehenden Bewegung in eine drehend hin- und hergehende hervorbringen. Beispiele von solchen Mechanismen sind folgende.

TAB. XXXV.

Fig. 3 und 4. Drei halbverzahnte Kegekräder. a und e sind zwei Axen. Mit ersterer ist ein halbverzahntes Kegekrad b , mit letzterer sind zwei halbverzahnte Kegekräder d und e verbunden. Wird die Axe a continuirlich nach einerlei Richtung gedreht, so greifen die Zähne von b abwechselnd in d und e ein, und hierdurch wird die Axe e bald hin- bald hergedreht. Diese Bewegung ist jedoch mit harten Schlägen verbunden, indem die Bewegungsrichtungen der Axe e plötzlich wechseln, auch ist der Anfang jedes Zahnengriffs unsicher, wenn nicht besondere Hilfsmechanismen in Anwendung gebracht werden, die den Uebergang von einem Eingriff in den nächstfolgenden vermitteln.

TAB. XXXVI.

Fig. 1, 2 und 3. Hohlverzahnung und halb verzahntes Getriebe. a ist eine Axe, die mit einem Schwungrad b , mit einem halb verzahnten Getriebe c und mit einem kurbelförmigen Körper d versehen ist. e ist eine Schwinge, die sich um f hin und her, und geht oben in einen ovalen Ring über, der innen zwei Verzahnungen g , und g , hat, und auch mit zwei Ansätzen h , und h , versehen ist. Wird die Axe a gedreht, so greift die Verzahnung des Getriebes c bald in die obere, bald in die untere Verzahnung der Schwinge e ein, und hierdurch wird dieselbe hin- und hergeschaukelt. Es sind aber auch hier, wie beim Modell Tab. XXXV, Fig. 1 und 2, die Hilfsbestandtheile d , h , und h , nothwendig, um den Uebergang von einem Zahnengriff in den nächstfolgenden zu vermitteln.

Fig. 4, 5, 6. Trittschwung mit Excentrum. An der Axe a befindet sich ein Schwungrad b und das Excentrum c . An dem Tritt d , der bei a seinen Drehungspunkt hat, befindet sich ein Rädchen e . Um e und e ist ein Kettchen gelegt. Eine drehende Bewegung der Axe a bringt ein Auf- und Niederschwingen des Trittes hervor, und eine geschickte Auf- und Niederbewegung des Trittes bewirkt eine Drehung der Axe a mit dem Schwungrad. Diese Anordnung kann für kleinere Drehbänke gebraucht werden.

TAB. XXXVII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Mangelrad mit constanter Geschwindigkeit. Das mit der Axe a verbundene Mangelrad besteht aus folgenden Theilen: 1. aus einer runden Scheibe b mit einer Randleiste, die jedoch nicht ganz in sich zurückkehrt und mit Triebstücken versehen ist. 2. Aus einem Einführungstück c , dessen Form in Fig. 1 zu sehen ist und keiner Beschreibung bedarf.

Die Hin- und Herdrehung des Mangelrades geschieht durch das kleine Getriebe d , indem es bald innerhalb, bald ausserhalb in die Triebstücke eingreift. Dieses Rädchen d befindet sich an

einer Axe w , die bei f in einem Schaukellager liegt und bei g durch eine Schleife gehalten wird. Diese Axe endigt mit einem kleinen Zapfen h Fig. 2. Greift das Röllchen innen in die Triebstücker ein, so legt der Zapfen h auf dem innern Rand der Umfangsleiste des Mangelrades und legt die Axe e oben an der Schleife. Greift das Röllchen aussen in die Triebstücker ein, so legt die Axe e in der untern Bänderung der Schleife und berührt der Zapfen h den äusseren Umfang des Mangelrades; im einen wie im andern Falle ist die Lage der Axe eine vollkommen gesicherte. Wird die Axe e vermittelt der daran befindlichen Handkurbel gedreht, so geht das Mangelrad nach einer gewissen Richtung fort, bis die Einführung herabkommt und die Axe nach dem äussern Umfang des Mangelrades hinausfährt $u. s. w.$

Das Modell zeigt die gewöhnlich übliche aber sehr unvollkommene Construction des Mangelrades. Die Verzahnungsart ist für parallel und nicht für gegen einander geneigte Axen. Um den hieraus entspringenden Fehler zu mässigen, muss man das Getriebe d sehr klein halten und die Axe e sehr lang machen, wodurch der ganze Mechanismus sehr weitläufig wird. Eine bessere Constructionsweise ist die auf Tab. XXXVIII. dargestellte.

Fig. 3 bis 6. Der Hebelische Schlüssel, auch Universalgelenk genannt. Er gehört in die Klasse der Mechanismen, welche drehende Bewegungen in drehende verwandelt, und wird nur deshalb hier beschrieben, weil sich die Zeichnung desselben am besten mit der des Mangelrades auf einem und demselben Blatt zusammenstellen lässt.

a und b sind zwei unter einem Winkel gegen einander gelagerte durch ein Universalgelenk verbundene Axen. Dieses Gelenk wird durch zwei Gabeln c und d und durch einen Ring e Fig. 5 gebildet, der mit zwei unter einem rechten Winkel sich schneidenden Axen versehen ist. Die eine dieser Axen wird von der Gabel c , die andere von der Gabel d gefasst.

Eine Drehung der Axe a bewirkt auch eine Drehung der Axe b . Die Drehung von b erfolgt jedoch mit periodisch veränderlicher Geschwindigkeit, wenn a mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegt wird.

Wenn die Axe a aus der in Fig. 4 dargestellten Lage um einen Winkel φ gedreht wird, dreht sich gleichzeitig die Axe b um einem andern Winkel ψ . Nennt man α den Winkel der Richtungen beider Axen, so hat man zur Bestimmung von ψ folgenden Ausdruck:

$$\tan \psi = \tan \varphi \cos \alpha$$

Um dieses Gesetz am Modell tatsächlich nachweisen zu können, sind an den Enden der Axen a und b Scheiben f und g mit Gradtheilungen angebracht, deren zwei an den Axengestellen befestigte Zeiger i und j , entsprechen.

Steht die Ebene der Gabel c horizontal, jene der Gabel d vertikal, so weisen beide Zeiger auf die Nullpunkte ihrer Theilungen. Dreht man nun die Axe a um einen gewissen Winkel φ , den man an f abliest, so erscheint an g der entsprechende Werth von ψ .

TAB. XXXVIII.

Fig. 1 bis 5. Mangelrad mit variabler Geschwindigkeit. Dieses Mangelrad hat eine innere und eine äussere Verzahnung, die in einander durch kleine verzahnte Halbkreise übergehen, und die Axe des Getriebes bleibt hier stets parallel zur Axe des Mangelrades. Zur Erklärung der Construction diene folgendes. a Axe des Mangelrades. b Scheibenförmiger Körper des Mangelrades.

c . Bahn für das Röllchen m der Triebaxe h ; diese Bahn hat die Form eines nicht geschlossenen Ringes und die Enden sind halbkreisförmig abgerundet. d . Doppelverzahnung des Mangelrades. e . Einführung. f Axe mit einem Zahnrad i und zwei Doppelarmen $g g$, welche einerseits eine Axe h , andererseits ein Gegengewicht n halten. An dieser Axe h ist ein in i eingreifendes Getriebe k und das in die Mangelradverzahnung eingreifende Getriebe l befestigt. An das Ende derselben ist noch das Röllchen m angesteckt. p ist ein in i eingreifendes, mit einer Axe q verbundenes Getriebe. r eine Handkurbel zur Drehung der Axe q . In den Scheibchen des Gestelles sind zwei grosse kreisförmige Ausschnitte angebracht, und jeder solcher Ausschnitt hat noch zwei kleinere halbkreisförmige Ausschnitte $s s$.

Wird die Axe q vermittelt der Handkurbel gedreht, so wird diese Bewegung auf p und von da vermittelt des Zwischenrades i auf k und auf die Axe h übertragen. Dadurch kommt das Getriebe l in Bewegung und treibt das Mangelrad um seine Axe. Dabei ist die Axe h ganz sicher gehalten, denn das Röllchen m liegt an dem äussern Umfang von e an, verhindert also, dass die Axe nicht in die Höhe gehen kann, und die Axe selbst liegt in dem untern Gestellausschnitt s , so dass sie sich nicht abwärts geben kann. Dieser Bewegungszustand dauert so lange fort, bis die Einführung e herabkommt und das Röllchen m nach der innern Verzahnung des Mangelrades hineinleitet. Ist dies geschehen, so dreht sich das Mangelrad nach entgegengesetzter Richtung, aber die Axe h ist dann wiederum sicher gehalten, denn das Röllchen m läuft am innern Umfang des Ringes e und die Axe h liegt in dem oberen Gestellausschnitt s .

Die Geschwindigkeiten des Mangelrades nach seinen beiden Bewegungsrichtungen sind ungleich; sie ist klein, wenn das Getriebe l in die äussere, gross, wenn es in die innere Verzahnung des Mangelrades eingreift. Bei dem Uebergang des Röllchens durch die Führung ist die Bewegung des Mangelrades anfangs eine verzögerte, sodann eine beschleunigte.

Der ganze Mechanismus ist zwar sehr komplirt, er entspricht jedoch sehr gut seinem Zweck.

Schaltungen

werden bekanntlich Mechanismen genannt, vermittelt welchen ein ruckweises Fortschreiten eines Rades oder einer Stange hervorgebracht wird.

TAB. XXXIX.

Fig. 1 und 2. Schaltung für halbe Theilungen. a das Schaltrad mit dreieckigen Zähnen. b der Schalthebel, welcher sich frei um die Axe c des Schaltrades dreht. d und e zwei Schalthaken, ersterer wirkt schiebend, letzterer ziehend. f und g zwei Hemmhaken, die sich um fixe am Gestell angebrachte Zapfen drehen. Diese Haken haben, wenn der Hebel b vertikal steht, folgende Stellungen. Die Spitze des Hakens f ist um $\frac{1}{2}$ einer Zahntheilung von der Spitze des Zahnes 1 entfernt. Die Stirnfläche des Hakens d berührt die radiale Seite des Zahnes 2. Die Spitze des Hakens e steht in der Mitte der Zahntheilung von 4 und 5. Die Spitze von g ist um $\frac{1}{2}$ einer Zahntheilung von der radialen Seite des Zahnes 6 entfernt.

Wird nun der untere Arm des Hebels um etwas mehr als $\frac{1}{4}$ einer Theilung nach rechts bewegt, so fällt der Haken *f* zwischen 1 und 2 ein, und ist dann die Spitze von *g* um eine halbe Theilung von der Spitze des Zahnes 7 entfernt. Dreht man hierauf den Hebel *b* um eine halbe Theilung nach links, so stellt sich die Spitze von *d* in die Mitte von 2 und 3, fällt dagegen *e* zwischen 5 und 6 ein. Dreht man hierauf den Hebel *b* um eine halbe Theilung nach rechts, so schiebt der Haken *e* das Schaltrad um eine halbe Theilung fort, bis ansetzt *g* zwischen 7 und 8 einfällt u. s. f.

Auf ähnliche Weise kann man auch Schaltungen einrichten, die um $\frac{1}{2}$ einer Theilung schalten, nur wären dann drei Schalthaken und drei Hemmhaken erforderlich.

Fig. 5 und 6. *Continuirliche Schaltung.* *a* das Schaltrad. *b* der Schalthebel. *c* und *d* zwei am kürzeren Arm von *b* angebrachte Schalthaken. Die Spitze von *c* ist um eine halbe Zahntheilung von der Spitze von 1 entfernt. Der Haken *d* berührt den Zahn 3.

Wird der lange Arm des Hebels *b* um so viel nach links bewegt, dass der Zahn 3 durch den Haken *d* um $\frac{1}{4}$ einer Theilung weiter rückt, so fällt der Haken *c* zwischen 1 und 2 ein; wird hiernach der Hebel *b* um so viel nach rechts gedreht, dass ein Zahn des Schaltrades um eine halbe Theilung vorrückt, so fällt der Haken *d* zwischen 4 und 5 ein. Führt man auf diese Weise fort, den Hebel *b* um so viel hin und her zu bewegen, als einer halben Zahntheilung entspricht, so wird das Schaltrad beim Hingang durch den einen, beim Hergang durch den andern Schalthaken um eine halbe Theilung fortgetrieben. Beide Gänge sind also hier wirksam.

Fig. 3 und 4. *Schaltung für ganze Theilungen.* Schaltungen, wie die hier dargestellte, werden vorzugsweise bei Werkzeugmaschinen gebraucht. Die Zähne des Schaltrades *a* sind an beiden Seiten auf gleiche Weise gefornet. Der Schalthaken *b* ist doppelt, um das Rad sowohl nach der einen als auch nach der andern Richtung schalten zu können. Dieser Schalthaken dreht sich um einen Zapfen, der an einem Winkelhebel *c*, angebracht ist, welcher vermittelt einer Schaltstange *d* und Kurbel *e* von einer Axe *f* aus hin- und hergedreht werden kann. Geht der Schalthaken *b* nach links, so nimmt er das Rad *a* mit sich fort, geht er nach rechts, so gleitet er über die Zähne hin und nimmt das Rad *a* nicht mit. Der Kurbelzapfen von *e* ist verstellbar, wodurch man bewirken kann, dass der Schalthaken das Rad um eine ganze Zahl von Zahntheilungen mit sich fort schiebt.

Bohrvorrichtungen.

Die Maschinen zum Ausbohren grösserer Cylinder haben im Wesentlichen folgende Einrichtung. Die Meissel werden in den Umfang eines scheibenartigen Körpers, den sogenannten Bohrkopf, eingespannt, und dieser wird in concentrischer Stellung mit einer starken cylindrischen Axe, der sogenannten Bohrspindel, in einem solchen Zusammenhang gebracht, dass der Bohrkopf, wenn die Spindel gedreht wird, mit derselben herumgeht, aber auch gleichzeitig längs derselben mit sehr kleiner Geschwindigkeit vorrückt.

Der anzubohrende Cylinder wird in einer mit der Spindel concentrischen Lage mit dem Gestelle der Maschine verbunden, und zwar so, dass die Spindel durch den Cylinder geht, und die Meissel

werden an dem Bohrkopf so weit hinausgeschoben, dass die Schraubenspitzen, welche ihre Spitzen beim Drehen der Spindel beschreiben, in der cylindrischen Fläche liegen, die im Innern des Cylinders entstehen soll. Auf Tab. XXXX. sind zwei Mechanismen dargestellt, durch welche die drehende und gleichzeitig fortschreitende Bewegung eines Bohrkopfes hervorgebracht wird.

TAB. XXXX.

Fig. 1. 2. *Bohrvorrichtung mit massiver Spindel.* *a* die an ihren Enden in Lager liegende, mit einer Handkurbel versehene Bohrspindel, in deren Oberfläche zwei einander diametral gegenüber stehende Nuthen eingeschnitten sind. *b* eine den Bohrkopf vorstellende runde Scheibe. Am inneren Umfang der Nabe sind zwei den Nuthen der Bohrspindel entsprechende Stäbchen *c* e e eingelegt, welche bewirken, dass sich Spindel und Bohrkopf zusammen drehen müssen, dass aber letzterer längs der Spindel hingleiten kann. *d* d sind zwei mit der Spindel fest verbundene Doppelarme, welche zwei Schraubenspindeln *e* e tragen und halten; die Muttergewinde für diese Spindeln sind im Bohrkopf eingeschnitten. Eine Drehung dieser Spindeln nach einerlei Richtung hat also zur Folge, dass der Bohrkopf längs der Spindel fortbewegt wird. *f* f zwei kleine mit den Spindeln verbundene Getriebe, *g* und *h* zwei mit einander verbundene um die Spindel *a* frei drehbare Stirnräder, von denen das erstere in die Getriebe *f* f eingreift. *i* und *k* zwei mit einander verbundene, um einen Zapfen *m* frei drehbare Rädchen; *i* und *h* greifen in einander. *l* ein mit der Spindel *a* verbundenes Stirnrad, das in *k* eingreift.

Wird die Axe *a* vermittelt der daran befindlichen Handkurbel gedreht, so wird der Bohrkopf *b* und werden die Schraubenspindeln *e* mit herumgenommen und wird gleichzeitig das Rädchen *l* gedreht, hiernach werden die von der Bewegung von *a* ganz unabhängigen Räderysteme *k* *i* und *h* *g* ebenfalls bewegt, und wenn die Halbmesser dieser Räder angemessen gewählt sind, werden die Drehungsgeschwindigkeiten von *g* und *a* nicht übereinstimmen, und dies wird zur Folge haben, dass die Spindeln *e* e um ihre eigenen Axen gedreht werden, dass also der Bohrkopf längs der Axe *a* vorrückt.

Bezeichnet man durch *f* *g* *h* *i* *k* *l* nicht nur die Räder, als Gegenstände betrachtet, sondern auch ihre Halbmesser, so findet man leicht, dass die Spindeln *e* bei einer Umdrehung von *a*

$$\left(1 - \frac{l}{k} \frac{i}{h}\right) \frac{g}{f}$$

Umdrehungen machen.

Nennt man also noch *x* die Höhe eines Schraubenganges, *x* das Vorrücken des Bohrkopfes bei einer Umdrehung von *a*, so ist:

$$x = \left(1 - \frac{l}{k} \frac{i}{h}\right) \frac{g}{f} x.$$

$$\text{Im Modell ist:} \quad \frac{l}{k} = 1, \quad \frac{i}{h} = \frac{3}{4}, \quad \frac{g}{f} = \frac{16}{10}.$$

dennach:

$$x = \frac{4}{10} x.$$

Fig. 3, 4, 5. Drehvorrichtung mit geschlossener Spindel. Die Bohrspindel *a* ist hier der Länge nach durchschlitten, und längs ihrer Axe ist zur Bewegung des Bohrkopfes eine Schraubenspindel *b* angebracht. Der Bohrkopf *c* ist mit einer dieser Spindel entsprechenden Schraubenmutter *e*, versehen, die quer durch den Schlitz geht, in den Bohrkopf eingelegt und zwischen zwei Metallringe eingeschlossen ist. *d* ist eine mit der Axe *a* verbundene Kurbel. Durch das Zapfenauge ist eine Axe *e* gesteckt, an welcher zwei Räder *f* und *g* befestigt sind. *h* ist ein grösseres mit der Schraubenspindel *b* verbundenes in *f* eingreifendes Rad. *i* ein in *g* eingreifendes, gegen *a* concentrisch gestelltes aber nicht mit *e*, sondern mit dem Gestelle verbundenes, mithin unbewegliches Rad.

Wird die Axe *a* vermittelst der daran befestigten Handkurbel gedreht, so wird zunächst die Kurbel *d* mit herum bewegt; dies bewirkt, dass das Rad *g* auf *i* herumrollt, dass demnach *f* nicht nur um *a* herumläuft, sondern gleichzeitig um die Axe *e* gedreht wird. Diese Bewegung von *f* wirkt endlich auf das Rad *h* und macht, dass die Spindel *b* schneller oder langsamer um ihre Axe gedreht wird, als *a*. Hierdurch wird der Bohrkopf längs der Spindel *a* fortgeschraubt.

Nennt man *i, g, f, h* die Halbmesser der Räder, welche in der Figur mit diesen Buchstaben bezeichnet sind, *e* die Höhe eines Schraubenganges der Schraube *b*, *x* die Fortbewegung des Bohrkopfes bei einer Umdrehung der Axe *a*, so hat man:

$$x = e \frac{i}{g} \frac{f}{h}$$

Abstellung und Einkehrung.

Diese sogenannten Abstellungen und Einkehrungen sind Vorrichtungen, durch welche die Verbindung zweier Maschinenbestandtheile aufgehoben und wieder hergestellt werden kann. Einige von den Mechanismen, deren Beschreibung uns folgen wird, sind nicht bloss Abstellungen, sondern sie dienen auch dazu, um gewisse Maschinentheile nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung in Gang zu bringen, können daher auch gebraucht werden, um continuirlich drehende Bewegungen in drehend hin- und hergehende zu verwandeln.

TAB. XXXXI.

Fig. 1 und 2. Abstellung und Einkehrung mit drei Rollen. *a* ist eine Axe, die entweder abgestellt oder nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung in Gang gebracht werden soll. *b* eine mit der Axe *a* verbundene Riemenrolle. *c* eine Leerrolle, d. h. eine um die Axe *a* frei drehbare Rolle. *d* eine zweite um die Axe *a* frei drehbare Rolle. *e* ein mit der Hülse von *d* fest verbundenes Kegehrad. *f* ein mit der Axe *a* fest verbundenes Rad. *g* ein um einen besonderen Zapfen *h* drehbares in *e* und *f* eingreifendes konisches Zwischenrad.

Leitet man einen Riemen von einer Transmission her auf die Leerrolle *c*, so ist die Axe *a* abgestellt. Leitet man diesen Riemen auf die Rolle *b* hinüber, so wird die Axe *a* direkt getrieben und die Räder *f, g, e*, so wie die Rolle *d* laufen zwecklos herum. Leitet man den Riemen auf die Rolle *d*, so wird durch Vermittelung der Räder *e, g, f* die Axe *a* gedreht, aber nach einer Richtung,

die entgegengesetzt ist jener, welche eintrat, als der Riemen die Rolle *b* bewegte. Die Drehungsgeschwindigkeit der Axe *a* ist jedoch in beiden Bewegungen gleich gross.

Fig. 3, 4. Abstellung und Einkehrung mit drei Rollen. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorhergehenden dadurch, dass hier die Räder *e* und *f* ungleich gross sind, und dass an den Zapfen zwei mit einander fest verbundene Räder *g*, und *g*, von ungleicher Grösse vorkommen. *g*, greift in *e*, *g*, greift in *f* ein. Dies hat zur Folge, dass die Bewegungsgeschwindigkeit der Axe *a* grösser ist, wenn der Riemen auf *b*, als wenn er auf *d* geführt wird, denn die Halbmesser von *e* und *g*, sind gleich gross, jener von *g*, ist aber kleiner als der von *f*.

TAB. XXXXII.

Fig. 1 und 2. Abstellung mit drei Rollen. *a* ist die Axe, welche abgestellt oder in Gang gebracht werden soll. *b* eine Leerrolle, *c* eine mit *a* fest verbundene Rolle. *d* eine um *a* frei drehbare Rolle mit einer inneren Verzahnung. *e* ein mit der Axe *a* verbundenes Getriebe. *f* ein um den Zapfen *g* drehbares Zwischenrad, das in *e* und in die innere Verzahnung von *d* eingreift.

Wird ein Triebriemen auf *b* geleitet, so ist *a* abgestellt. Wird der Riemen auf *c* geleitet, so wird die Axe *a* direkt getrieben. Wird der Riemen auf *d* geleitet, so wird die Axe *a* durch Vermittelung der Verzahnung getrieben. Die Bewegungsrichtung von *a* ist, wenn *d* getrieben wird, entgegengesetzt jener, wenn *c* getrieben wird. Die Drehungsgeschwindigkeit von *a* ist, wenn *d* getrieben wird, viel schneller, als wenn *c* getrieben wird, und zwar im Verhältnis der Halbmesser der inneren Verzahnung und des Getriebes *e*. Im Modell ist dieses Verhältnis gleich 3; die Bewegung von *a* ist also, wenn *d* getrieben wird, dreimal so schnell, als wenn *c* getrieben wird.

Fig. 3 und 4. Kraftmaschinen-Verkopplung, deren Beschreibung später folgen wird.

TAB. XXXXIII.

Fig. 1 und 2. Radumkehrung mit Schraube. Die Umkehrung geschieht hier, indem eines von zwei in einander greifenden Rädern längs seiner Axe verschoben wird.

Das Rad *b* ist mit der Axe *a* durch einen Mitnehmer *c* so in Verbindung gebracht, dass es sich mit der Axe drehen muss, aber längs derselben um etwas mehr, als die Zahnweite beträgt, verschoben werden kann. *d* ist ein auf die Axe *a* passendes, aussen mit einem flachkantigen Schraubengewind versehenes, gegen den Radkörper *b* geschraubtes Rohr, *e* eine aussen sechseckige, innen mit einem Muttergewinde versehene Hülse, die vermittelst des Deckels *g* und des Wellenansatzes *f* mit *a* so verbunden ist, dass sie um die Axe gedreht, aber längs derselben nicht verschoben werden kann.

Wird diese Hülse vermittelst eines Schlüssels gedreht, so wird die Rohr-Spindel *d* und wird folglich auch das Rad *b* längs der Axe verschoben, was die Ein- oder Umkehrung bewirkt. Dies kann jedoch nur im Stillstand der Maschine geschehen.

Fig. 3 und 4. Abstellung und Einkehrung mit Füllinseln. *a* die abzustellende Axe. *b* eine um die Axe *a* frei drehbare im Innern mit einem Kegel versehenen Riemenrolle. *d* ein zweiter mit einer Hülse versehener Kegel, der sich mit der Axe *a* dreht, aber längs derselben etwas verschoben werden kann, so zwar, dass die innere Fläche von *d* mit *c* in oder ausser Berührung

gebracht werden kann. *f f* zwei mit Tasteru versehene Hebel, die durch eine Schraubenaxe *g* etwas gedreht werden können.

Indem man die Hebel *f* mittelst *g* nach einer oder nach der andern Richtung dreht, wird der Konus *d* fest auf *e* geschoben oder von *e* weggezogen. Im erstoren Falle wird die Verbindung von *b* mit *a* hergestellt, im letzteren aufgehoben.

TAB. XXXIV.

Fig. 1, 2, 3. Aus- und Einlehrung mit Konus und Klamme. *a* ist eine Axe, die beständig gedreht wird. *b* ein Rad, das sich mit *a* oder frei auf *a* dreht, je nachdem die übrigen Theile des Mechanismus gestellt werden. Im erstoren Falle überträgt es die Bewegung auf eine zweite Axe, im letzteren nicht. Mit diesem Rad ist eine Zahnklamm *e* und ein Konus *d* verbunden. *e* ist ein zweiter Konus, der über den ersten, nämlich über *d* geschoben werden kann. An *e* ist eine Hülse *f* mit zwei eingedrehten Halsen. Dieselbe ist mit *a* so verbunden, dass sie sich mit *a* drehen muss, aber auf *a* verschoben werden kann. *g* ist eine zweite Zahnklamm mit einer Hülse, die sich ebenfalls mit *a* dreht, aber auf *a* verschiebbar ist. Die Hülsen sind durch zwei die Hülse umfassende Zähne *h* und *i* und durch zwei Stängelehen *k* und *l* verbunden. *m* ist ein Hebel, der mit zwei Zapfen in den äussern Ring der Konushülse eingreift.

Bewegt man den Griff des Hebels etwas nach rechts hin, so hört die Berührung zwischen *d* und *e* auf, und die Verbindung der Theile *e b d* mit *a* ist dann ganz aufgehoben, das Rad *b* kann also nicht mehr treibend wirken. Schiebt man den Hebel nach links, so fasst der Konus *e* den Konus *d* durch Reibung und hierdurch wird *b* mit *a* verbunden, jedoch nicht ganz sicher. Schiebt man aber den Hebel, nachdem das Rad *b* die Geschwindigkeit von *a* angenommen hat, rasch nach rechts hinüber, so lässt der Konus *e* aus und treten dagegen die Zähne der Klamm *g* und *e* in Eingriff und bringen eine ganz sichere Verbindung des Rades *b* mit *a* hervor. Durch eine geschickte Handhabung dieser Einlehrung kann die Ingangsetzung des Rades *b* ganz allmählig und ohne harte Stösse bewirkt werden.

Fig. 4, 5, 6. Aus- und Einlehrung mit Bremsen und Klamme. *a* ist eine beständig in Bewegung befindliche Welle. *b* eine zweite, die nach Belieben mit *a* in Verbindung oder ausser Verbindung gebracht werden soll. *c* und *d* sind zwei Rollen, erstere ist mit *b* verbunden, letztere dreht sich frei um *a*. Um diese Rollen ist ein Bremsband *e*, Fig. 6, 7, angelegt, und durch Schrauben so angezogen, dass es die Rollen *c* und *d* durch Reibung auf angemessene Weise umfasst. Mit *d* ist eine Zahnklamm *f* verbunden. *g* ist eine zweite Klammhülse, die sich mit *a* dreht, aber längs *a* verschiebbar ist. Diese Verschiebung geschieht mittelst des Hebels *h*. In der in Fig. 4 dargestellten Stellung ist die Axe *b* abgestellt. Schiebt man aber, während *a* in Bewegung ist, die Hülse *g* nach links hinüber, so fassen ihre Zähne jene der Hülse *f*, diese muss also nun mitrotiren, und nimmt durch Reibung das Band *e* mit, welches dann *c* und mithin *b* in Bewegung setzt. Auch hier kann die Ingangsetzung der Axe *b* mit allmählig zunehmender Geschwindigkeit geschehen.

TAB. XXXV.

Fig. 1, 2, 3, 4. Aus- und Einlehrung mit Klamm. *a* ist eine beständig in rotirender Bewegung befindliche Axe. *b* ist eine zweite Axe, die nach Belieben abgestellt oder rechts wie links in Gang

gebracht werden soll. *c* und *d* sind zwei gleich grosse auf *a* frei drehbare konische Räder. An die Körper derselben sind die Klammhülsen *e* und *f* geschraubt. Zwischen denselben befindet sich eine mit Klamm *g h* versehene Hülse, die sich mit der Axe *a* dreht, aber längs derselben hin und her verschiebbar ist. Um diese Verschiebung zu bewirken, dient der Hebel *i*, der mit zwei Zapfen in den mittleren Hals der Hülse eingreift. *k* ist ein mit *b* verbundenes Kegelrad, dessen (nicht gezeichnete) Zähne in die (ebenfalls nicht gezeichneten) Zähne von *e* und *d* eingreifen. Wenn die Hülse so steht, wie in Fig. 1 und 4 dargestellt ist, greifen ihre Zähne weder in *e* noch in *f* ein, wird also weder *e* noch *d* gedreht, ist mithin die Axe *b* abgestellt; wird hingegen die Hülse verschoben, so dass entweder *h* in *f* oder *g* in *e* eingreift, so wird die Axe *b* im erstoren Falle durch *d* und *k*, im letzteren durch *e* und *k* in drehende Bewegung versetzt. Die Drehungsrichtungen von *b* sind aber in diesen zwei Fällen entgegengesetzt.

TAB. XXXVI.

Fig. 1, 2, 3. Abstellung mit Bremsen und Differentialräderwerk. *a* ist eine Axe, die beständig im Gang ist. *b* ein Stirnrad, das in ein in der Zeichnung nicht dargestelltes Räderwerk einer Maschine eingreift. Diese Maschine wird demnach abgestellt oder in Bewegung befindlich sein, je nachdem *b* nicht getrieben oder getrieben wird. *c* ein mit *a* fest verbundenes Kegelrad. *d* eine um *a* frei drehbare Rolle, mit welcher ein Kegelrad *e* und das Stirnrad *b* verbunden ist. *f* und *g* zwei mit ihren Zähnen in *e* und *c* eingreifende Kegelräder, die sich um Axen drehen, welche in dem Körper einer Rolle *h* gelagert sind. Diese Rolle *h* dreht sich frei um *a* und ihr Umfang wird von einem Bremsband umfasst, das durch einen Hebel *i* angezogen oder schlaff gelassen werden kann.

Wird das Bremsband mittelst *i* angezogen, so hält es die Rolle *h* fest und diese verrichtet dann nur die Dienste eines Lagerkörpers für die Axen der Räder *f* und *g*. *f* und *g* sind also in diesem Falle Zwischenräder, durch welche die Bewegung von *a* auf *e d b* übertragen wird. Das Rad *b* und die damit in Verbindung stehende Maschine gerathen also in Bewegung, wenn die Rolle *h* durch das Bremsband festgehalten wird. Wird dagegen das Bremsband nicht angezogen, also die Rolle frei gelassen, so bleiben die Räder *b* und *c* durch den Widerstand, den die zu betreibende Maschine verursacht, stehen, und die Räder *f* und *g* rollen auf dem Rad *c* herum, wobei gleichzeitig die Rolle *h* um die Axe *a* herumgeführt wird. Die Maschine ist demnach abgestellt, so wie die Rolle *h* nicht festgehalten wird.

Fig. 4, 5, 6. Abstellung und Einlehrung mit Bremsen und Planetenrad. *a* ist eine beständig im Gang befindliche Axe. *b* ein mit derselben verbundenes Rädchen. *c* eine um *a* frei drehbare Bremsrolle, die von einem Bremsband umfasst ist, welches mittelst eines Hebels *d* angezogen werden kann. *e* ein mit dem Körper von *c* verbundener Zapfen, auf welchem sich ein Rädchen *f* dreht. *g* eine Bremsrolle, die sich frei um *a* dreht und am inneren Umfang mit einer Verzahnung versehen ist. Die Zähne des Zwischenrades *f* greifen einerseits in *h*, anderseits in *b* ein.

Ist *a* in Bewegung und wird *c* durch die Bremsen festgehalten, so verrichtet *c* nur die Dienste, dass es den Zapfen *e* festhält, und dann wird die Bewegung von *a* aus mittelst *b* und *f* nach *h* und *g* übertragen, die Rolle *g* wirkt also dann treibend auf den sie umfassenden Riemen. Wird dagegen die Rolle *h* frei gelassen, so bleibt *g* stehen und das Getriebe *f* rollt in der Verzahnung *h* herum, indem es gleichzeitig die Bremsrolle *c* und die Axe *a* herumführt.

TAB. XXXXVII.

Kraftmaschinenverkopplung. Wenn zwei sehr verschiedenartige Kraftmaschinen, z. B. eine Turbine und eine Dampfmaschine gemeinschaftlich auf eine Transmissionswelle einwirken haben, ist es zweckmässig, die Einrichtung in der Art zu treffen, dass die Turbine die Dampfmaschine und dass die Dampfmaschine die Turbine nicht forciren kann. Eine solche Kraftmaschinenverkopplung ist auf Tab. XXXXVII. dargestellt. *a* stelle die Axe der Turbine, *b* die Axe der Dampfmaschine vor, *c* sei die Axe, auf welche die Kraft beider Maschinen übertragen werden soll. *d* und *e* sind zwei Zwischenwellen, die vermittelt der Räder *h* *f* *g* mit *c* in Verbindung stehen. *i* und *k* zwei mit *d* und *e* verbundene Schalträder. *l* und *m* zwei mit *b* und *a* verbundene kurbelartige Arme. Dieselben sind mit Zapfen versehen, an welchen Schalthaken *n* und *p* angebracht sind, die durch Stahlfedern gegen die Verzahnung gedrückt werden.

Die Wirkungen dieser Einrichtung sind folgende:

1. Erfolgt die Drehung der Axe *a* und *b* mit gleicher Geschwindigkeit nach den Richtungen, welche die Pfeile in Fig. 2 und 4 andeuten, so stemmen sich die Haken *n* und *p* gegen die Zähne der Schalträder und nehmen diese mit herum, was zur Folge hat, dass die Kraft beider Maschinen auf die Welle *c* übertragen wird.

2. Sind anfänglich beide Maschinen abgestellt und bringt man sie gleichzeitig in Gang, lässt also gleichzeitig den Dampf auf die Dampfmaschine und das Wasser auf die Turbine wirken, so beginnen sie gemeinschaftlich auf die Axe *c* treibend einzuwirken.

3. Sind die Maschinen anfänglich abgestellt, und setzt man die eine, z. B. die Turbine in Gang die Dampfmaschine aber noch nicht, sondern erst später, so kann es geschehen, dass die Turbine allein langsam zu treiben anfängt, und dann wird die Dampfmaschine, wenn sie später in Gang gesetzt wird, der Turbine nachhaken, bis der Sperthaken der Dampfmaschine ebenfalls auflöst.

4. Sind beide Maschinen längere Zeit im regelmäßigen Gang, und fängt eine derselben, z. B. die Dampfmaschine plötzlich an, kräftiger als bis daher zu wirken, so nimmt die Geschwindigkeit der Welle *c* zu. Das Schaltrad der Turbine entfernt sich vom Schalthaken, die Turbine hat nun nichts zu treiben und wird sich heben, mit ihrem Schalthaken das Schaltrad einziehen.

Hieraus sieht man, dass diese Maschinenverkopplung von praktischem Nutzen ist.

TAB. XXXXII.

Fig. 3 und 4 ist eine ähnliche Kraftmaschinenverkopplung, und zwar für eine Hauptmaschine und für eine Hilfsmaschine. *a* ist die Axe der ersteren, *b* die Axe der letzteren. *c* ist ein rollenförmiger Körper, der sich mit einer längeren Hülse *d* um die Axe *a* drehen kann. *e* *f* zwei Rollen; erstere ist mit der Bohre *d*, letztere mit der Axe *b* verbunden; um beide ist ein Riemen angelegt, wodurch die Bewegung von *b* auf *c* übertragen wird. *g* ist ein mit der Axe *a* direkt verbundenes Schaltrad; um die Nabe desselben ist ein Mitschmer *h* angekreuzt. Durch die Rolle *e* sind zwei Zapfen *i* gesteckt, um welche sich zwei Winkelhebel drehen. Die Arme *k* dieser Winkelhebel sind hakenförmig und greifen beim geregelten Gang beider Maschinen in die Zähne des Schaltrades ein. Die Arme *l* sind kurbelförmig und sind an den Enden mit längeren Zapfen versehen, die in den gabelförmigen Enden des Mitschmers *h* liegen. Die Bewegungsrichtungen von *a* und *b* stimmen überein.

Nehmen wir an, dass Anfangs beide Maschinen abgestellt seien, und dass sodann die Hauptmaschine *a* in Gang gesetzt wird, die Hilfsmaschine aber nicht, dann bleibt die Rolle *c* stehen, das Schaltrad und der Mitschmer bewegen sich aber mit *a* fort, und dies hat zur Folge, dass die Winkelhebel so gedreht werden, dass die Haken *k* *k* ausser Eingriff kommen und an die Umfangswand der Rolle *c* anstossen. Ist dieser Moment eingetreten, so wird der Mitschmer durch die Winkelhebel arretirt, und es dreht sich dann die Hülse von *g* reitend in der Klemme des Mitschmers. Setzt man hierauf auch die Maschine *b* in Gang, so hat diese anfänglich nur ihre eigene Reibung zu überwinden, sie wird daher mit beschleunigter Bewegung rasch anlaufen, aber so wie *c* seine Bewegung beginnt, werden die Winkelhebel so gedreht, dass die Haken *k* in das Bereich der Verzahnung von *g* geführt werden, und sobald die Winkelgeschwindigkeit von *c* jene von *g* erreicht hat, ist der regelmäßige Betrieb der Axe *a* durch beide Maschinen eingetreten.

Regulatoren.

Die Bewegung einer hydraulischen Kraftmaschine kann regulirt, d. h. innerhalb gewisser Geschwindigkeiten erhalten werden, indem man den Wasserzulauf vermindert wenn die Geschwindigkeit abnimmt, vermindert wenn die Geschwindigkeit zunimmt. Diese Veränderungen im Wasserzulauf werden durch eine Stellungsänderung eines Schobers oder einer Klappe bewirkt, und die zu diesem Behufe dienenden Vorrichtungen werden Regulatoren genannt.

TAB. XXXXVIII.

Fig. 1, 2, 3, 4. Schwingkugelregulator für eine hydraulische Kraftmaschine. *a* ist eine Axe, welche durch Räder oder Rollen und Riemen mit derjenigen Maschinenwelle in Verbindung steht, deren Bewegung regulirt werden soll. *b* ist der Anfang einer Welle, die vermittelt eines Räder- oder Schraubensystems auf einen Schützen oder auf eine Klappe in der Art einwirkt, dass der Wasserzulauf vermehrt oder vermindert wird, je nachdem diese Welle nach der einen oder nach der andern Richtung gedreht wird. *c* ist eine hohle unten mit einem eingeschraubten Zapfen versehene Axe, die oben durch den Deckel des Regulatorgestelles gehalten wird und unten mit ihrem Zapfen in einer Pfanne steht. *d* *e* sind zwei gleich gross Kegebräder, welche die Axen *a* und *c* verbinden. *f* und *g* zwei gleiche um die hohle Axe frei drehbare mit Klauen versehene Kegebräder, die in das mit *b* verbundene Kegebrad *h* eingreifen. *k* eine sowohl oben wie unten mit Klauen versehene Hülse, die um *c* drehbar aber an *e* verschiebbar ist. *m* eine auf *e* verschiebbare Hülse, die vermittelt der Stängelchen *n* *n* an die Pendelarme *pp* der Schwingkugeln geknüpft ist. *q* ein in der Höhlung der Axe *c* angebrachtes Stängelchen, mit welchem die Hülse *m* und *k* vermittelt zweier Keile verbunden sind. Diese Keile gehen frei durch zwei diametral gegenüberstehende lange Schlitze der Röhrenwand von *c*, so zwar, dass die Theile *m* *q* *k* einen Körper bilden, der sich mit *c* drehen muss, aber an *e* auf und ab verschiebbar ist. *r* ist ein Gegengewicht.

Hat die Axe *a* ihre normale Geschwindigkeit, so darf der Wasserzulauf nicht geändert werden, darf also die Axe *b* nicht bewegt werden, muss also die Hülse *k* in der Mitte zwischen *f* und *g*

stehen und werden gleichzeitig die Schwungkugeln eine gewisse Stellung haben, in der die Pendelarme mit der Axe *c* gewisse Winkel bilden. Wird die Geschwindigkeit von *a* grösser als die Normalgeschwindigkeit, so fliegen die Kugeln auseinander, wird die Axe *q* und mithin die Hülse *k* in die Hülse geschoben, bis die oberen Klauen in *g* eingreifen, was zur Folge hat, dass dann *h* und mithin auch *b* gedreht wird, und zwar in einem solchen Sinn, dass der Wasserzufluss abnimmt. Wird die Geschwindigkeit der Axe *a* kleiner als die normale Geschwindigkeit, so nähern sich die Kugeln der Axe *c*. Die Hülse *k* wird herabgeschoben, ihre unteren Klauen fassen die Klauen des Rades *f* und nun wird das Rad *h* und die Axe *b* so gedreht, dass der Wasserzufluss vermehrt wird.

Nennt man

- n* die normale Anzahl von Umdrehungen der Axe *a* in einer Minute;
- α* den Winkel, den die Kegelarme mit der vertikalen Richtung bilden sollen, wenn die Normalgeschwindigkeit vorhanden ist;
- l* die Länge eines Kegelarmes, gemessen vom Drehungspunkt bis zum Kugelmittelpunkt;
- s* eine Seite des Rhombus, der durch die Stangen *p p* und *a a* gebildet wird;
- n₁* die grösste Anzahl der Umdrehungen, welche in der Axe in einer Minute eintreten dürfen;
- G* das Gewicht einer Schwungkugel;
- F* den Widerstand, den die Hülse *k* einer Verschiebung entgegensetzt, wenn sie aus einer Stellung, in der ihre Klauen in jene von *g* oder *f* eingreifen, in die mittlere Stellung zurückgebracht werden soll, so hat man zur Bestimmung von *n* und *G* folgende Ausdrücke:

$$n = \frac{20}{\pi} \sqrt{\frac{g}{l \cos. \alpha}}$$

$$G = F \frac{s}{l} \frac{1}{\left(\frac{n}{n_1}\right)^2 - 1}$$

Die Theorie dieses Regulators kann hier nicht entwickelt werden; ich beschränke mich, zu bemerken, dass diese Regulatoren das nicht leisten und nicht leisten können, was sie versprechen, weil die Schwungkugeln unter Umständen in schwingende Bewegungen gerathen, und dann oft ganz zweckwidrige Wirkungen hervorbringen.

TAB. XXXIX.

Fig. 1 bis 5. Regulator mit Schwungring. *a* stellt die Axe vor, welche mit der Maschine in Verbindung steht, deren Bewegung regulirt werden soll. *b* Axe des Regulators. *c d* zwei Kegelräder, welche *b* mit *a* verbinden. *e* eine längs der Axe *b* verschiebbare Hülse. *f f* zwei Hebel, die mit Zapfen in einen Hals der Hülse *e* eingreifen, mit Gegengewichten *g g* und Zeiger *h h* versehen sind und beim Auf- und Niederbewegen der Hülse *e* eine drehende Bewegung um ihre Axe erhalten. Diese Bewegung kann benutzt werden, um auf die Einlassklappe einer Dampfmaschine einzuwirken. *k* Fig. 2. ist eine mit der Axe *b* verbundene Hülse mit zwei runden radialen Armen, *l l* ein Schwungring mit zwei Stellschrauben, die mit ihren Spitzen in die Enden der Arme von *k* eingreifen. Der Ring ist demnach um die Linie, welche die Spitzen der Stellschrauben verbindet,

drehbar. Die Ringhälften zu beiden Seiten der Drehungsaxe sind nicht gleich schwer, sondern die eine Hälfte ist massiv, die andere ausgehöhlt. Der Ring hat also beständig eine Tendenz sich mit seiner schweren Seite abwärts und mit seiner leichten Seite aufwärts so zu stellen, dass seine Ebene mit der Axe von *b* zusammenfällt. In der Mitte der schweren Ringhälfte ist ein Arm *k* angebracht, Fig. 1 und 5, von welchem aus zwei Stängelchen *l* nach der Hülse *e* herabgehen.

Wird die Axe *a* mit einer gewissen Geschwindigkeit gedreht, so geräth der Ring in diejenige Stellung, bei welcher sein Gewicht mit der Centrifugalkraft ins Gleichgewicht tritt, und dadurch wird die Hülse *e* und werden die Hebel *f f* in eine gewisse Stellung gebracht. Ändert sich hierauf die Geschwindigkeit der Axe *a*, so entstehen Stellungsänderungen im Ring, in der Hülse und im Hebel und zwar in der Art, dass die Hebel *f f* gehoben oder gesenkt werden, je nachdem die Geschwindigkeit von *a* zu- oder abnimmt.

Einen unfehlbar richtig wirkenden Regulator würde man vermittelt des Differentialräderwerkes einrichten können, wenn es möglich wäre, eine gleichförmig drehende Bewegung einer Axe hervorzubringen, die sich durch Nichts stören lässt.

Nennen wir *A* eine solche Axe, *B* die Axe einer Maschine, deren Bewegung regulirt werden soll. Verbinden wir die Axen *A* und *B* mit einem Differentialräderwerk, Tab. V., Fig. 1 und 3, in der Weise, dass *A* auf *g* und *B* auf *a* einwirkt, so kann man die Räderwerke, durch welche *A* mit *g* und *B* mit *a* verbunden wird, leicht so anordnen, dass das Rad *e* des Differentialräderwerkes still steht, wenn in der Axe *B* die normale Geschwindigkeit vorhanden ist. Setzt man *e* in Verbindung mit einer Klappe oder mit einem Schützen oder überhaupt mit einem Bestandtheil *C*, welcher durch seine Stellung die Wasser- oder Dampfströmung regulirt, so wird *C* stehen bleiben, wenn in der Axe *B* die normale Geschwindigkeit vorhanden ist. Allein so wie die Geschwindigkeit von *B* um das Geringste grösser oder kleiner wird, als die Normalgeschwindigkeit, muss sogleich in *e* eine Bewegung, folglich in *C* eine Aenderung der Stellung und mithin eine Aenderung der Dampf- oder Wasserströmung eintreten. Allein die Bewegungsrichtungen, welche in *e* und mithin auch in *C* eintreten, je nachdem die Geschwindigkeit der Axe *B* grösser oder kleiner wird, als die normale, sind einander entgegengesetzt. Die Verbindung von *C* mit *e* kann daher leicht so gemacht werden, dass die Dampf- oder Wasserströmung zunimmt, wenn die Geschwindigkeit von *B* kleiner, und abnimmt, wenn die Geschwindigkeit von *B* grösser wird, als die Normalgeschwindigkeit, und somit hätte man einen ganz prompt und sicher wirkenden Regulator. Aber leider ist es wenigstens durch einfachere Mittel nicht wohl möglich, eine solche unter allen Umständen gleichförmig bleibende Bewegung einer Axe *A* hervorzubringen, denn man verlangt da nichts Geringeres, als einen Urring, der sich durch Nichts stören lässt. Der Gedanke lässt sich also nicht realisiren.

Dampfmaschinen mit Schiebersteuerungen.

Diese Modelle können gebraucht werden, um die Wirkung verschiedener Elementarmechanismen in Anwendung zu zeigen; sie dienen aber insbesondere dazu, die Erscheinungen der Schiebersteuerungen tatsächlich vor Augen zu stellen. Die Modelle geben kein Bild von den in der Wirklichkeit bestehenden Maschinen und den daran vorkommenden Details, sondern es sind ideale Dispositionen, in welchen alle wesentlichen bei einer nicht condensirenden Maschine vorkommenden

Funktionen mit einem Blick übersehen werden können. Die Schieber werden nicht durch Excentra sondern durch Kurbeln bewegt, die mit verstellbaren Kurbelzapfen versehen sind, und deren Stellung gegen die Hauptkurbel sehr leicht nach Belieben verändert werden kann.

TAB. I.

Fig. 1 bis 6. Durchschnitt einer Dampfmaschine mit einfacher Schiebersteuerung. Alle Theile des Modells befinden sich an einem gusseisernen Rahmen *a*, der mit zwei Tragfüßen *b* versehen ist, um das Modell auf einem Demonstrirtisch den Zuhörern gegenüber bequem aufstellen zu können. Die Wände des Cylinders *c*, der Dampfammer *d* und der Aus- und Einströmungskanäle *e* *f* *g* sind mit dem Rahmen *a* aus einem Stück gegossen. Die Stellen des Modells, auf welchen in Fig. 1 die Buchstaben *e* und *d* stehen, sind durchbrochen, die Stellen *e* *f* und *g* aber nicht. Gegen die hintere Seite des Cylinders und der Dampfammer ist ein dünnes schwarz angestrichenes Blech geschraubt. *h* der Dampfkolben von Gussstahl und ausgeböhrt, unten mit einem kleinen Röllchen *i* versehen, mit welchem er auf der unteren Wand des Cylinders hin- und herläuft. *k* runde Kolbenstange von Schmiedeeisen. *l* Kreuzkopf Fig. 1 und 4, *m* in Führungslinse von Rothguss. *n* Steuerungsschieber mit innerer und äusserer Ueberdeckung. Zuerst Führung ist in demselben ein vertikaler Längeneinschnitt und in der unteren Wand der Dampfammer ein dem Einschnitt entsprechende gleichdicke Leiste *p* angebracht. *q* die Schieberstange am linken Ende mit einem Gewinde und mit zwei Stellschrauben, am rechten Ende mit einem kleinen Kreuzkopf *r*, Fig. 1 und 5, versehen. Vermittelt dieser Stellschrauben kann die Stellung des Schiebers gegen die Stange *q* so adjustirt werden, dass die Lappen symmetrisch gegen die Einströmungen *e* und *f* stehen, wenn die Kurbel, die den Schieber bewegt, vertikal steht. Der Schieber kann leicht mit einem andern vertauscht werden, man braucht nur die Stellschrauben etwas nachlassen, sodann den Schieber bis über die Leiste *p* zu heben und hierauf nach horizontaler Richtung heraus zu ziehen. *s* *v* Fig. 1 und 5 Führungslinse für den Kreuzkopf *l*. *t* *u* Schieberstangen, erstere für den Dampfkolben, letztere für den Schieber.

u, Hauptkurbel für den Dampfkolben. *v*, Steuerungskurbel für den Schieber. Diese ist, wie Fig. 2 zeigt, mit einem verstellbaren Kurbelzapfen versehen, um dadurch die Bewegungslänge des Schiebers ändern zu können. *v*, *v*, *v*, drei mit dem Gestelle verbundene Zapfen, um welche sich die Zahnräder *w*, *w*, *w*, frei drehen. Die Naben der Räder *w*, *w*, sind an der äusseren Seite cylindrisch verlängert, und auf diesen Verlängerungen sind die Kurbeln *u*, und *v*, angeschoben und angelehrt. Das Röllchen *w*, mit der Kurbel *u*, kann leicht von dem Zapfen *v*, abgezogen, gewendet und wiederum angesteckt werden, wodurch der Vorstellungswinkel *u* leicht nach Belieben verändert werden kann. *x* eine Handkurbel, vermittelt welcher das Modell bewegt wird. Zu diesem Modell gehören noch mehrere Schieber mit verschiedenen innerer und äusserer Ueberdeckungen.

Um das Modell zu stellen, bringt man zuerst den Kolben *h* an das linke Ende des Schubes, und sieht nach, ob die Kurbel *u*, denjenigen Vorstellungswinkel zeigt, welchen man in Anwendung bringen will; ist dies nicht der Fall, so zieht man das Rad *w*, vom Zapfen *v*, ab, bringt es in die gehörige Lage und steckt es wiederum an. Hierauf bringt man vermittelt des Griffes *x* die Steuerungskurbel *v*, in die vertikale Stellung, und stellt den Steuerungsschieber *n* so, dass sein Lappen gegen die Einströmungsöffnungen symmetrisch steht.

Ist das Modell auf diese Weise gestellt, so kann man durch langsame Umdrehung der Kurbel alle Erscheinungen und Wirkungen des Schiebers jedem Zuschauer vor Augen stellen. Verändert man hierauf eines der vier Elemente: 1. innere Ueberdeckung, 2. äussere Ueberdeckung, 3. Vor-

stellungswinkel, 4. Kurbellänge *u*, so kann man tatsächlich zeigen, welchen Einfluss jedes dieser Elemente auf den Erfolg ausübt. Man kann namentlich zeigen, dass mit dieser Vorrichtung mässige Expansionen hervorgebracht werden können, wenn 1. die äussere Ueberdeckung ziemlich gross ist, 2. der Vorstellungswinkel ziemlich gross, z. B. 30° ist, 3. die Schieberbewegung ziemlich klein gehalten wird; kann aber auch zeigen, dass stärkere Expansionen nicht mit Vortheil hervorgebracht werden können, weil in diesem Falle vor dem Kolben gegen das Ende seines Schubes hin Dampfcompressionen und Dampfgegendwirkungen eintreten u. s. w.

In den nun folgenden Beschreibungen der auf den nächsten Blättern dargestellten Steuerungen werde ich die Constructive mit Stillbegriffen übergehen, weil in dieser Hinsicht sinnliche Modelle übereinstimmen, demnach die so eben gegebene ausführliche Beschreibung für alle Modelle dient.

TAB. II.

Fig. 1 bis 6. Steuerung mit dem Bogentrieb. Dieses Modell weicht von dem vorhergehenden in folgenden Dingen ab. Die Räder *w*, *w*, *w*, sind von gleicher Grösse. Mit *w*, ist die Scheibe *y* und mit dieser das Bogentrieb *z* verbunden. Dieses wirkt auf den Rahmen *a*, dessen Stiel in den Lagern *3* *3* Fig. 1, 4, 5 schliesst. *y* Stängelchen, durch welches der Rahmen *a* an den Hebel *v* gehängt ist. *z* Stängelchen, welches den Kreuzkopf *l* mit dem Hebel *v* verbindet. Der Einhängungspunkt in *v* kann verändert werden, wodurch dem Schieber ein grösserer oder kleinerer Schub ertheilt wird.

Die Wirkungen dieser Dreiecksteuerung unterscheiden sich von der einer gewöhnlichen Kurbel- oder Excentriksteuerung dadurch, dass das Dreieck ein rascheres Öffnen und Verachliessen der Einströmungsöffnungen hervorbringt.

TAB. III.

Fig. 1 bis 3. Expansionssteuerung mit zwei Dampfhammern. Der untere Theil dieses Modells bis zur Axe *v*, hinauf ist identisch mit dem Modell Tab. I. An diesem Modell, Tab. III, ist aber oberhalb der gewöhnlichen Dampfammer *d* noch eine Vorkammer *d*, angebracht, und beide communiciren durch eine Oeffnung, an welcher ein Expansionschieber *u*, hin- und hergeht. Zur Bewegung desselben ist ein Mechanismus angebracht, der mit dem für *n* bestimmten ganz übereinstimmt. Die Steuerungskurbel *v*, für *u*, ist ebenfalls vorstellend gestellt und zwar um den Winkel *u*. Das Modell ist dann adjustirt, wenn die Steuerungskurbeln *u*, *u*, am Ende eines Kolbenschlubes die angemessenen Vorstellungswinkel zeigen, wenn ferner der Schieber *u* bei vertikaler Stellung der Kurbel *u*, symmetrisch gegen die Dampfkanäle steht, wenn endlich bei vertikaler Stellung von *u*, der Schieber *u*, symmetrisch über der Communicationsöffnung zwischen den Dampfhammern *d* und *d*, steht. So wie die Theile in der Zeichnung gestellt sind, beginnt die Absperrung, nachdem der Kolben $\frac{1}{2}$ seines Schubes zurückgelegt hat. Durch Veränderung der Kurbellänge von *u*, und des Vorstellungswinkels *u*, kann der Expansionsgrad innerhalb sehr weiter Grenzen verändert werden.

TAB. IIII.

Fig. 1 bis 3. Expansionssteuerung mit zwei Dampfhammern. Dieses Modell unterscheidet sich von dem vorhergehenden nur in dem Räderwerk; dieses ist bei Tab. IIII, so angeordnet, dass die Kurbel *u*, des Expansionschiebers bei einer Umdrehung der Hauptkurbel *u*, zwei Umdrehungen macht. Hier wirkt nur die rechte Seite des Schiebers *u*, absperrend und die Länge desselben ist willkürlich.

wenn sie nur nicht unter einer gewissen Grenze ist. Wenn die Theile die Stellungen haben, welche in der Zeichnung dargestellt sind, beginnt die Absperrung nach $\frac{1}{2}$ des Kolbenschlages. Durch Veränderungen im Voreilungswinkel und im Kurbelhalbmesser von n_1 kann der Expansionsgrad innerhalb sehr weiter Grenzen verändert werden.

TAB. LIV.

Expansionssteuerung mit ausstossendem Schieber. Dieses Modell unterscheidet sich von dem auf Tab. L. dargestellten bloß durch die Theile, welche in der Dampfammer vorkommen. n_1 Verteilungsschieber mit zwei Einströmungskanälen e_1, f_1, n_2, n_3 , zwei Expansionschieber mit zwei Leisten l_1, l_2 und Stiele p_1, p_2, t_1 , Egyptisches Scheibchen, das vermittelt einer Stellenschraube beliebig gestellt werden kann. Die Schieber n_1, n_2 liegen auf n_3 und müssen bei einer wirklichen Ausführung zwischen Leisten geführt werden. Indem die Schieber n_1, n_2 beim Hin- und Hergang des Schiebers n_3 bald mit ihren Stielen p_1 und p_2 an die Wände bei r_1 und r_2 , bald mit ihren Leisten an die Scheibe t_1 anstossen, werden sie gegen n_3 verschoben und maskiren oder demaskiren abwechselnd in Oeffnungen der Kanäle e_1 und f_1 . Durch eine Verstellung der ägyptischen Scheibe t_1 wird der Expansionsgrad geändert.

TAB. LV.

Expansionssteuerung mit aufeinanderlaufenden Schiebern. Dieses Modell unterscheidet sich von dem auf Tab. LII. dargestellten durch die in der Dampfammer vorkommenden Theile. Der Schieber n_1 ist mit zwei Einströmungskanälen versehen. n_2 zwei kleine auf n_1 gleitende Schieber. Sie können vermittelt eines Stängels p_1 , an welchem ein linkes und ein rechtes Schraubengewinde eingeschnitten ist, einander gekuppelt oder von einander entfernt werden, und werden durch die Kurbel n_3 auf dem Schieber n_1 hin- und herbewegt, während n_1 durch n_2 gelenkt wird. Mit dieser Einrichtung können schwache und starke Expansionen hervorgebracht werden, wenn man die Entfernung der Schieber n_2 verändert. Wenn die Theile so gestellt sind, wie Tab. LV. zeigt, beginnt die Absperrung nach $\frac{1}{2}$ des Kolbenschlages.

TAB. LVI.

Schiebersteuerung für Woolfsche Maschinen. a, a' der grosse, n_1, n_2 der kleine Cylinder. b, c die Dampfkanäle des grossen, b', c' die Dampfkanäle des kleinen Cylinders. u Oeffnung, durch welche der Dampf aus dem Kessel in die Dampfammer eintritt. d Anfang des Kanals, durch welchen der Dampf entweicht, nachdem er auf die Köpfe beider Cylinder gewirkt hat. f, g, h Steuerungsschieber für beide Cylinder. Derselbe wird durch eine kleine Kurbel k bewegt, die durch Räderwerke von der Hauptkurbel aus getrieben wird. Dieser Schieber ist nicht vorläufig gestellt. In der Zeichnung sind die Maschinen dargestellt, wenn jeder Kolben in der Mitte seines Schubes und der Steuerungsschieber am Ende seines Schubes rechts steht. In dieser Stellung tritt der Dampf bei e in die Dampfammer und gelangt durch den Kanal b , in den Raum a . Der in dem Raum a befindliche Dampf entweicht durch e, h, h' nach a' , und der in a' befindliche Dampf entweicht durch e, f, d nach dem Condensator oder in die atmosphärische Luft. Beide Kolben werden also nach rechts hin getrieben und bewegen die Kurbel nach den durch die Pfeile angedeuteten Richtungen. Werden die Hauptkurbel um 180° gedreht, so stehen sie nach abwärts gekippt, steht die Steuerungskurbel nach links hin, steht jeder Kolben wiederum in der Mitte seines Schubes, befindet sich aber der Schieber am linken Ende seines Schubes, dann tritt der Dampf durch e_1 in a_1 ein, entweicht ferner der Dampf aus a_1 durch b_1, g, g' nach a' und ferner durch b', f, d' aus a' in den Conden-

sator. Dieser Schieber ist zwar für die Erklärung der Wirkungsweise des Dampfes in dieser Woolfschen Maschine sehr geeignet; er ist jedoch kaum solide ausführbar, weil er gleichzeitig oben und unten dampflicht an die Wände der Dampfammer anschliessen muss.

Ruderräder mit beweglichen Schaufeln für Dampfschiffe.

Auch die auf den beiden folgenden Tafeln dargestellten Modelle von Ruderrädern für Dampfschiffe können gebraucht werden, einerseits um die Wirkungen verschiedener Elementarmechanismen zu zeigen, anderseits um die Stellungänderungen der Ruderschaukeln bei verschiedenen Constructionen der Räder thatsächlich vor Augen zu stellen. Damit das Auge einer einzelnen Schaufel ruhig folgen kann, sind an jedem Rade nur zwei, drei oder vier Schaufeln angebracht. Der Radbau selbst stimmt bei allen drei Rädern überein und ist am deutlichsten an den Figuren 1 und 2 Tab. LVIII. zu sehen. Die Räder unterscheiden sich nur durch die Mechanismen, welche die Stellungen der Schaufeln verändern.

TAB. LVII.

Fig. 1, 2, 3. Morgan's Ruderrad. a Axe des Ruderrades, b Schiffswand, c Rosette des Rades, gegen welche die Arme d geschraubt sind. e, e' die Radschaufeln. Jede solche Radschaufel ist, wie Fig. 1 und 2 Tab. LVIII. am deutlichsten zeigen, mit einer Axe versehen, die in die Enden der Arme drehbar eingesetzt ist, und jede Axe ist an der Schiffswandseite mit einem Arme f versehen. g Fig. 1, 2, 3 ist eine nicht mit der Axe a verbundene, sondern eine gegen die Schiffswand festgeschraubte excentrische Scheibe. Die Excentricität steht horizontal und ist, wie Fig. 1 zeigt, etwas kleiner, als die Länge eines Axenarmes f . h ist ein das Excentrum umfassender Ring mit einem steifen Arme i , welcher aussen in einem der Schaufelarme eingehängt ist. Alle übrigen Schaufelarme sind durch Stangen k an den Ring h geknüpft, aber die Verbindung dieser Stangen k mit h ist keine steife, sondern eine gegliederte. Bei diesem Rade gelangt die Ebene jeder Schaufel nur dann in eine vertikale Stellung, wenn die Axe der Schaufel den tiefsten Stand erreicht; in jeder andern Stellung der Schaufelaxe weicht die Schaufelebene von der vertikalen Richtung etwas ab, jedoch nie beträchtlich. Bei dieser Anordnung werden also die Schaufeln in einer beinahe vertikalen Stellung durch das Wasser geführt.

Fig. 4 und 5. Buchanan's Ruderrad. Diese Anordnung unterscheidet sich von der vorhergehenden in folgenden Dingen: 1. ist die Excentricität der Scheibe g vollkommen gleich der Länge der Schaufelarme f ; 2. sind alle Schaufelarme mit steifen Armen mit dem Ring h verbunden. Diese Modification hat zur Folge, dass alle Schaufeln stets eine vertikale Stellung haben, also auch in vollkommen vertikaler Stellung durch das Wasser gehen. Dies würde ohne Streit die beste Anordnung sein, wenn es möglich wäre, dieselbe ganz genau auszuführen. Dies ist aber kaum möglich, denn eine ganz genaue Ausführung erfordert, dass die Armlängen von d und i absolut genau gemacht werden, denn so wie eine kleine Differenz statt findet, tritt jedes mal eine Stockung der Bewegung ein, wenn zwei Arme d und i eine horizontale Lage erreichen. Einer solchen Stockung kann man allerdings ausweichen, wenn man die Bolzenlöcher an d oder e beweglich macht, allein dann ist die Schaufel nicht sicher gehalten und absozt, reißt und klappert hin und her, was nicht zulässig ist. Die Anordnung Fig. 1 und 2 ist daher im Praktischen vorzuziehen.

TAB. LVIII.

Fig. 1 bis 4. *Olthaus's Radernad.* Diese Anordnung passt eigentlich besser für eine Windmühle als für ein Raderrad, weil sie die Schaufeln in einer Weise dirigirt, die für ein Raderrad nur unvollkommen und für eine Windmühle eine ganz vollkommene ist. *a* Axe des Raderrades. *b* ein mit derselben verbundenes Stirnrad. *u* *d* zwei mit einander verbundene, um einen Zapfen *a*, drehbare Stirnräder. *e* greift in *b* ein. *v* ein um die Axe *a* frei drehbares in *d* eingreifendes Stirnrad, mit welchem ein Excentrum *f* Fig. 1, 2, 3, 4 verbunden ist. *h* ein das Excentrum umfassender Ring mit steifen Armen, welche die Arme der Schaufelaxen fassen. Die in Fig. 1 dargestellten vier Schaufeln zeigen zugleich die Stellungen, welche jede einzelne Schaufel bei der Umdrehung des Rades einnimmt. Steht ein Arm vertikal abwärts, so ist die Schaufel vertikal. Steht ein Arm horizontal, so bildet die Schaufel eine Winkel von 45° gegen den Horizont; steht ein Arm vertikal aufwärts, so steht die Schaufel horizontal.

Denkt man sich den Mechanismus so aufgestellt, dass Fig. 1 den Grundriss darstellen würde, und denkt sich ferner, dass ein Luftstrom nach der Richtung der Excentricität wirkte, so würde derselbe auf jede Schaufel untreübend wirken, und man hätte dann einen Mechanismus für eine sogenannte Horizontalwindmühle. Zur Schaufeldirigirung eines Raderrades ist dieser Mechanismus wegen der vielen Räder zu komplizirt.

TAB. LIX.

Modell, um die Wirkung der Gegengewichte bei Lokomotiven anzuzeigen. Die Bestimmung der Balancirungsgewichte einer Lokomotive habe ich in dem Werke „Gesetze der Lokomotiven“ ausführlich gezeigt. Hier gebe ich nun die Beschreibung eines Modells, vermittelt welchem man die richtige Wirkung der Gegengewichte tatsächlich nachweisen kann.

Fig. 1 und 3. Disposition des Modells im Aufsicht und Grundriss, wenn vier Gegengewichte angewendet werden.

Fig. 2 und 4. Disposition des Modells im Aufsicht und Grundriss, wenn zwei Gegengewichte angewendet werden.

Fig. 5. Das die Lokomotive in einem grösseren Maassstabe im Grundriss vorstellende Modell. Fig. 6, 7, 8, 9, einzelne Bestandtheile des Modells.

a, *a*, *a*, *a*, Gestelle von Holz, woran das Lokomotivmodell mit vier Ketten angehängt wird. Es besteht aus einem Grundrahmen *a*, einem Deckrahmen *a*, und aus vier mit Traversen und Streben verbundenen etwas schräg stehenden Stützen *a*, *a*.

b *b* Fig. 2, 4, 5, 8, 9, ein aus mehreren Schienen zusammengesetzter, mit vier Axenlager *cc* *cc* versehener Rahmen, welcher die Gesamtheit aller gegen einander unbeweglichen Theile der Lokomotive repräsentirt. *d* *d* zwei in den Lagern *c* drehbare mit vier Scheibenrädern *e* versehene Axen. Die an einer Seite des Rahmens befindlichen Räder sind durch Kupplungsstangen *f* und durch einen Riemen verbunden. Die Kupplungskurbeln werden durch Zapfen *g* *g* *g* *g* gebildet, die in die Räder eingeschraubt sind. Die Kurbelrichtungen an einer Seite des Rahmens sind senkrecht zu den Kurbelrichtungen an der andern Seite. *S* *S* Fig. 1 bis 5 zwei mit den Kupplungsstangen *f* verbundene Massen. Eine solche Masse *S* in Verbindung mit der Masse einer Kupplungsstange repräsentirt die an einer Seite einer wirklichen Lokomotive vorkommenden hin- und hergehenden Massen eines Kolbens, einer Kollenstange, eines Kreuzkopfs und einer Schubstange. *1* *1* Fig. 5 und 6 zwei kleine mit einer der Axen *d* verbundene Rosetten. Jede dieser Rosetten ist mit einem

Armkreuz *k* versehen, das gegen die Rosette verstellbar ist und mit zwei Klemmschrauben gegen die Rosette befestigt werden kann. An die Arme *k* werden die Gegengewichte in einer Weise angebracht, die später erklärt werden soll. *1* *m* zwei Riemenrollen, Fig. 1 und 5, erstere ist mit einer der Axen *d* verbunden, letztere befindet sich oben am Gestell an einer Axe, die in den Endlagen zweier Hebelarme *u* *u* Fig. 1 und 7 liegt und mit einer Kurbel *p* versehen ist. Diese Arme *u* gehen von einer Axe *t* aus, die sich in zwei am oberen Gestellrahmen angebrachten Lagern *u* dreht. *v* ein dritter von der Axe *t* ausgehender Arm, der vermittelt eines Stängelchens *w* und einer daran befindlichen Flügelschraube gegen den Rahmen *a*, des Gerätes gestellt werden kann. Die Rollen *l* und *m* sind von einem Riemen umschlungen. Wird die Flügelschraube von *w* angezogen, so wird die Rolle *m* mit ihrer Axe gehoben, wodurch der Riemen nach Erforderniss gespannt werden kann.

Bringt man an dem Kreuzarm *k* kein Gewicht an, und dreht an der Kurbel *p* nach hinten, so gerathen die Axen *d* mit allen daran befindlichen Körpern so wie auch die Massen *S* *S* mit den Schubstangen *f* in Bewegung, aber gleichzeitig tritt in dem ganzen Modell eine heftige, ganz toll ausschende Bewegung ein, es rückt vor und zurück und dreht sich gleichzeitig um eine Vertikalaxe *h* *h* und her. Obgleich am Modell eine Masse *S* nicht mehr als 2 Kilogramm wiegt, ist die Bewegung des Modells bei rascher Bewegung der Kurbel *p* so heftig, dass ein starker Mann, wenn er das Modell am Ende des Rahmens fest fasst, mit hin- und hergerissen wird.

Ganz anders sind die Erscheinungen, wenn das Modell mit richtig berechneten Gegengewichten versehen wird. In diesem Falle zeigt der Rahmen selbst bei der raschesten Bewegung der Kurbel *p* nicht die geringste Spur von einem Zucken oder Schlingern, sondern der Rahmen hängt ganz unbeweglich in der Luft, und wenn man denselben ganz leise anfasst, so fühlt man nicht die geringste Tendenz zu einer Bewegung, und hierdurch überzeugt man sich tatsächlich, dass diese tolle Bewegung, welche die hin- und hergehenden Massen hervorrufen, durch Gegengewichte vollständig aufgehoben werden kann.

Die vollständige Aufhebung dieser störenden Bewegung des Rahmens kann entweder durch vier oder durch zwei Gegengewichte geschehen.

Mit vier Gegengewichten geschieht die Balancirung auf folgende Art. Man stellt die Kreuze *k* wie Fig. 1 zeigt, nämlich so, dass die Armrichtungen mit den Kurbelrichtungen übereinstimmen, und befestigt an die Arme *k* zwei grössere Gegengewichte *B* *B* und zwei kleinere *b* *b* in der Weise, wie die Fig. 1 und 2 zeigen. Diese Gewichte werden auf folgende Weise gefunden:

Nennt man Fig. 3

- S* das Gewicht einer Masse *S* und der damit verbundenen Kupplungsstange *f*,
 - r* den Halbmesser der Kurbel eines Scheibenrades, d. h. den Abstand der Axe eines Zapfens *g* von der geometrischen Axe der Welle *d*,
 - e*, die Entfernung der Schwerpunkte der vier Gewichte *B* *B* *b* *b* von der Axe *d*,
 - 2* *e* den Horizontalabstand der Stangen *f* *f*,
 - 2* *e*, den Horizontalabstand der Ebenen der Kreuze *k* *k*,
- so hat man zur Bestimmung von *B* und *b* folgende Ausdrücke:

$$\left. \begin{aligned} B &= \frac{Sr}{e_1} \frac{e_1 + e_2}{2e_1} \\ b &= \frac{Sr}{e_2} \frac{e_1 - e_2}{2e_1} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (1)$$

Will man die Balancierung mit nur zwei Gewichten bewirken, so versieht man jedes Kreuz nur mit einem Gewicht Q und stellt die Kreuze so, wie Fig. 2 und 4 zeigt. Diese Disposition erhält man, wenn man in der Disposition Fig. 1 und 3 die Gewichte b b ganz weg nimmt, sodann die Gewichte B B durch zwei andere Q Q ersetzt, und endlich das hintere Kreuz um einen gewissen Winkel γ nach links und das vordere Kreuz um den gleichen Winkel γ nach rechts dreht. Diese Gewichte Q Q und der Winkel γ werden durch folgende Ausdrücke berechnet:

$$\tan \gamma = \frac{e - r_1}{e + r_1} \quad \left| \dots \dots \dots (2) \right.$$

$$Q = \frac{8r}{\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{e}{r} \right)^2 \right]}$$

TAB. LX.

Wagenbewegung in Bahnkürvungen. Vermittelt dieses Modell kann man Jedermann thätlich vor Augen stellen, in welcher Weise die Bahnwagen die Bahnkürvungen durchlaufen. Ich habe diese Bewegungen im ersten Abschnitt der „*Gesetze des Lokomotivbaus*“ behandelt, und beschränke mich hier auf die Erklärung des Modells.

Fig. 1. Dispositionsplan der halben Bahn in einem kleinen Massstab. Der mittlere Krümmungshalbmesser der Bahn beträgt im Modell 2 Meter. Das Modell wird auf einem grossen vierseitigen Tisch aufgeschlagen. Der Unterbau besteht aus 24 hölzernen radial auseinander laufenden, in der Mitte an eine hölzerne Scheibe genagelten Latten. Auf jede Latte wird mit drei Holzschrauben ein Schienenstück Fig. 2 aus Rothguss geschraubt. Die Bahnschienen bestehen aus langen 4 Millimeter dicken, 30 Millimeter hohen, sorgfältig nach dem geeigneten Halbmesser gebogenen Eisenbahnschienen, und werden in die Schienenstücke mit kleinen hölzernen Keilen eingeklemmt. Jeder Wagen besteht: 1. aus zwei oder mehreren Laufwerken; 2. aus einer langen runden Stange; 3. aus zwei oder mehreren von dieser Stange frei drehbaren Mitnehmern, welche auf die Hälbe der Laufachsen gesetzt werden. Die Räder und Mitnehmer sind von Rothguss, die Axen, Stangen und Stellschrauben von Schmiedeeisen.

Die fünf Figuren 9 und 10 zeigen die Construction eines solchen Mitnehmers für die Wagen Fig. 3, 4, 5, und für das hintere Laufwerk des Wagens Fig. 6, 7.

a Fig. 9, 10, ist eine aussen vierseitig, innen rund durchbohrte Hülse, die an die Stange des Wagens gesteckt und mit zwei Stellschrauben e e , Fig. 10, gegen jede Verschiebung längs der Stange gehalten wird. b der eigentliche Mitnehmer. Derselbe kann vermittelt eines Stellschliffes d und einer Flingschraube c mit der Hülse a in dreierlei Stellungen verbunden werden. Diese Verstellbarkeit dient dazu, um die Axen eines Wagens entweder unter einander parallel oder nach dem Bahnmittelpunkt hin convergirend stellen zu können. Für Axen, die nicht verstellt werden, wie z. B. die des Wagens Fig. 4 und die mittlere Axe des Wagens Fig. 5, ist der Mitnehmer quer über die Hülse festgeschraubt.

Fig. 6 und 7 sind zwei Ansichten, Fig. 8, 11, 12 Details eines Wagens mit einem vierrädrigen beweglichen Vordergestell.

Fig. 3 zeigt die Stellung, in welcher ein vierrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkürvung durchläuft. Diese Stellung ist eine verkehrte. Das Verhältnis der Laufkreise ist am vorderen Laufwerk ein richtiges, am hinteren Laufwerk ein fehlerhaftes. Setzt man den Wagen, das Stängelchen mit der Hand fassend, so rasch als möglich in Bewegung, so rollt derselbe durch 1% Peripherielängen herum und bleibt dann stehen. Dabei ist seine Stellung stets die in Fig. 3 dargestellte, wenn die Bewegung nach der Richtung des Pfeils erfolgt, und diese Stellung tritt ein, in welcher Weise man den Wagen anfänglich auf die Bahn gestellt hat. Verstellt man aber die Axen der Laufwerke so, dass sie nach dem Mittelpunkt der Bahn hinstreben, und setzt dazu den Wagen möglichst schnell in Bewegung, so durchläuft er 2% bis 3 mal den Bahnumfang, und seine Stellung ist dabei so, dass die Spurkränze der beiden inneren Räder an der inneren Schiene aufliegen, dass also das Verhältnis der Laufkreise an beiden Laufwerken das richtige ist.

Fig. 4 zeigt die Stellung, in welcher ein vierrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkürvung durchläuft, wenn die Räder am hinteren Laufwerk verkehrt an die Axen gesteckt worden; hier tritt an beiden Laufwerken das richtige oder ein fehlerhaftes Verhältnis der Laufkreise ein, je nachdem der Wagen nach der Richtung des Pfeiles oder nach entgegengesetzter Richtung bewegt wird. Die Bewegung nach der Richtung des Pfeiles ist bereits unsicher, jene nach entgegengesetzter hat stets ein Ausgleiten zur Folge.

Fig. 5. Stellung, in welcher ein sechsrädriger Wagen mit parallelen Axen eine Bahnkürvung durchläuft, wenn die richtige Conität der mittleren Räder jener der Vorderräder entgegengesetzt ist.

Die Conitäten dieser Räder sind nach den Seite 285 bis 287 der „*Gesetze des Lokomotivbaus*“ aufgestellten Regeln berechnet.

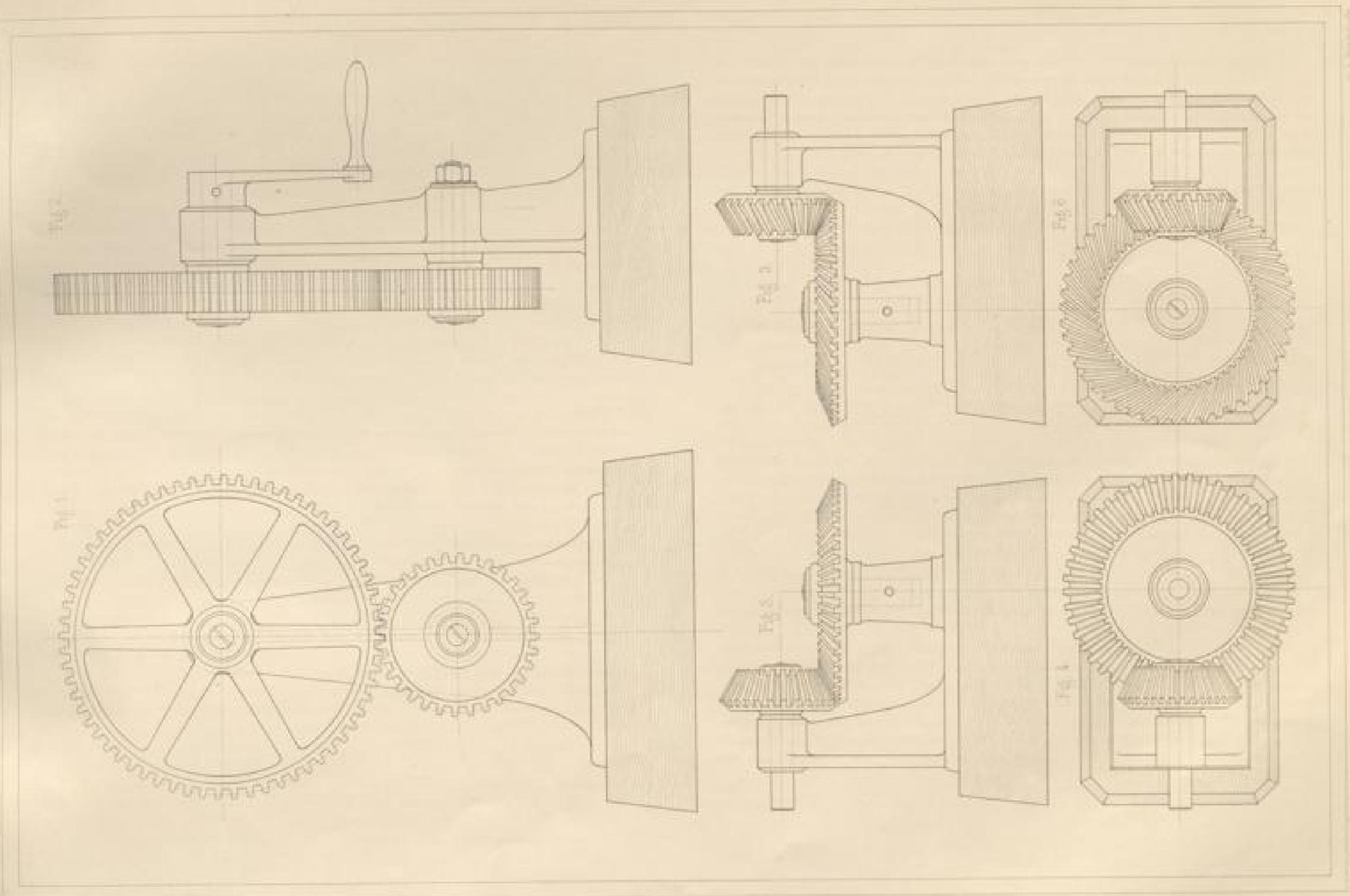
Für die Räder der Wagen 3 und 4, ferner für die Vorderräder und Hinterräder des Wagens 5 ist:

$2a$ die Spurweite	= 10 Centimeter.
R mittlerer Krümmungshalbmesser der Bahn	= 200 „
r Halbmesser des mittleren Laufkreises	= 4 „
s die Entfernung der mittleren Ebene eines Rades von der Ebene des Spurkränzes (der Spielraum)	= 0,6 „
$\tan \alpha = \frac{r-s}{R-a}$ Conität der Räder	= $\frac{1}{4}$

Für den sechsrädrigen Wagen Fig. 5 wurde die Conität der mittleren Räder gleich, aber entgegengesetzt jener der Vorder- und Hinterräder angenommen, also $\tan \alpha_1 = \tan \alpha$, und die entsprechende Axenentfernung vermittelt Formel 9, Seite 287 berechnet. Für diesen Wagen ist $i = J$, ferner für das mittlere Laufwerk $a = a$ und unter dieser Voraussetzung folgt aus dieser Formel:

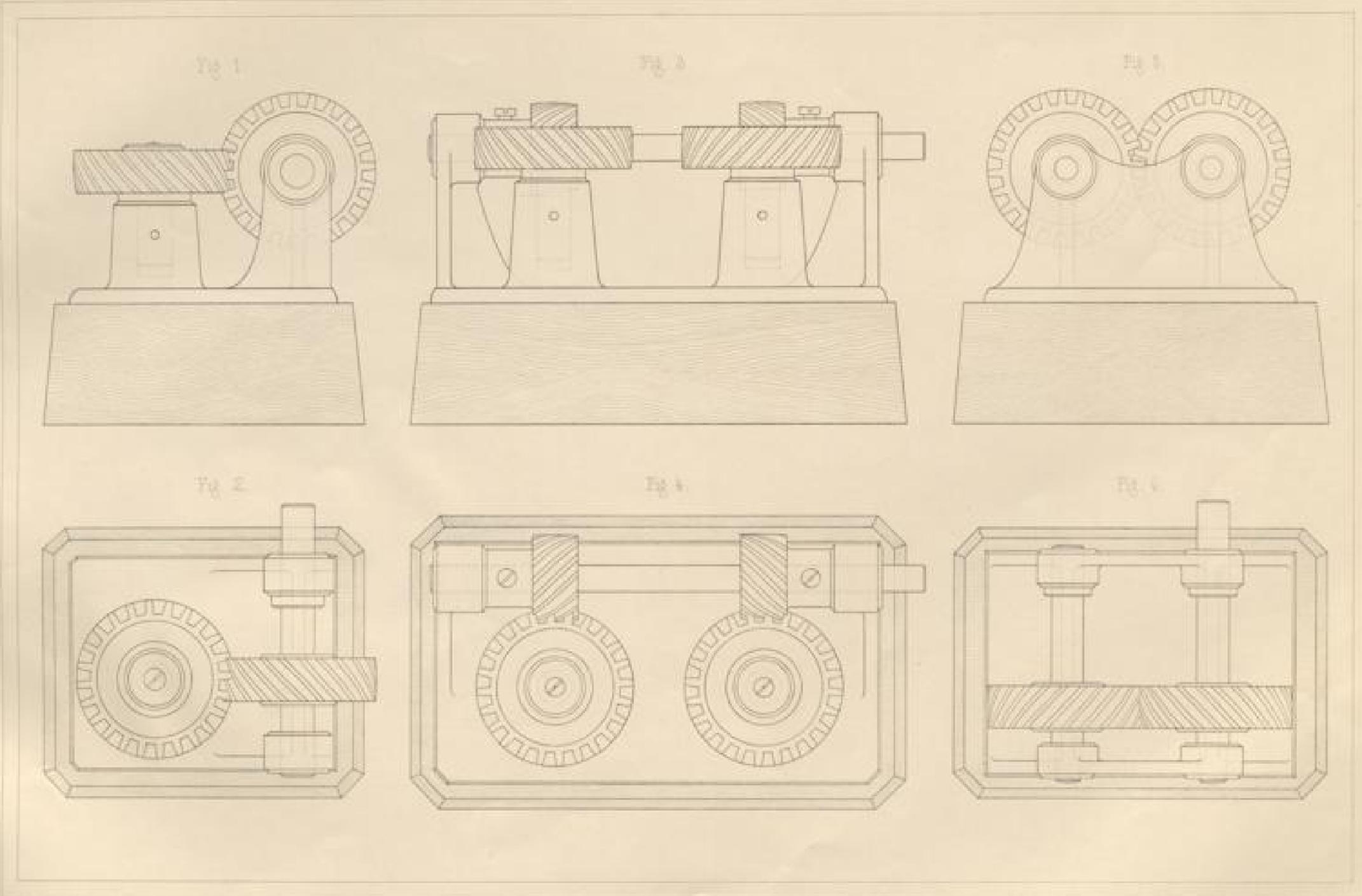
$$J = \sqrt{\frac{2rs}{\tan^2 \alpha_1}} = \sqrt{\frac{2 \times 4 \times 0,6}{\frac{1}{16}}} = 15,6 \text{ Centimeter.}$$

STERN UND KEGELRÄDER



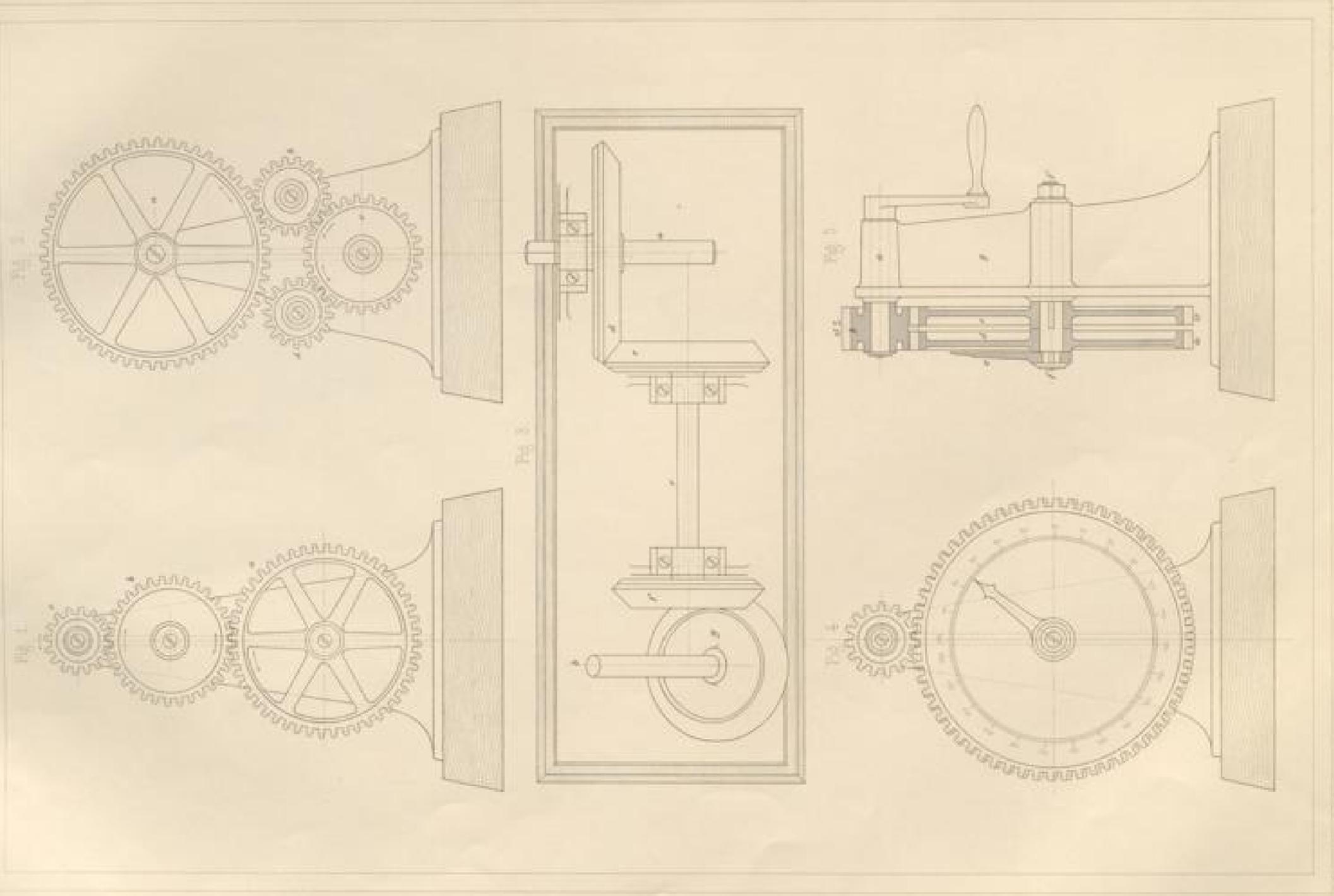
J. de Meijere

SCHRAUBENRÄDER

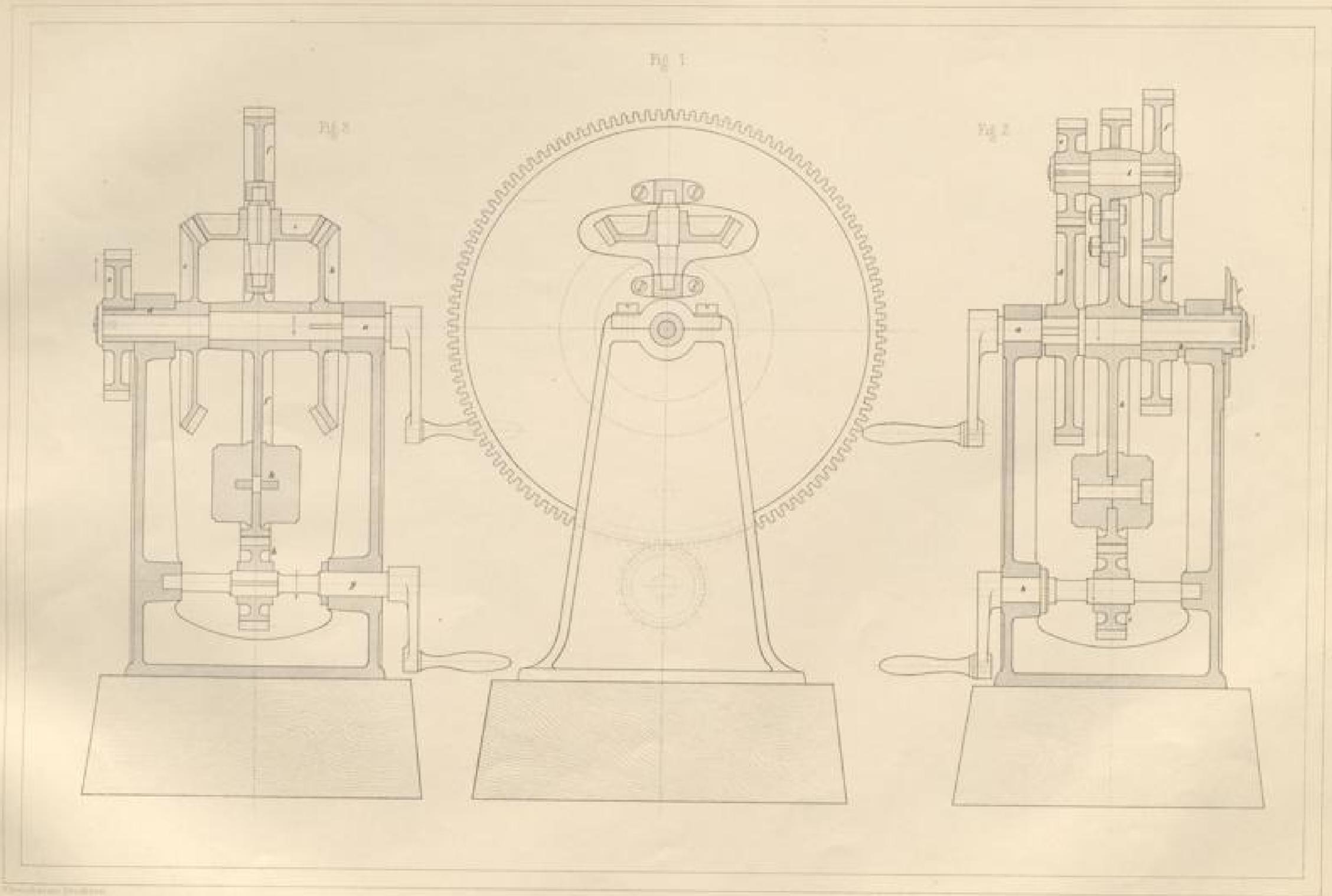


$\frac{1}{2}$ der Metallgröße

Tafel
ZWISCHEN-RÄDER UND ZWISCHEN-AXE. ZÄHLRÄDER



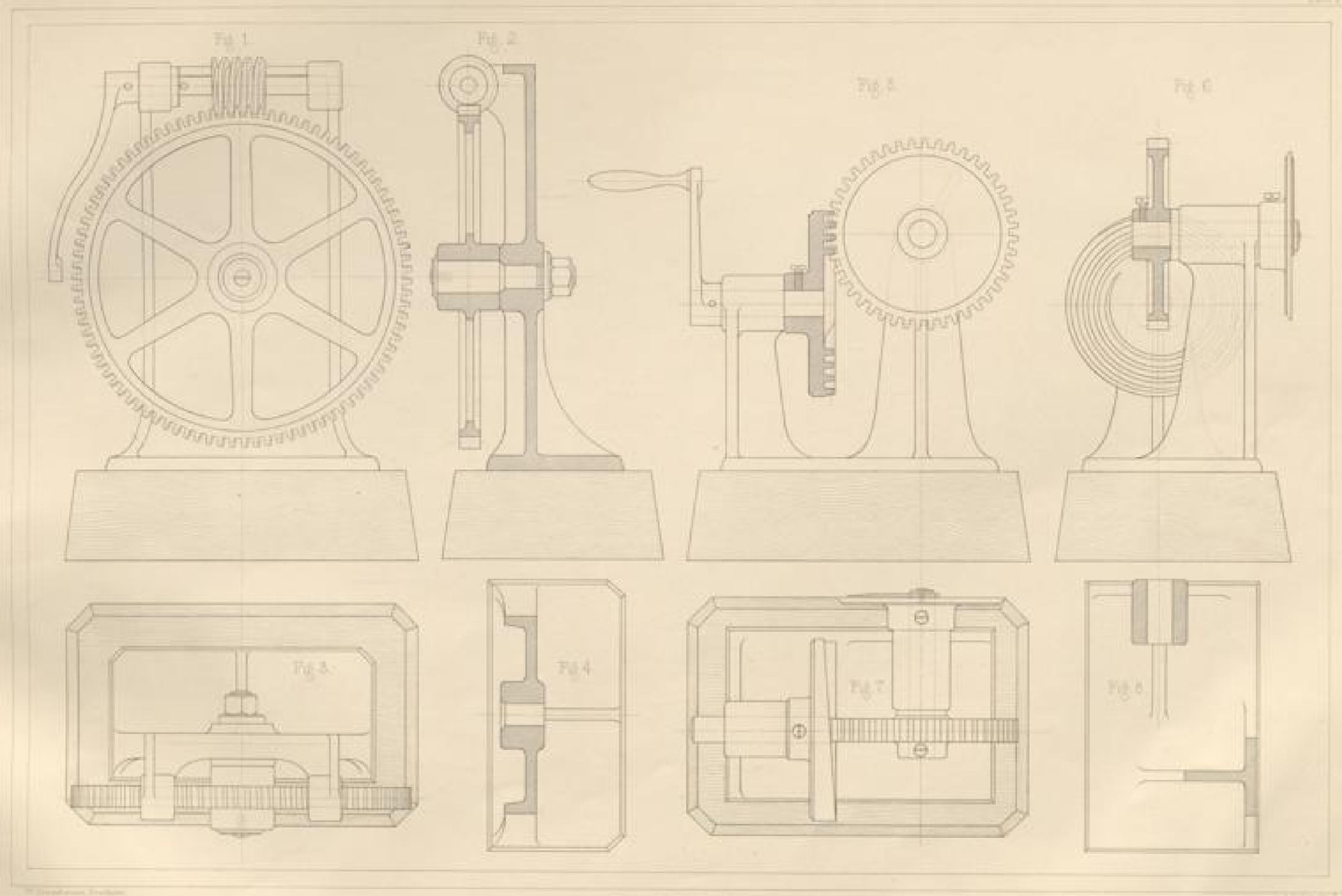
1 zur Modellgröße



1 der Modellgröße

SCHRAUBE OHNE ENDE.

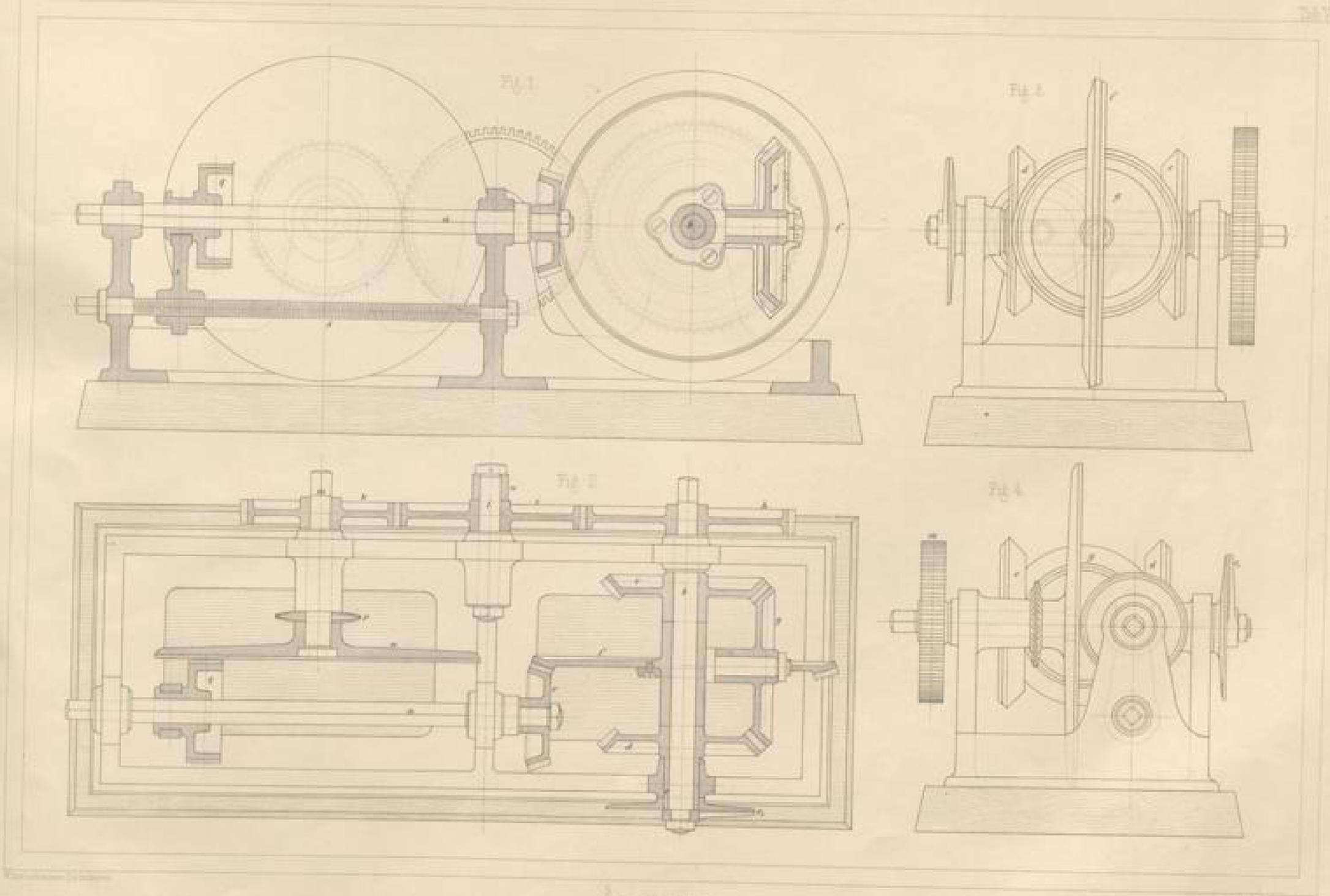
Taf. IV



♂ der Modellgröße

DIFFERENZIALMECHANISMUS

Tab. VI



Der Verfasser

Uebersetzungskurbeln

Taf. III.

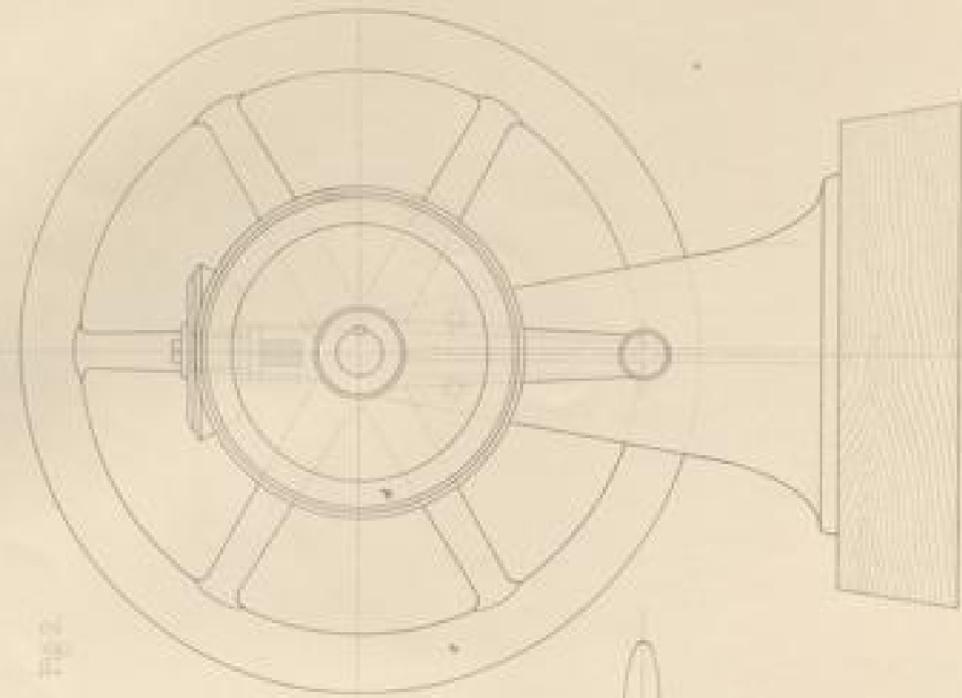


Fig. 2.

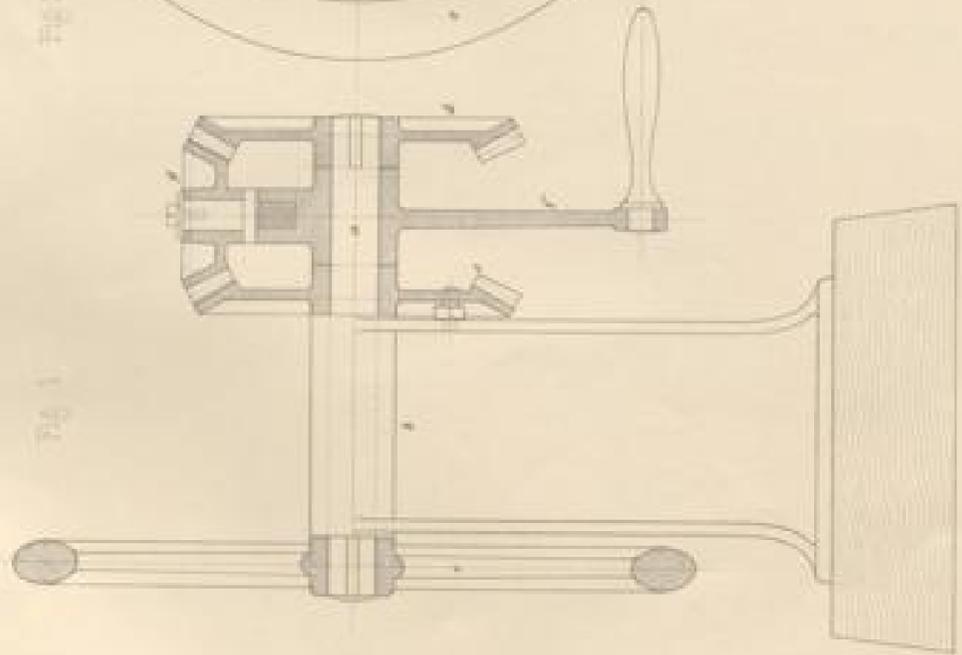


Fig. 1.

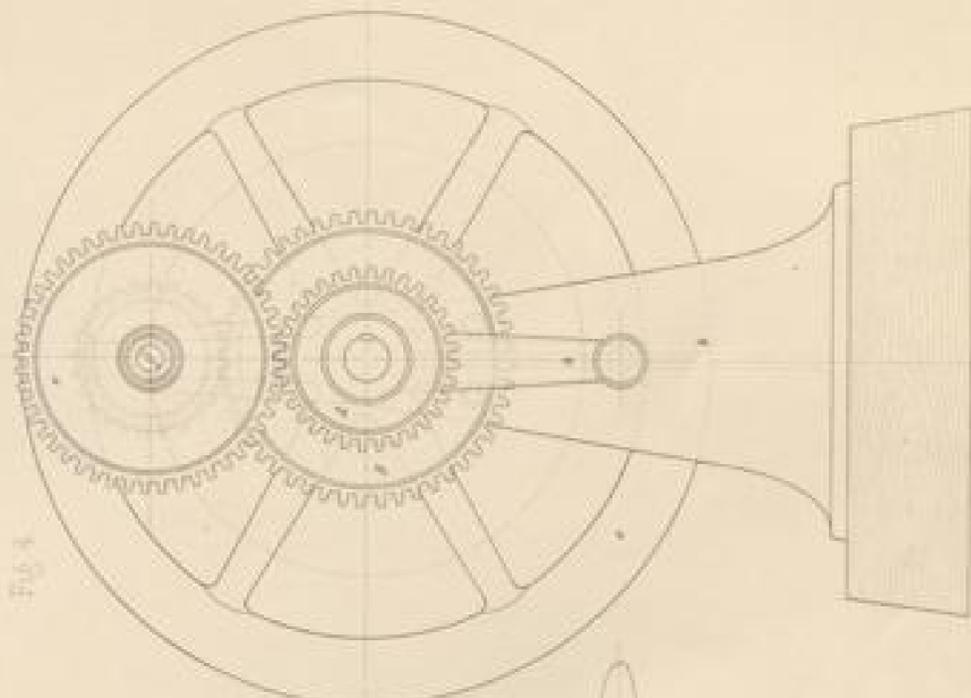


Fig. 4.

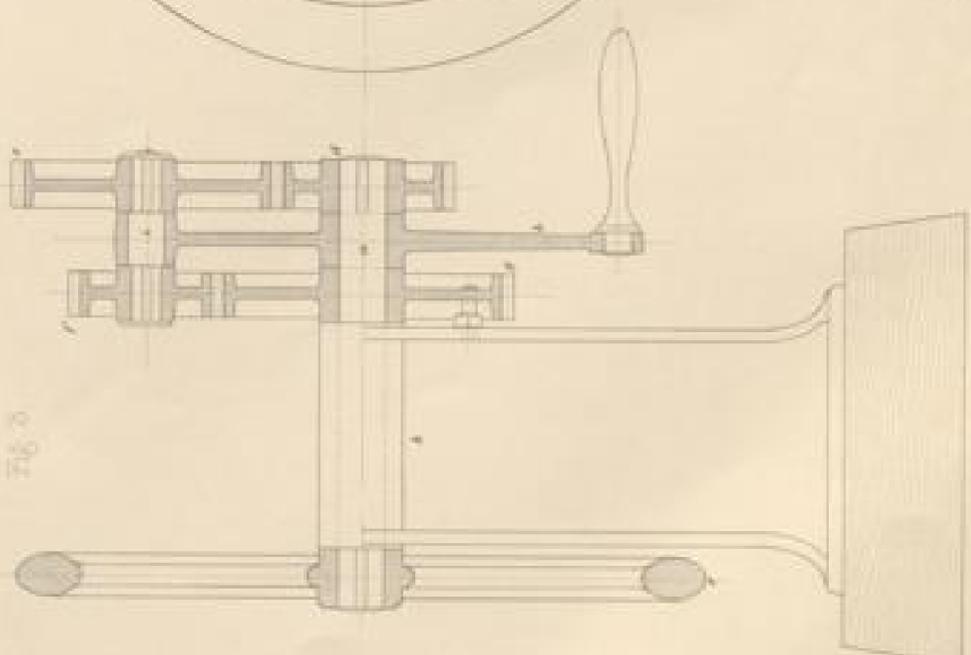
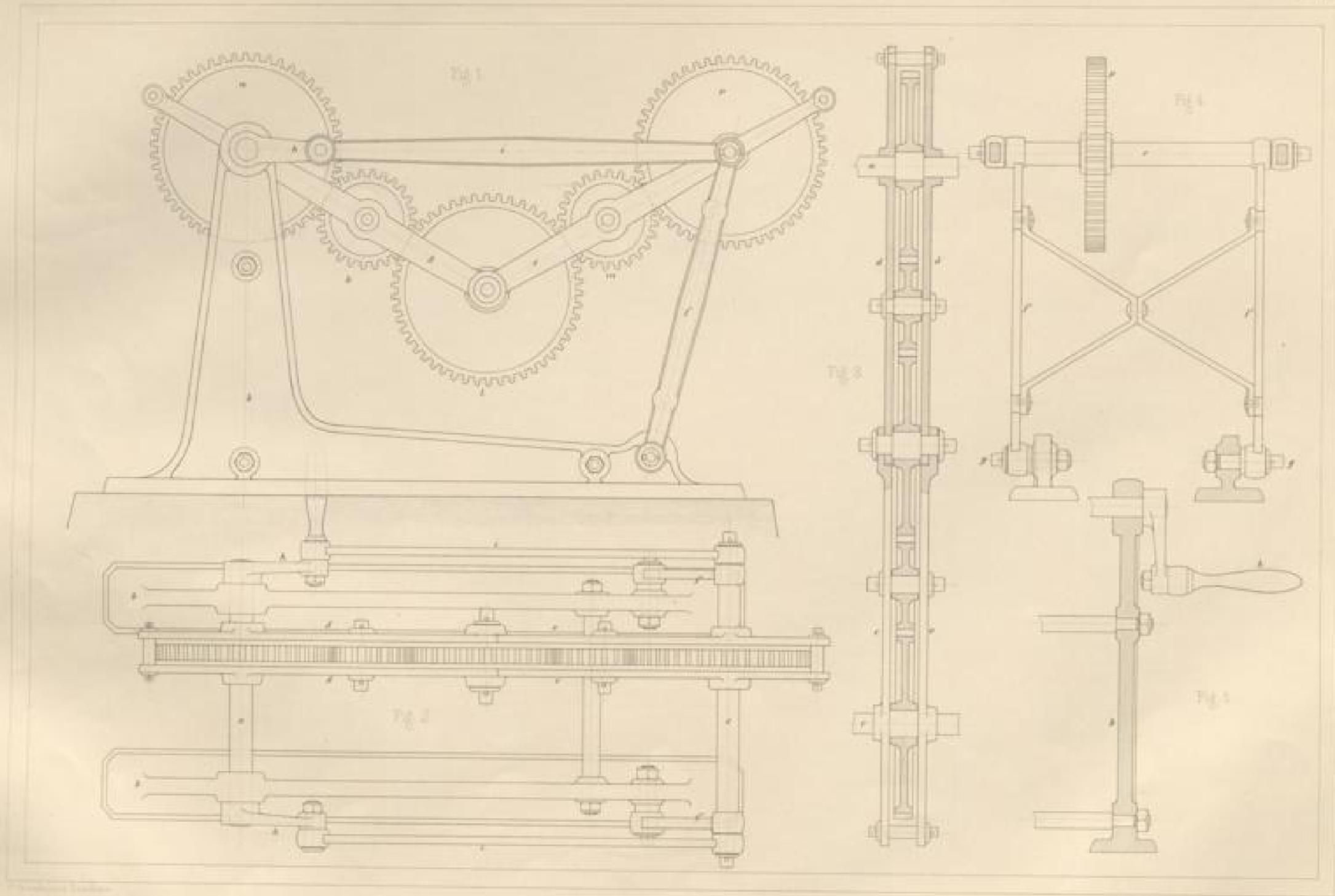


Fig. 3.

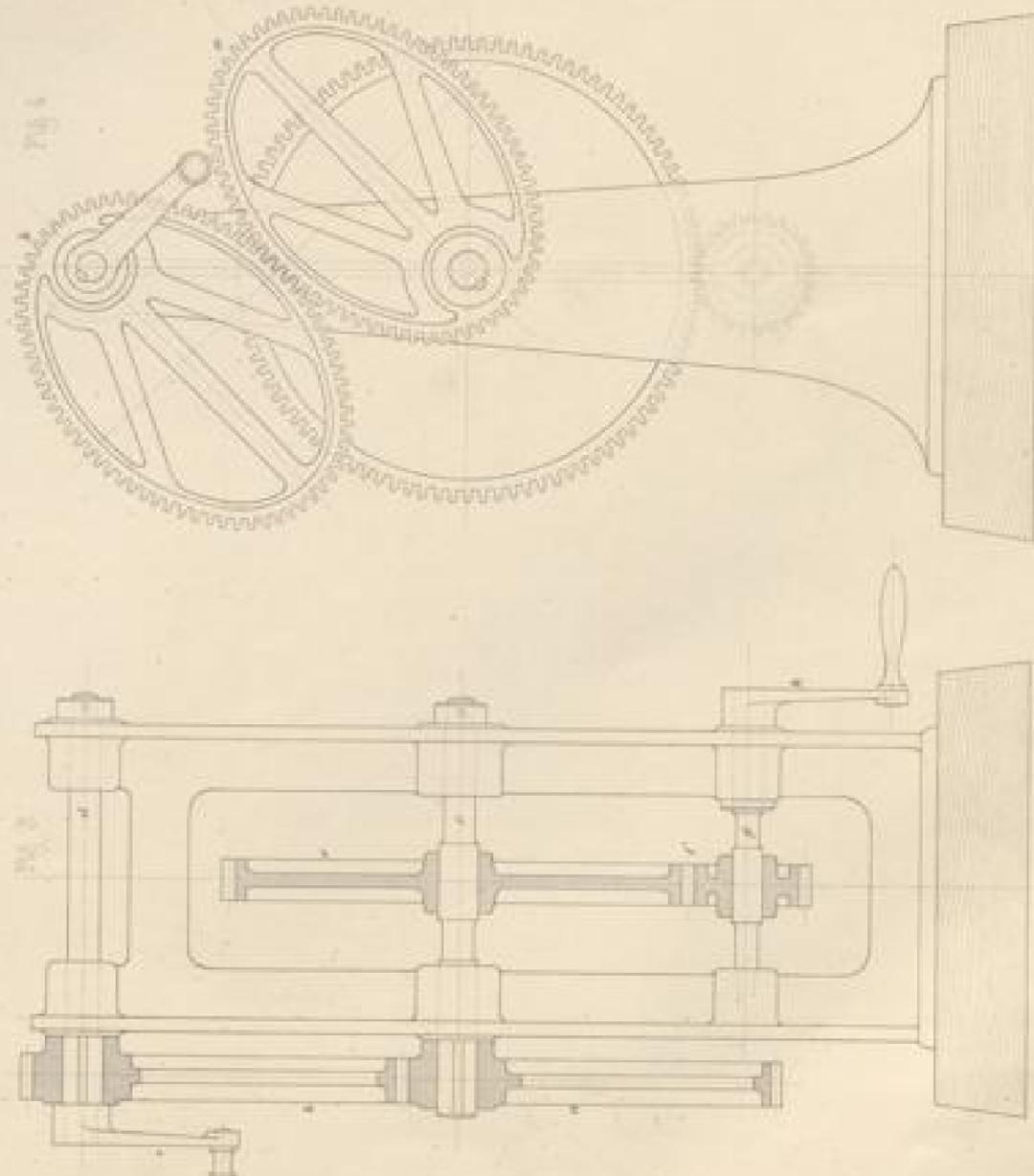
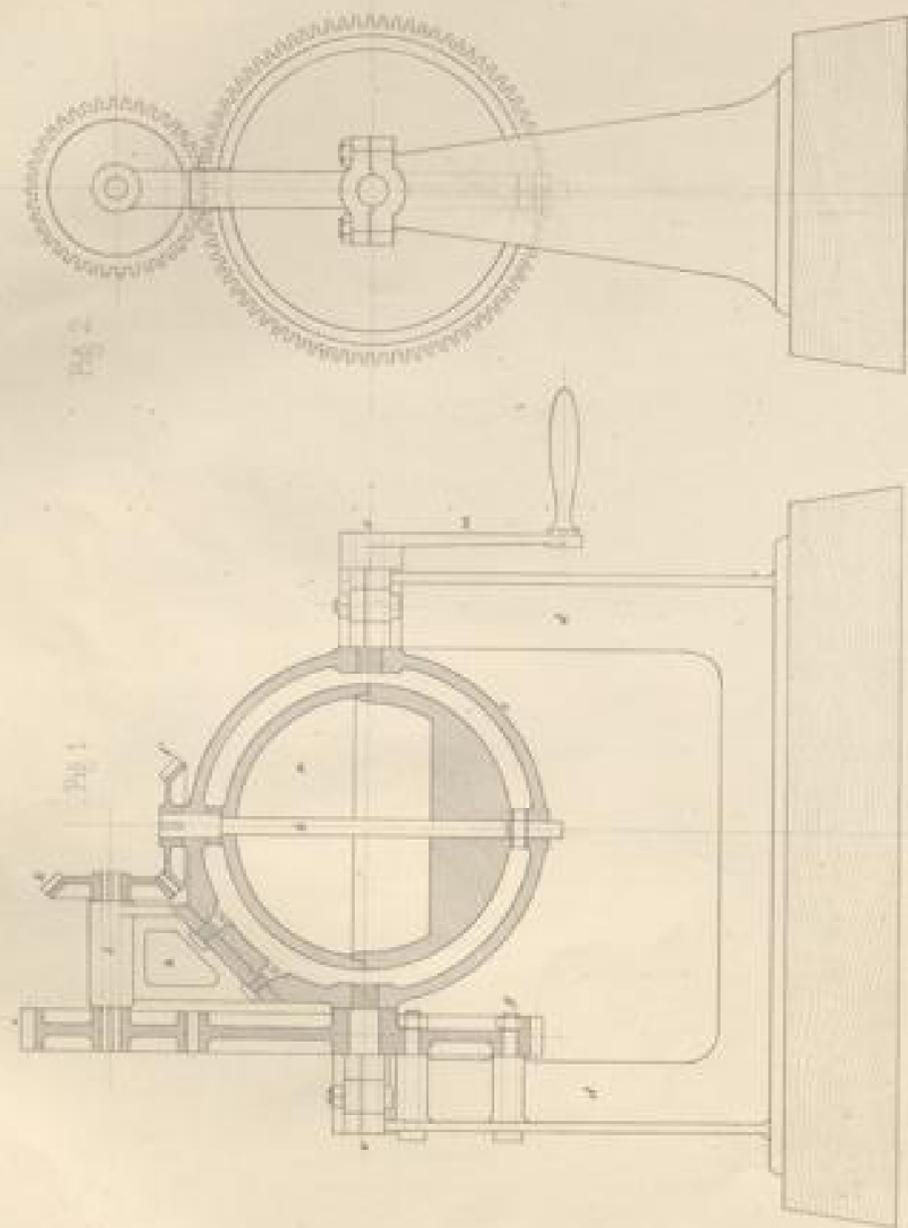
Ad. Schilling'sche

DAS RÄDERGEHÄNGE

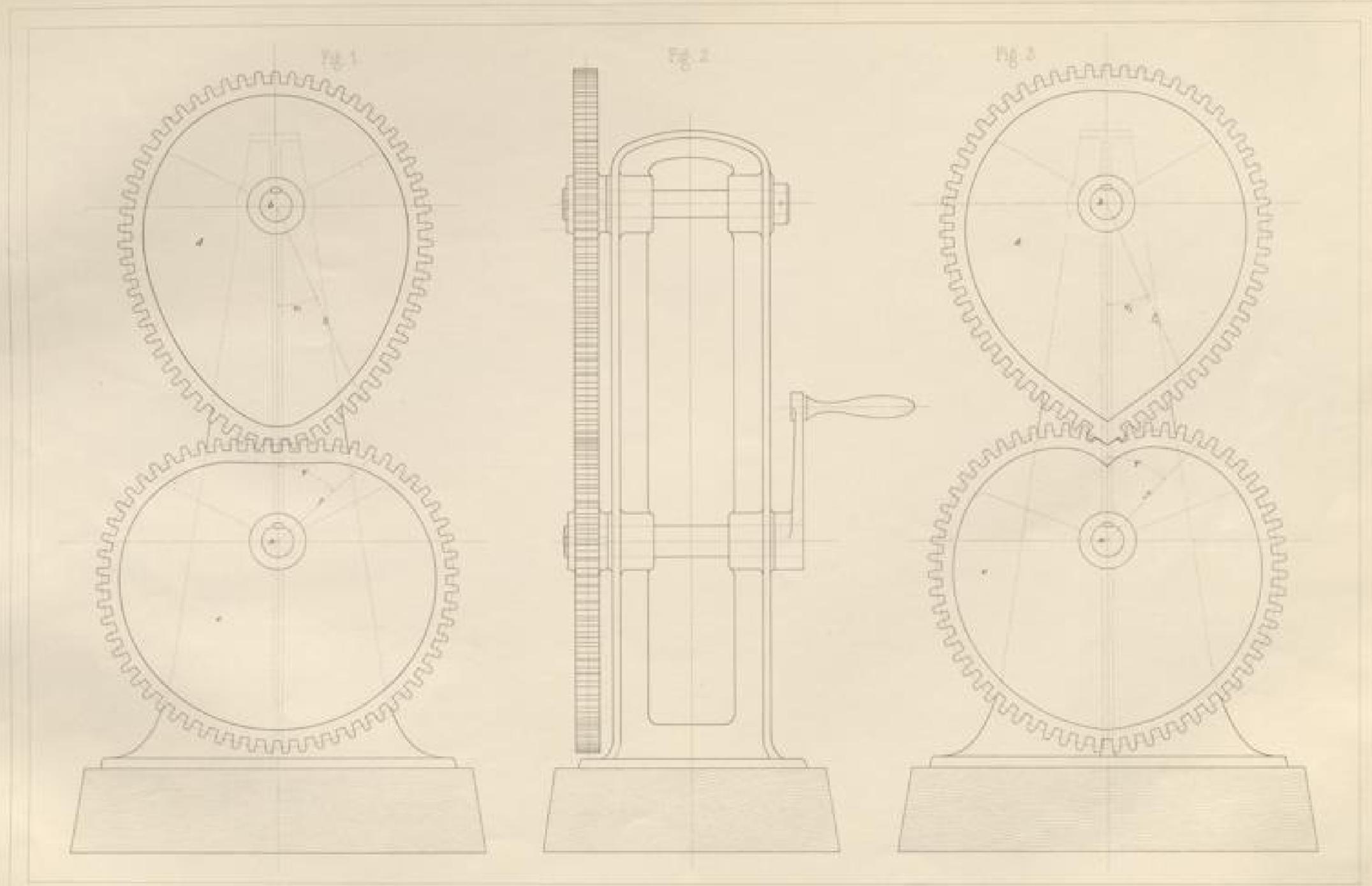
TAVIII



5 der Modellgröße



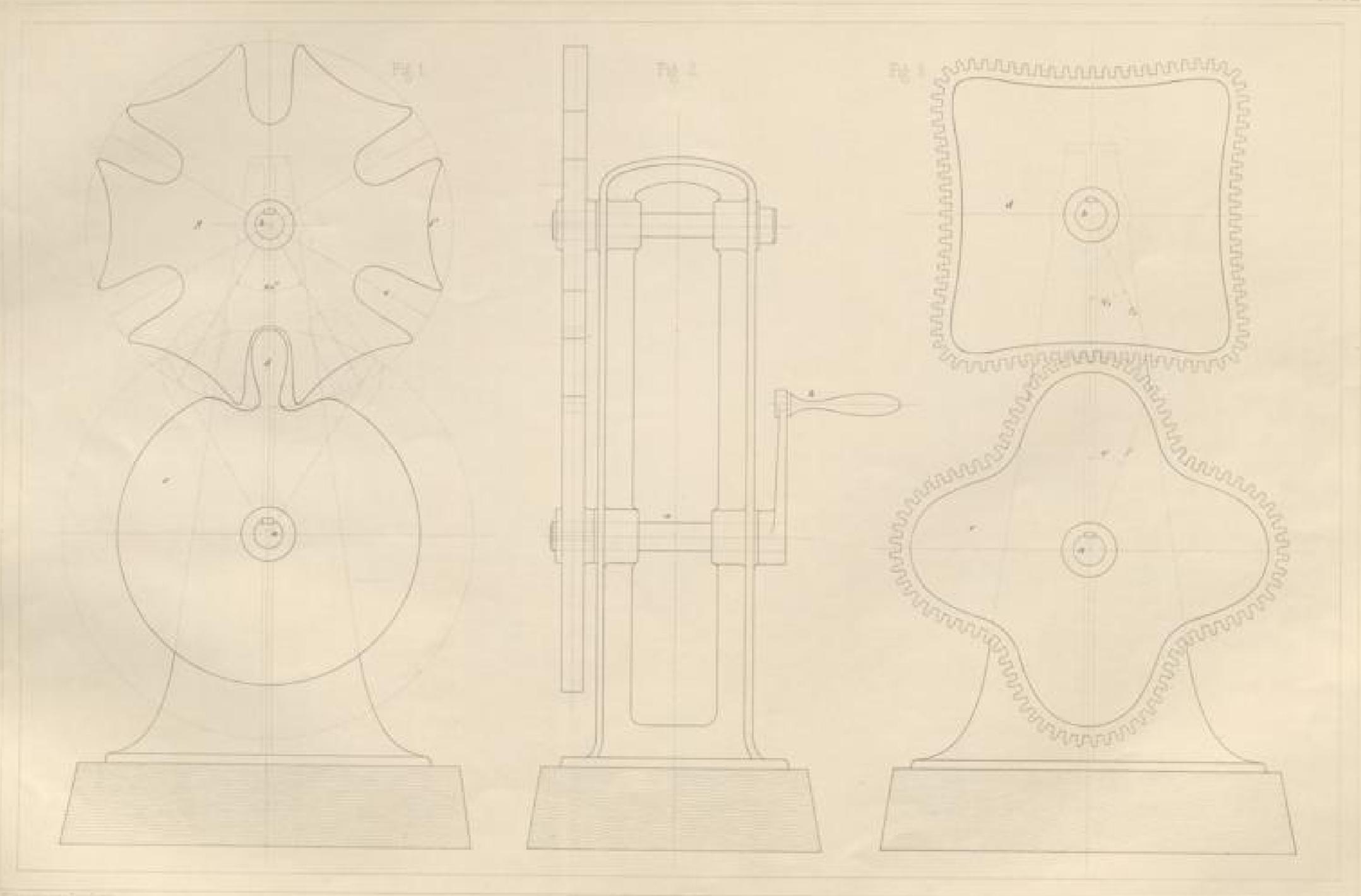
Von M. J. G. G.



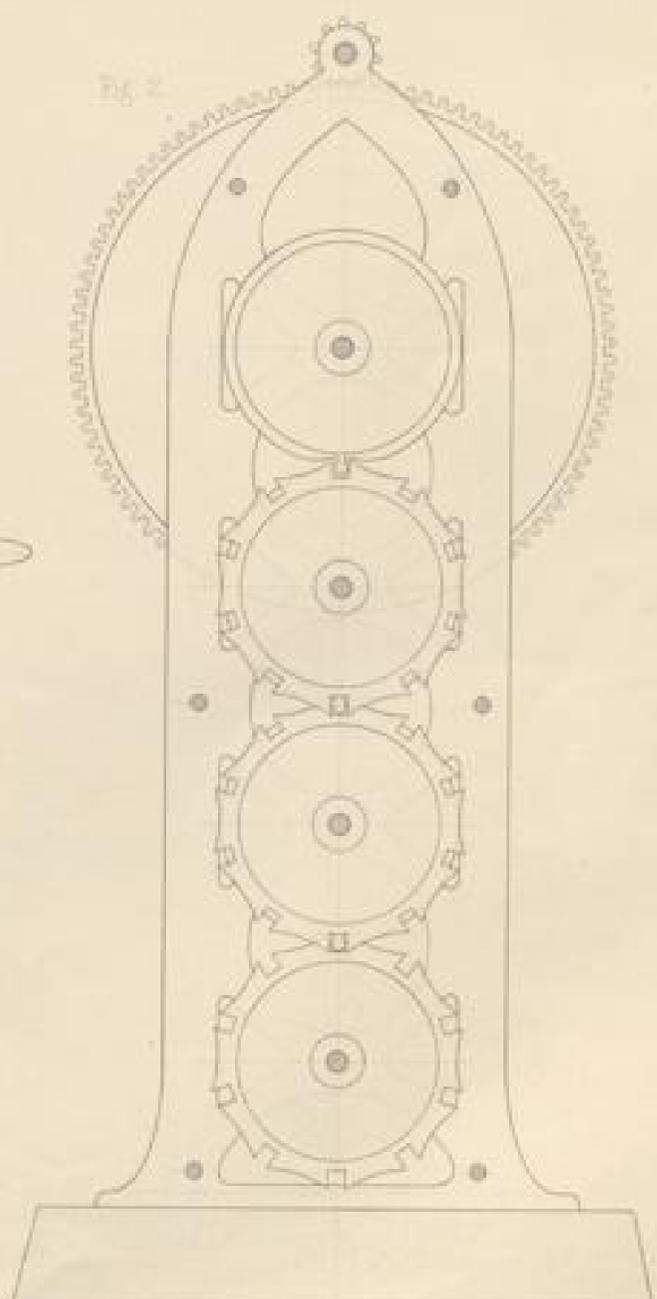
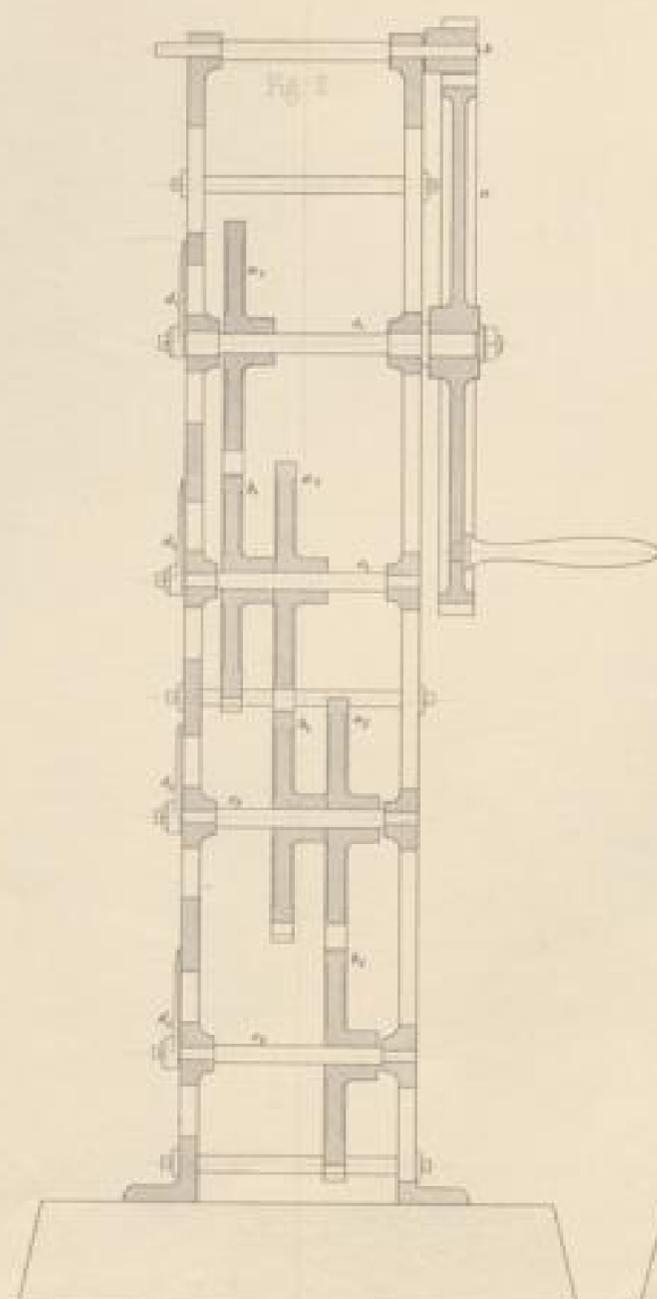
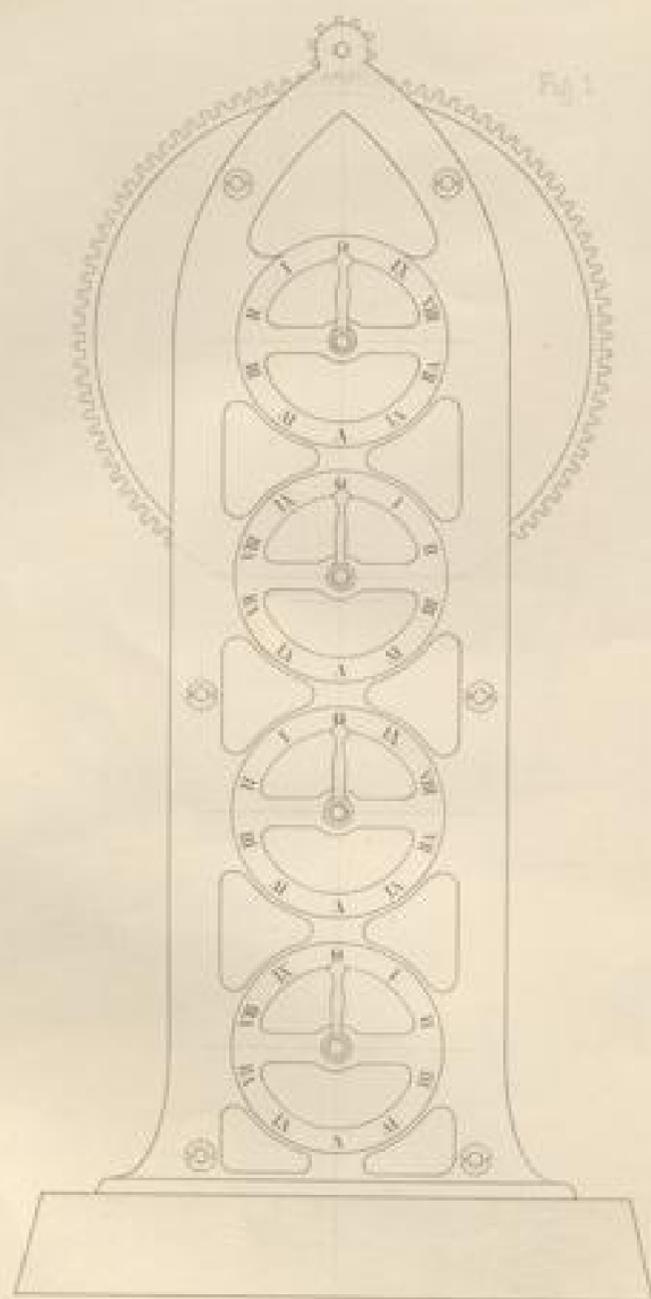
W. Schmitt'sche Erfindung

† der Modellgröße

W. Schmitt'sche Erfindung

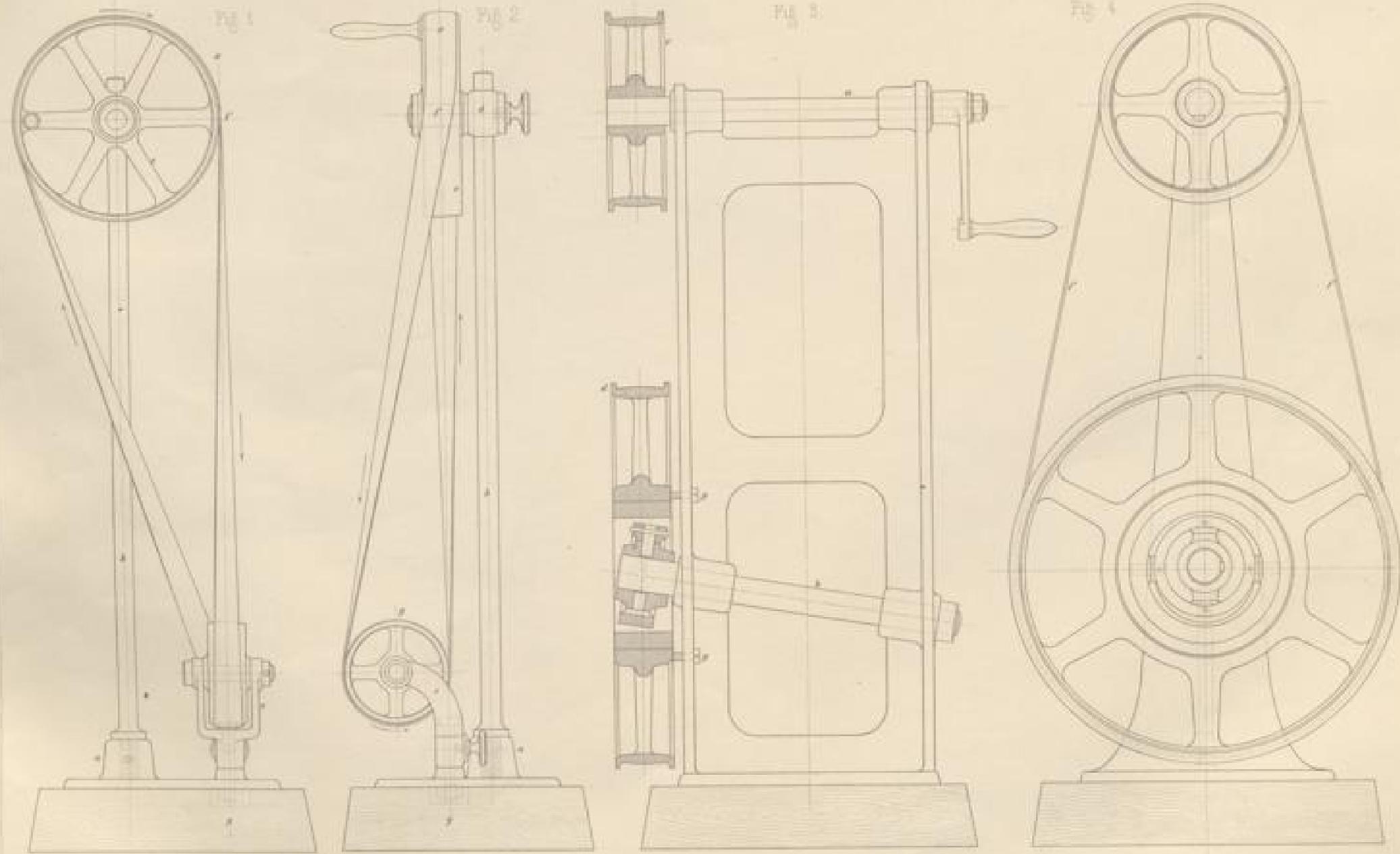


† für Metallgüsse



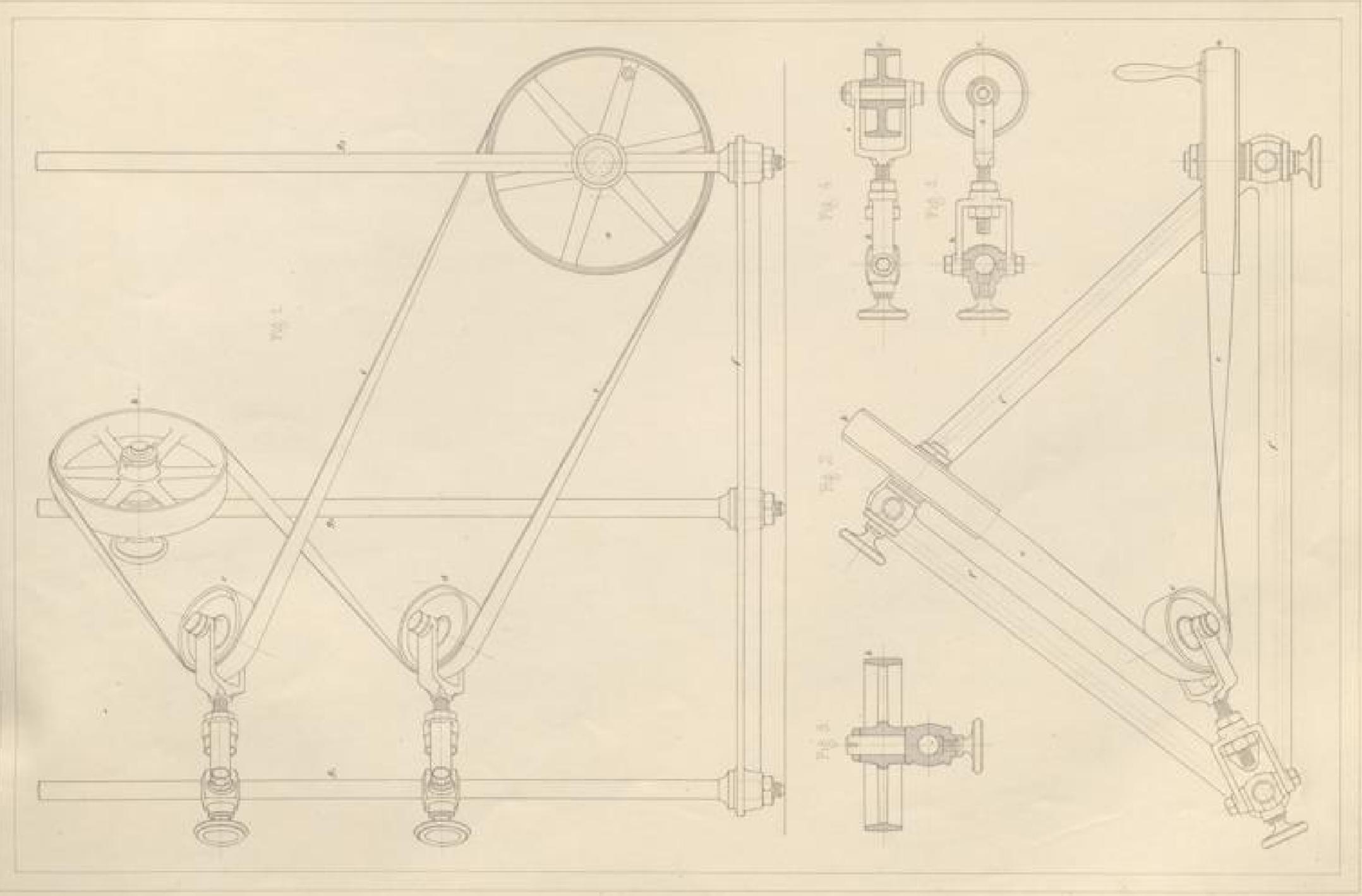
1/2 der Kählpeile

DREHBARE ROLLE UND SCHLUSSEL-ROLLE

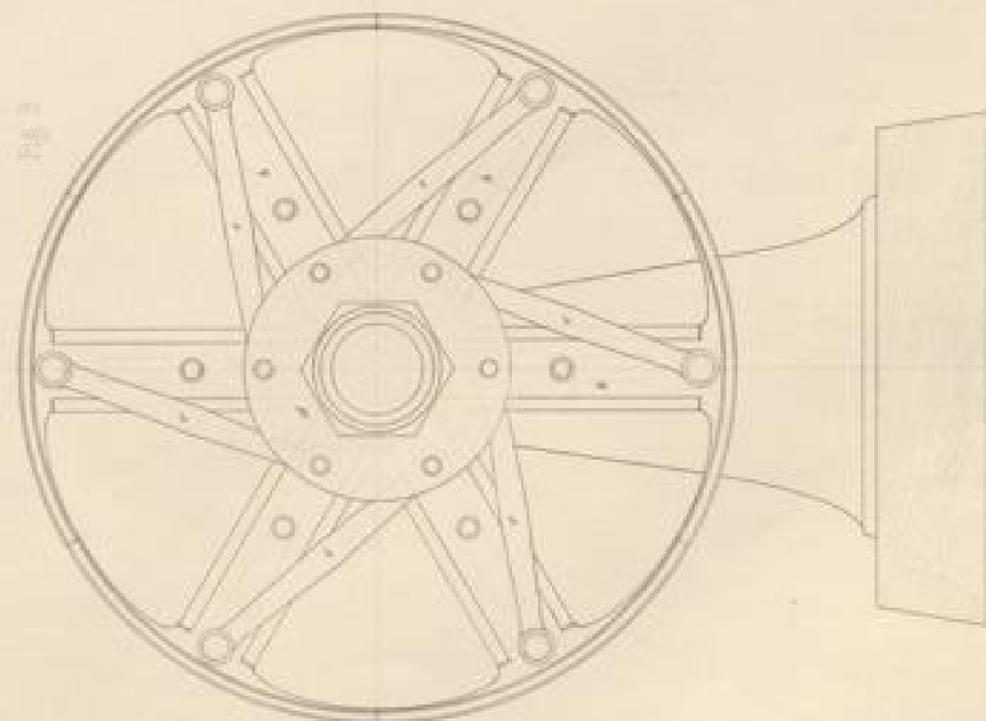
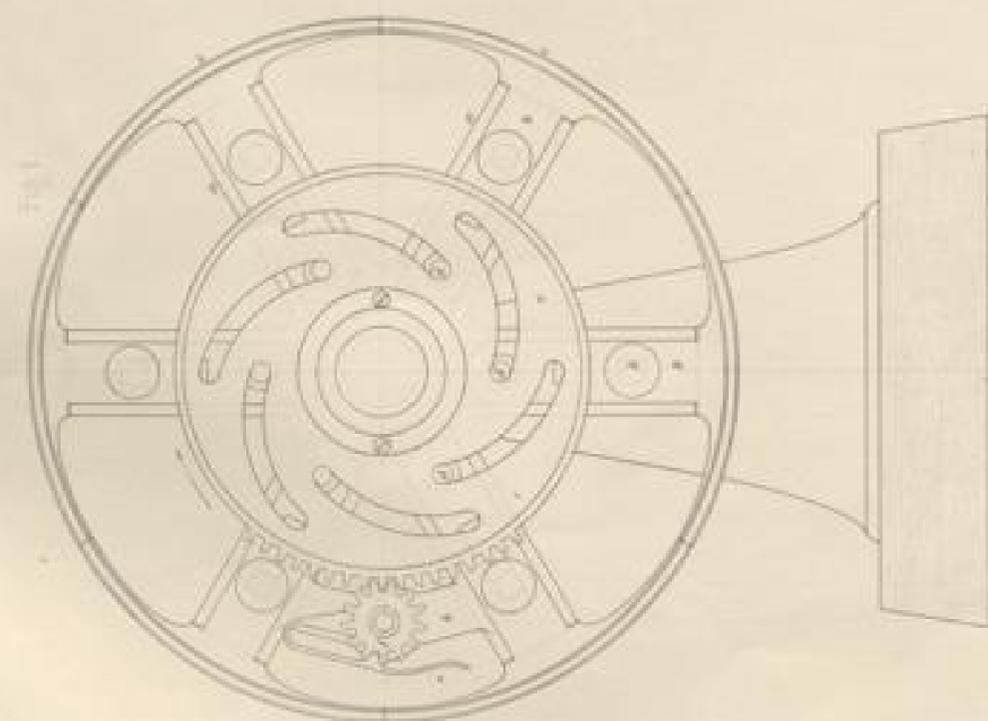
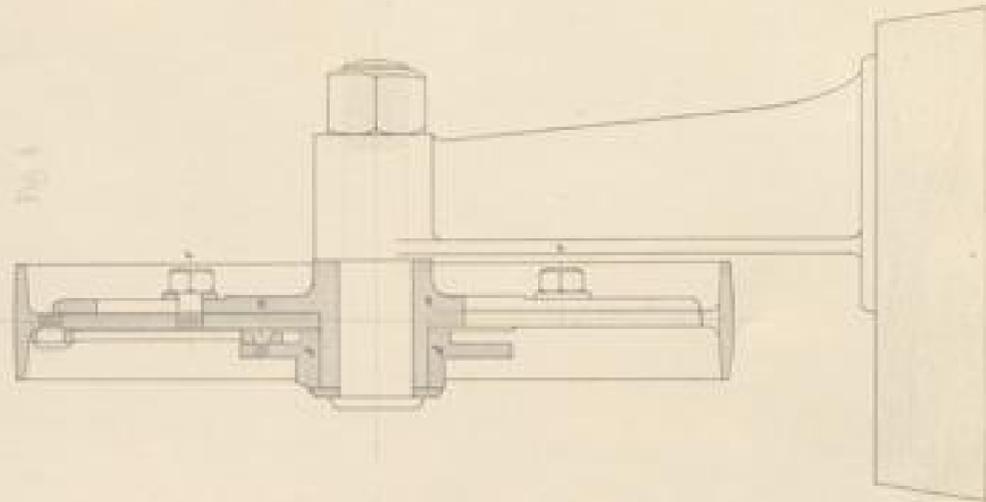
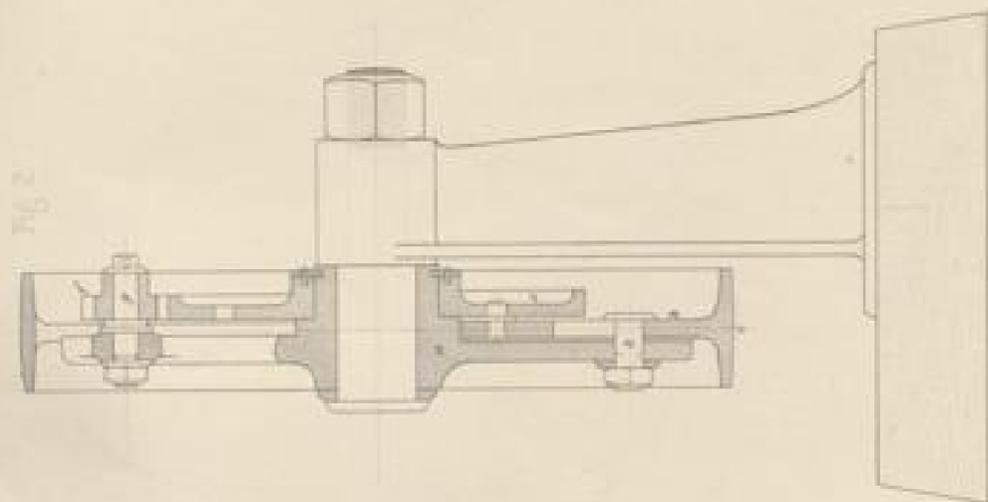


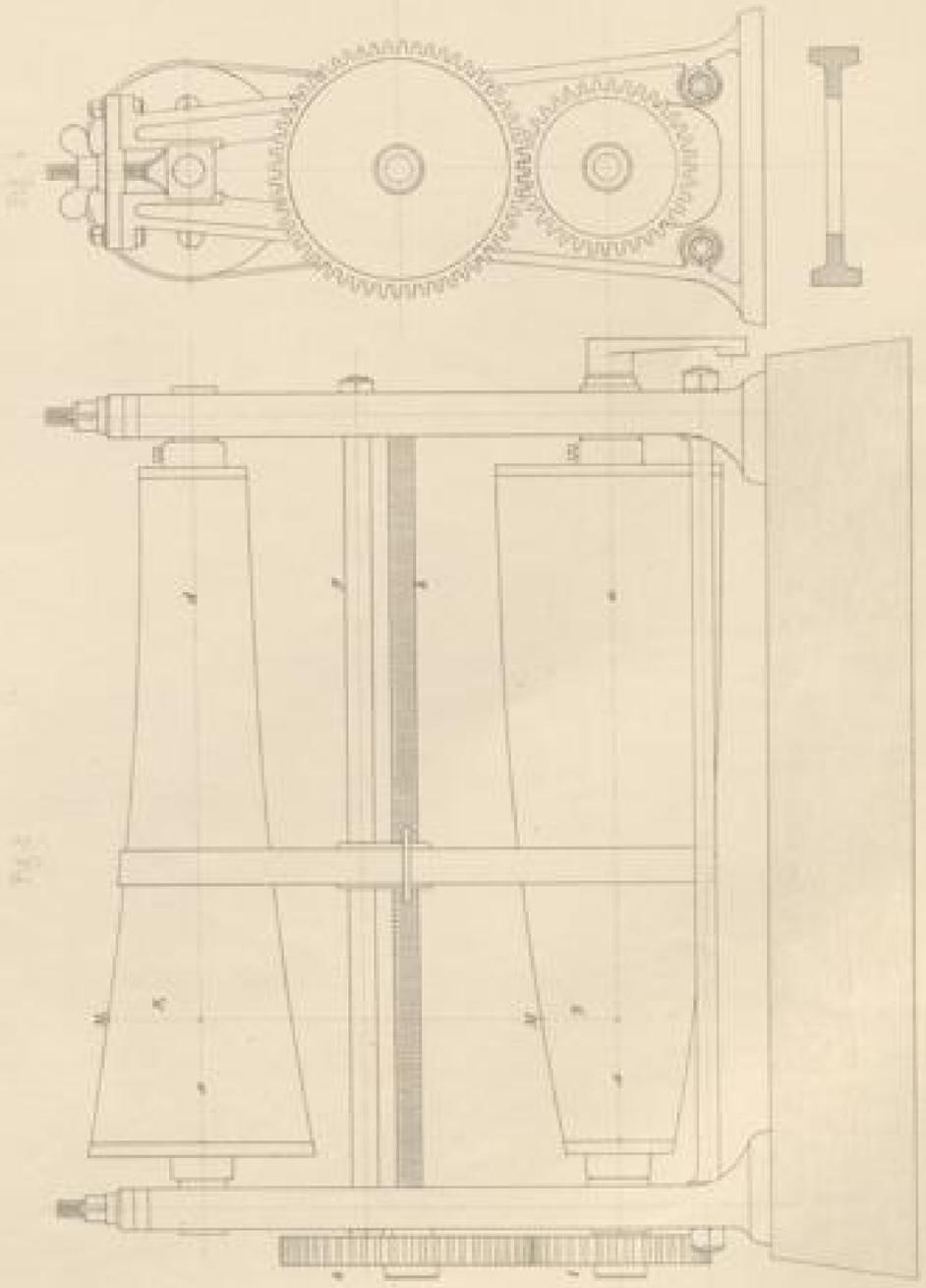
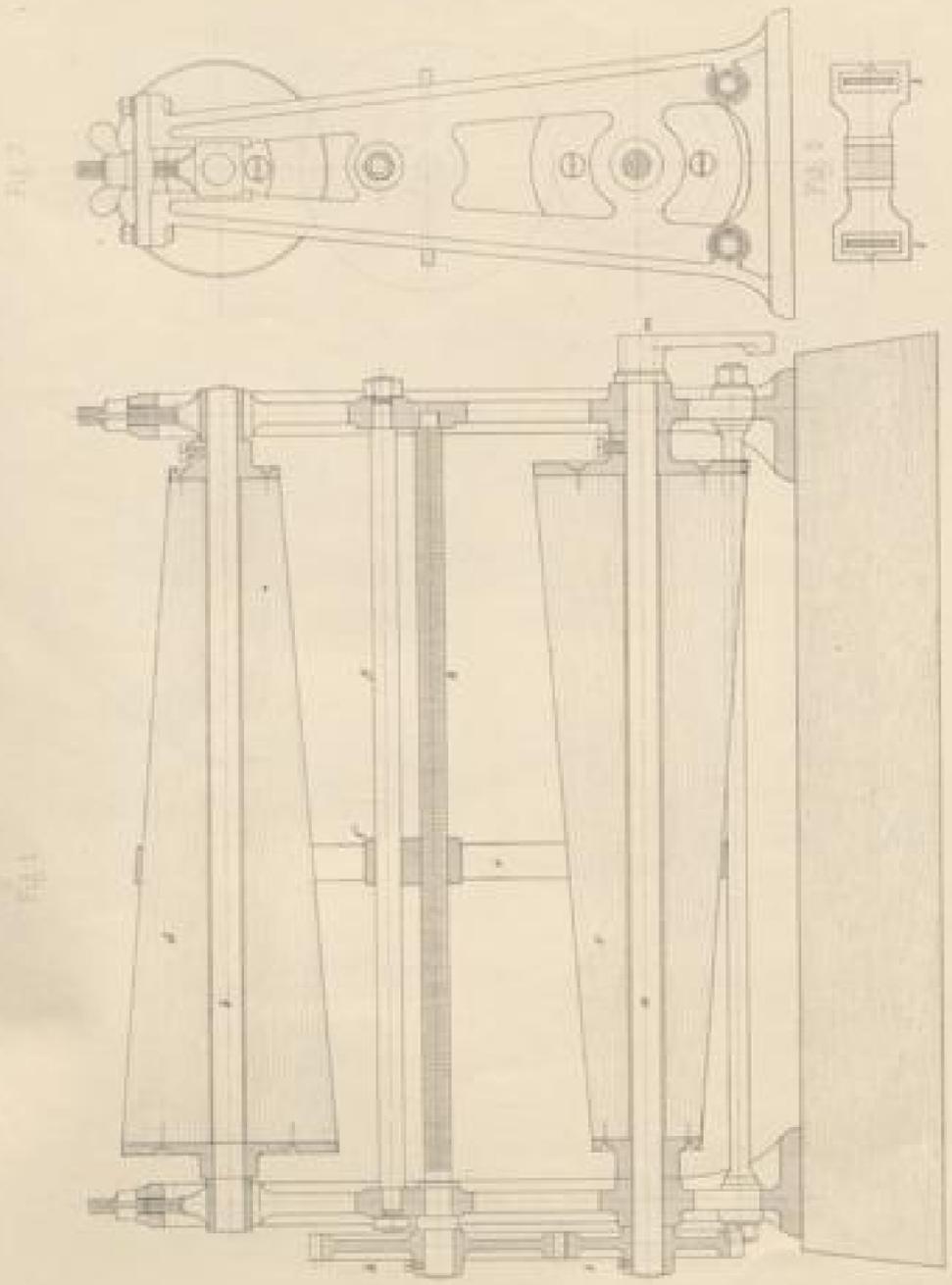
$\frac{1}{4}$ der Modellgröße

ALLGEMEINE ROLLENHEBEWEGUNG



1 des Modellgrößen





1 am H. 10/11/12

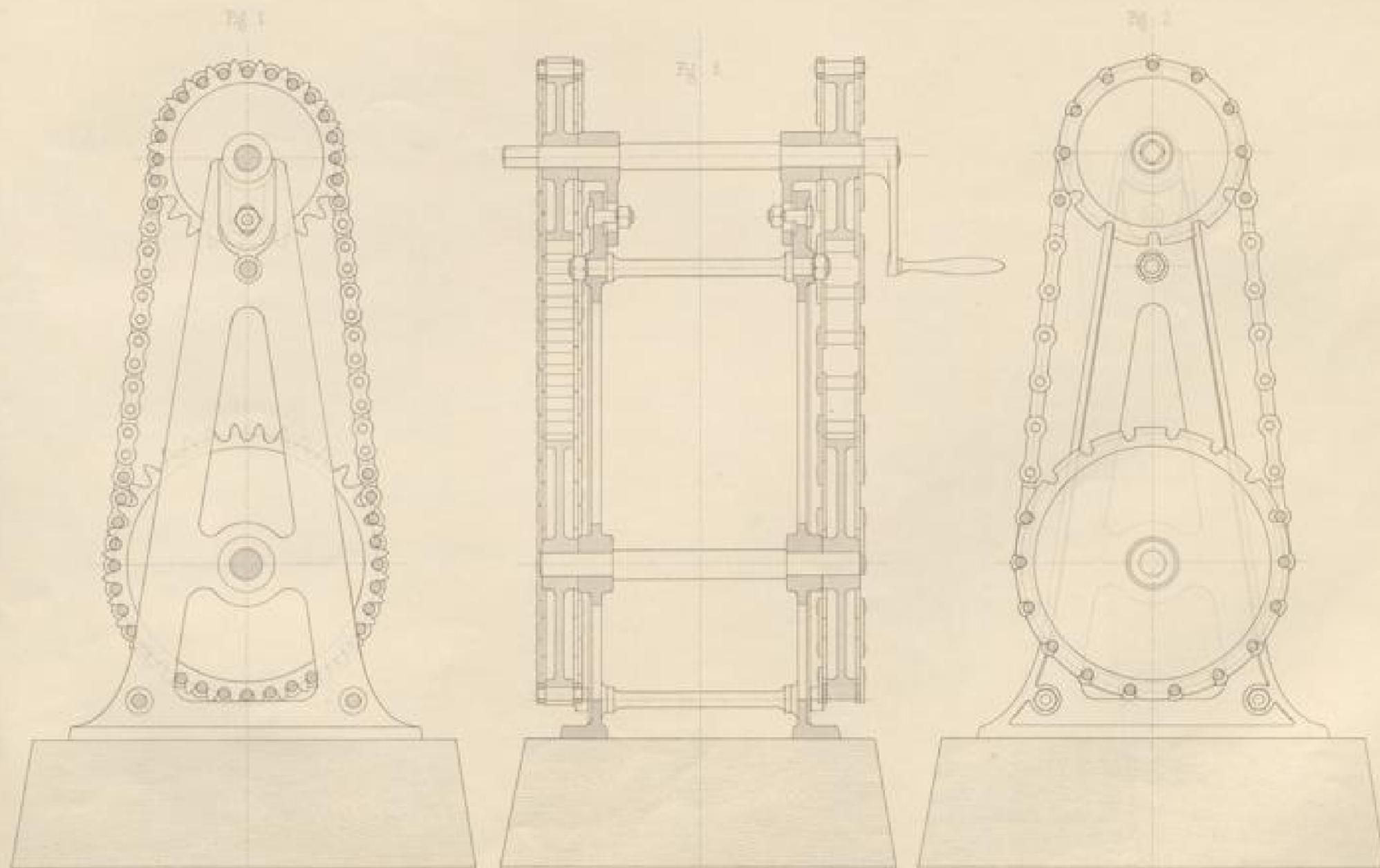


Fig. 1
Fig. 2
Fig. 3
des Modellgerätes

Fig. 1

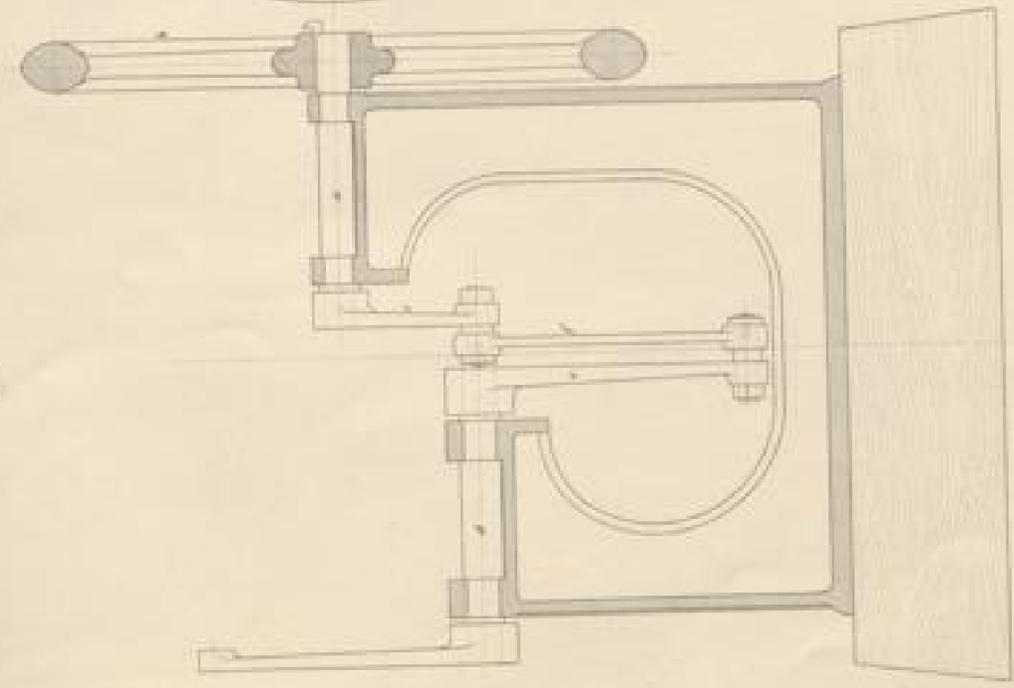


Fig. 2

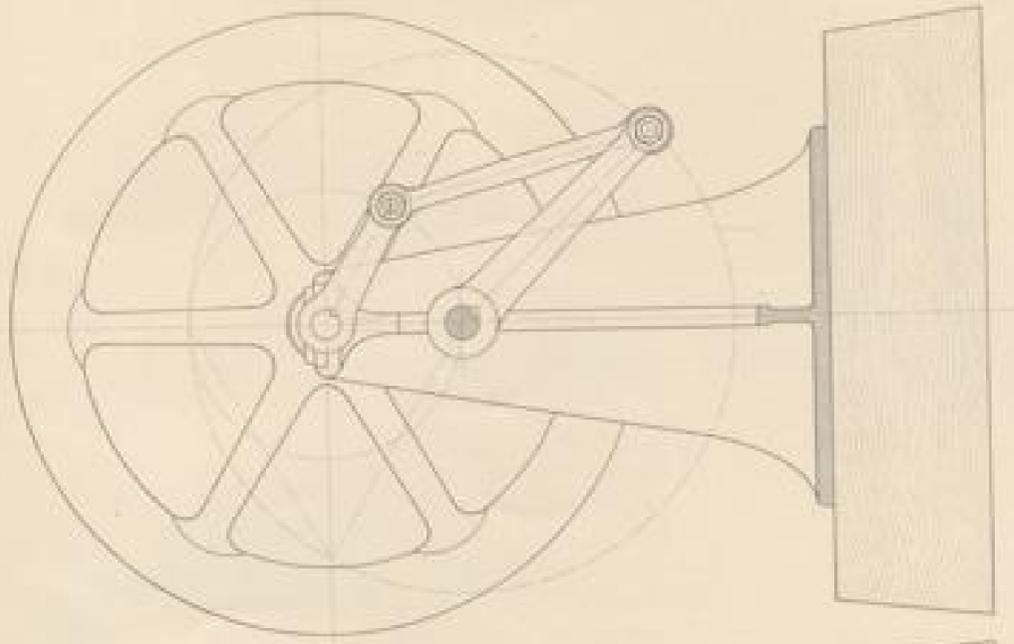


Fig. 3

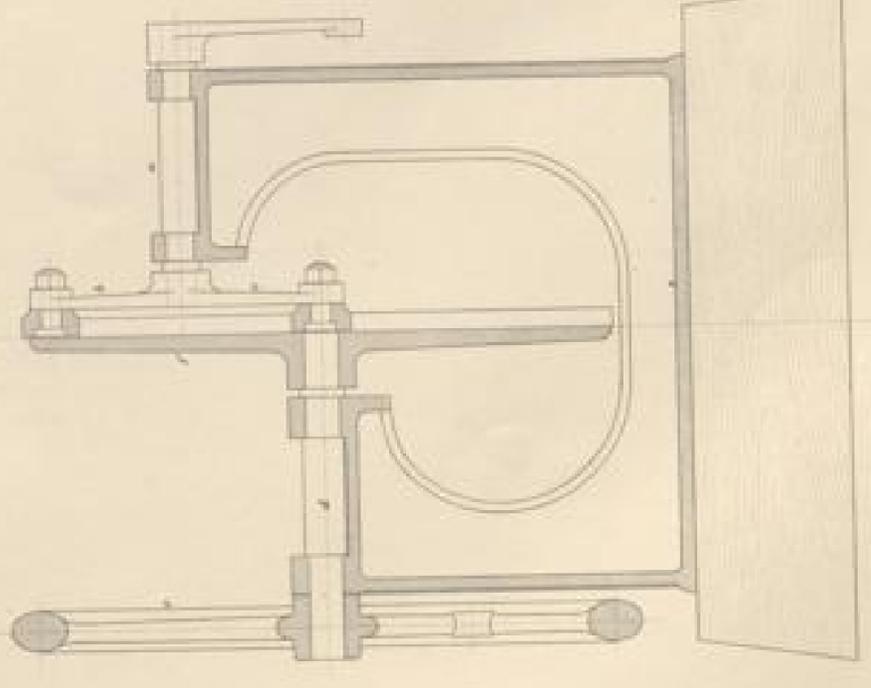
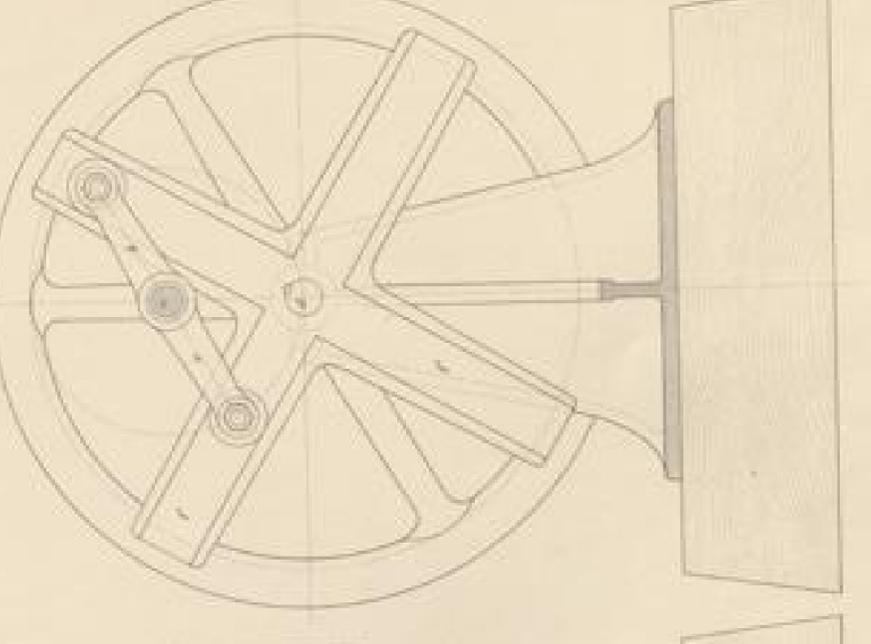
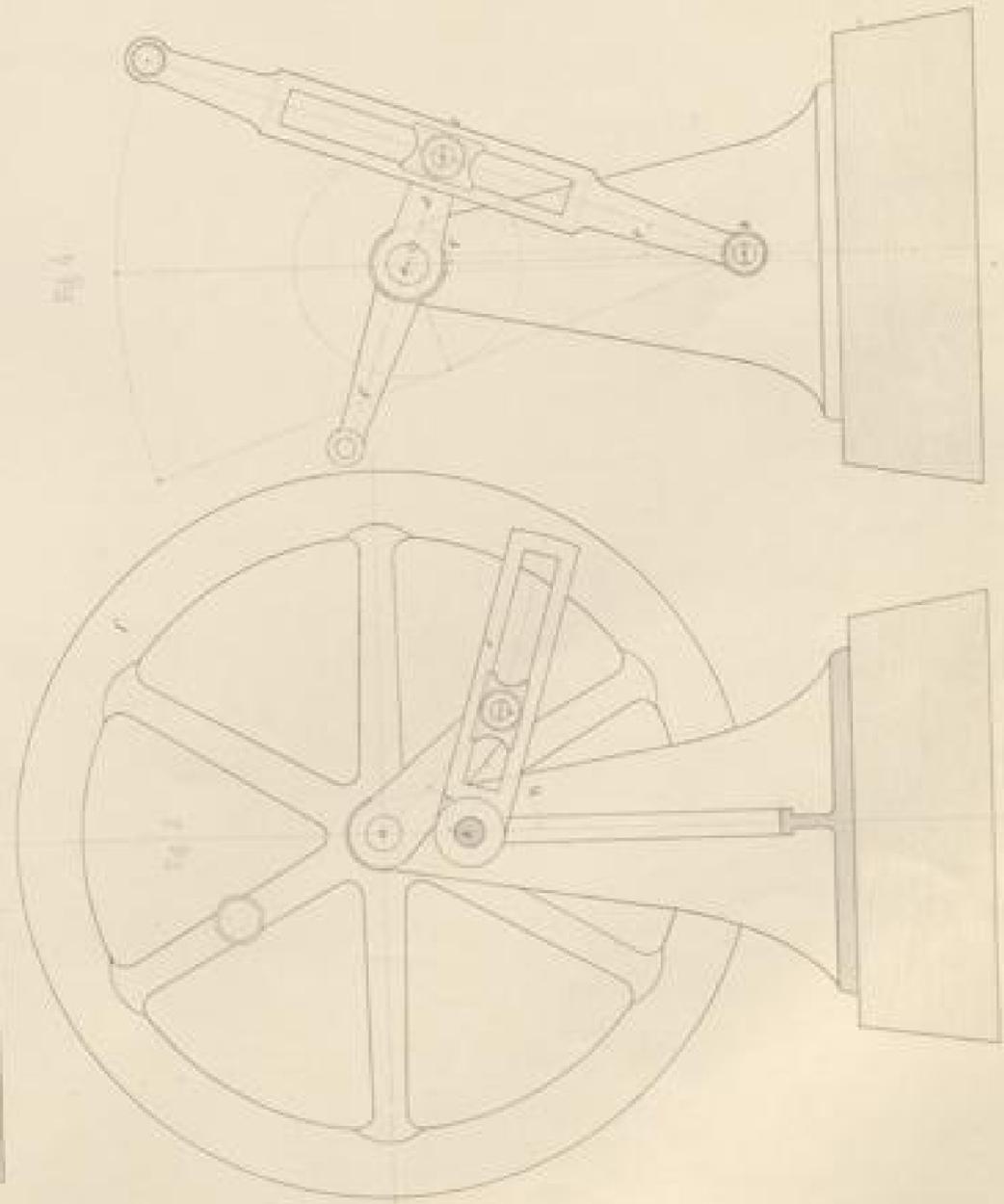
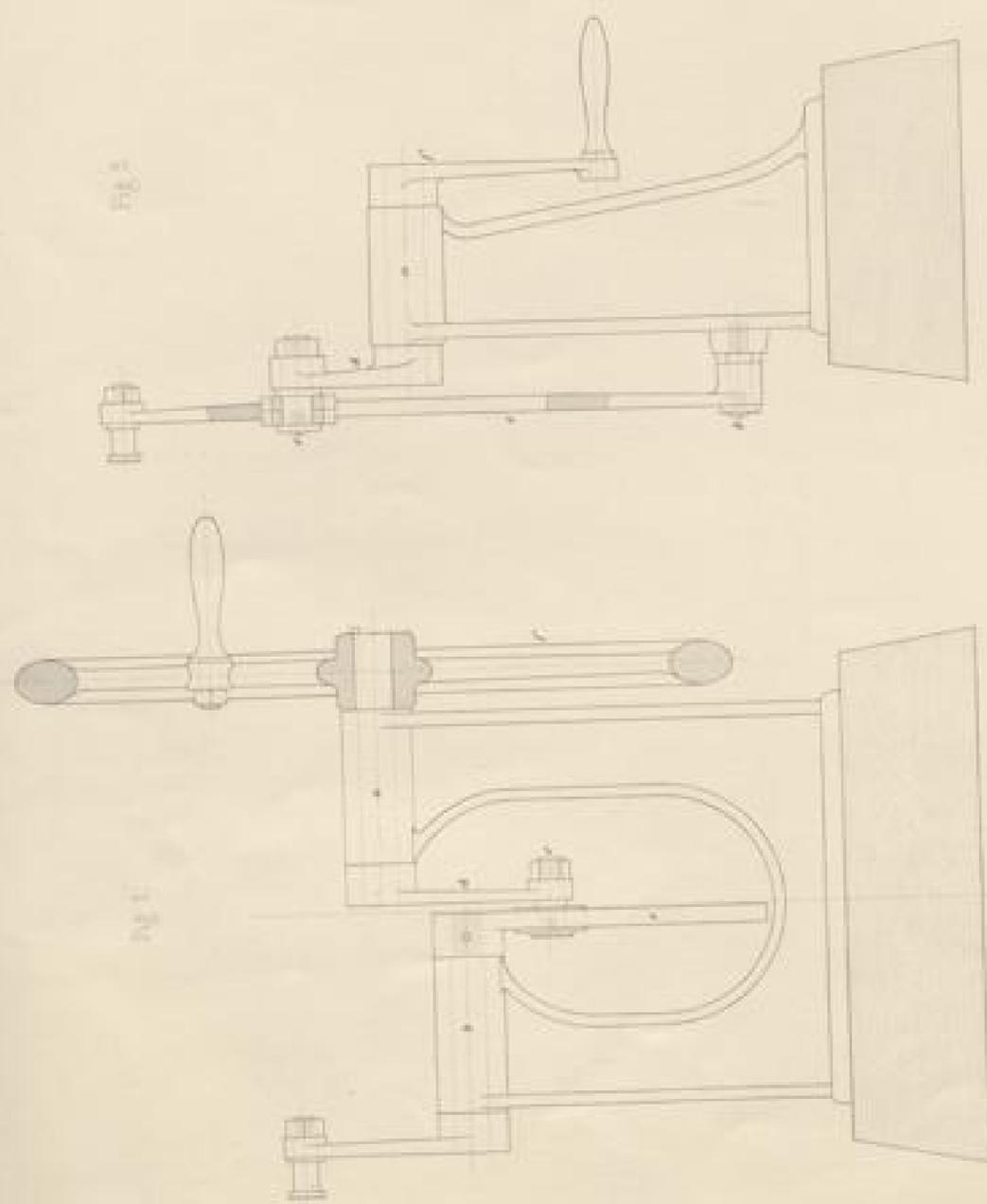


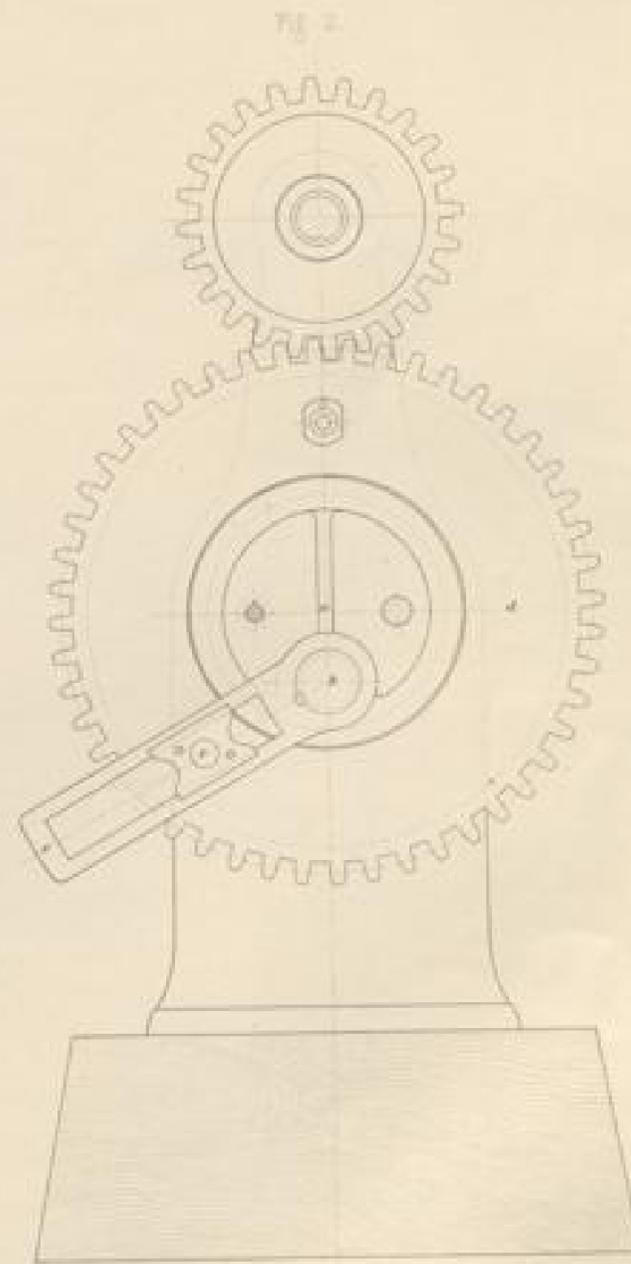
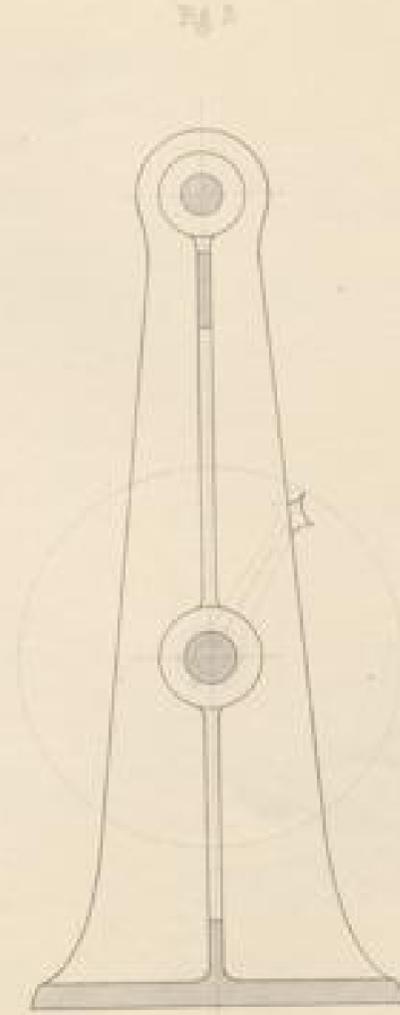
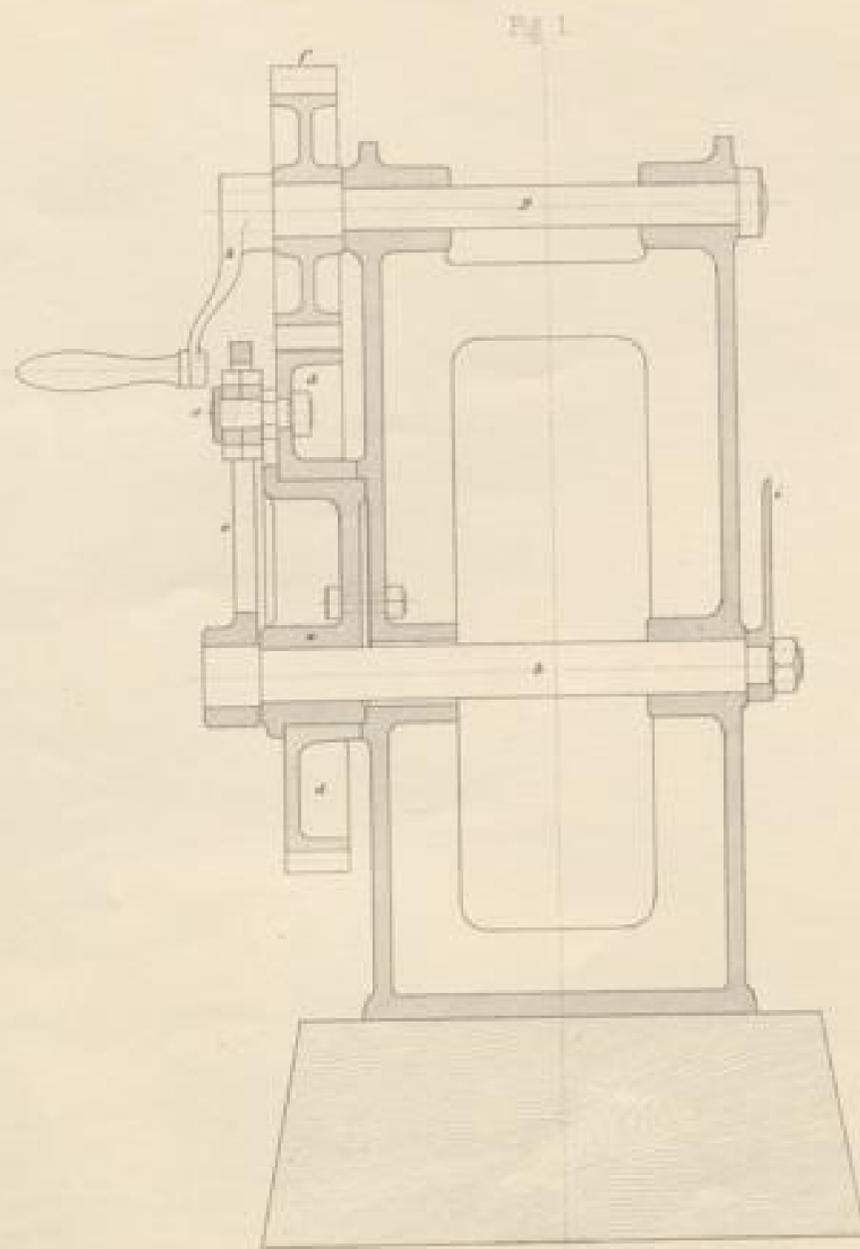
Fig. 4



1 für Hochdruck



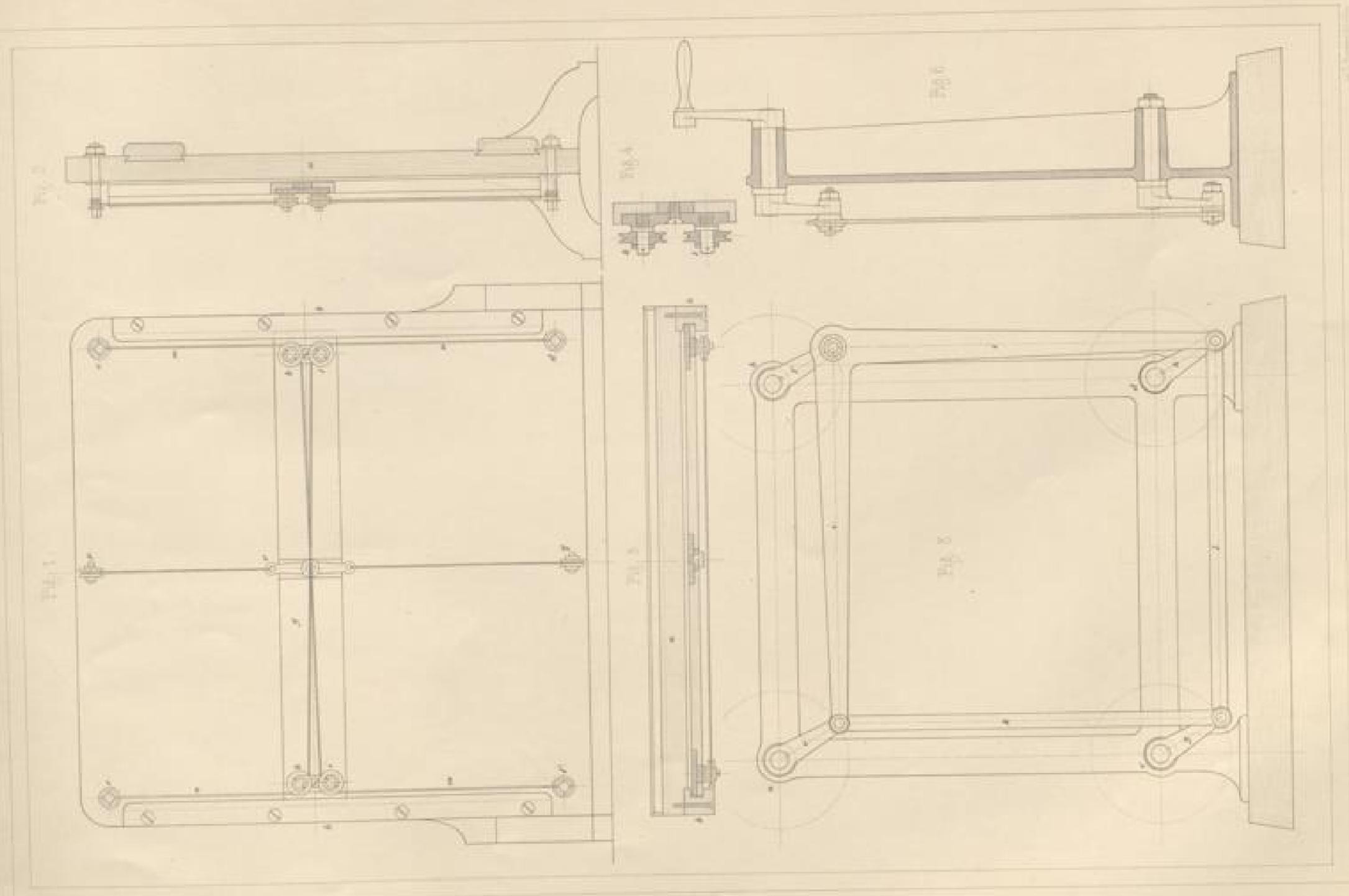
von Mühlgrube



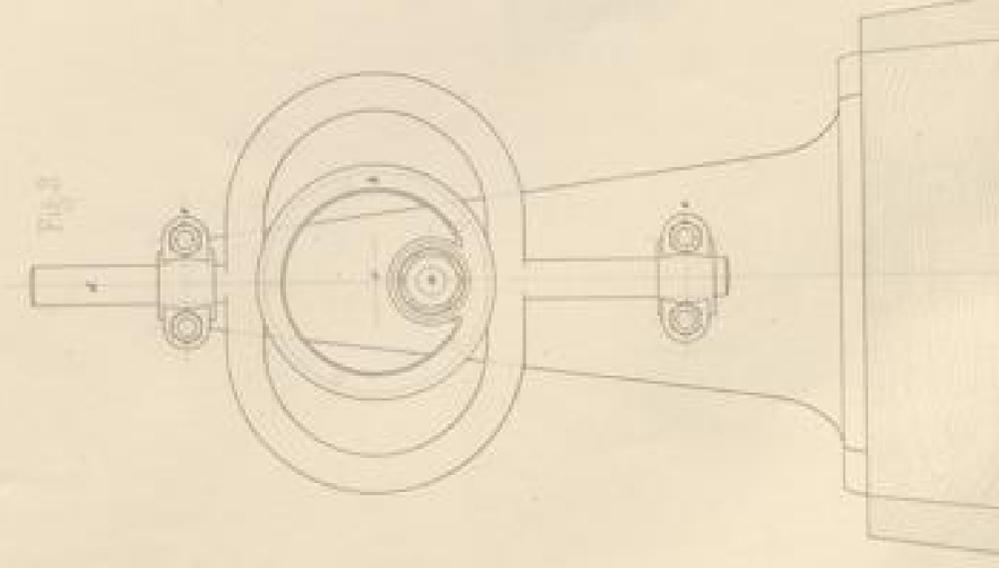
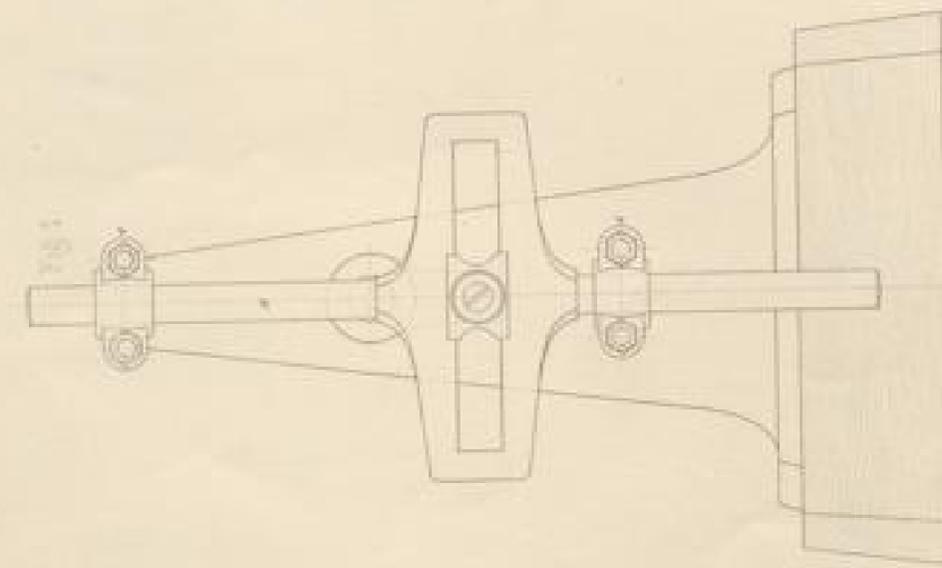
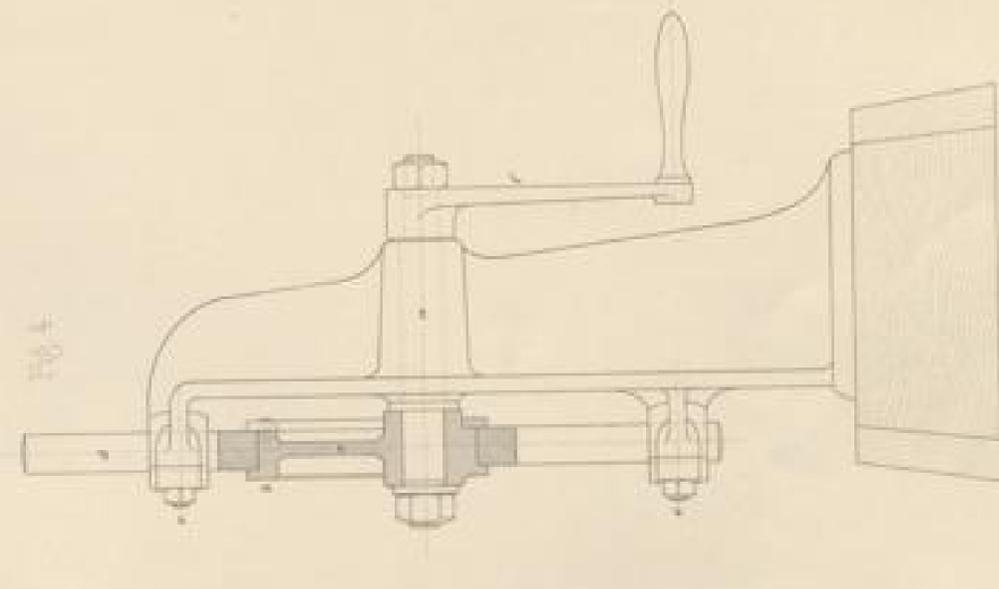
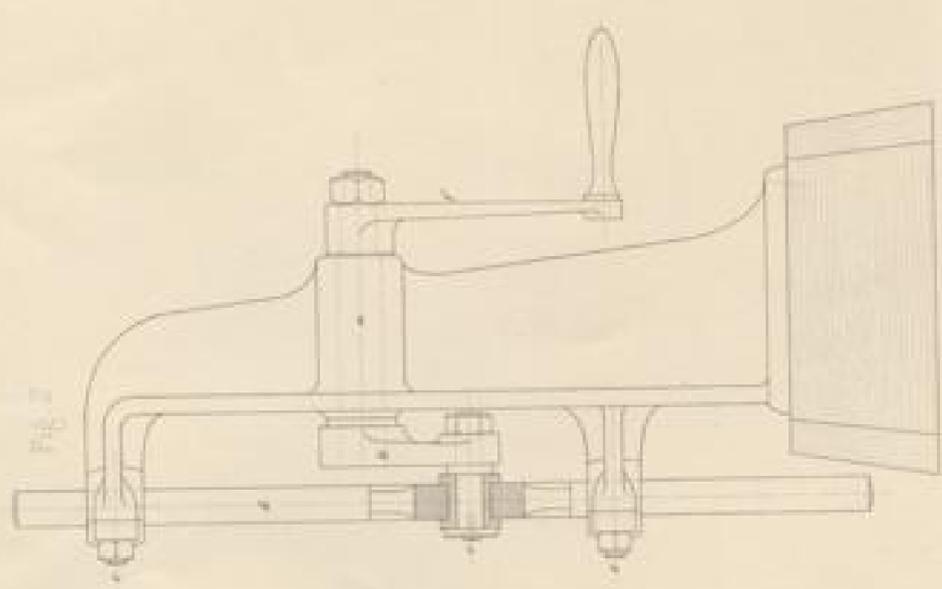
1/2 der Naturgrösse

PARALLELFÜHRUNG UND KURBELTRANSMISSION

534/06



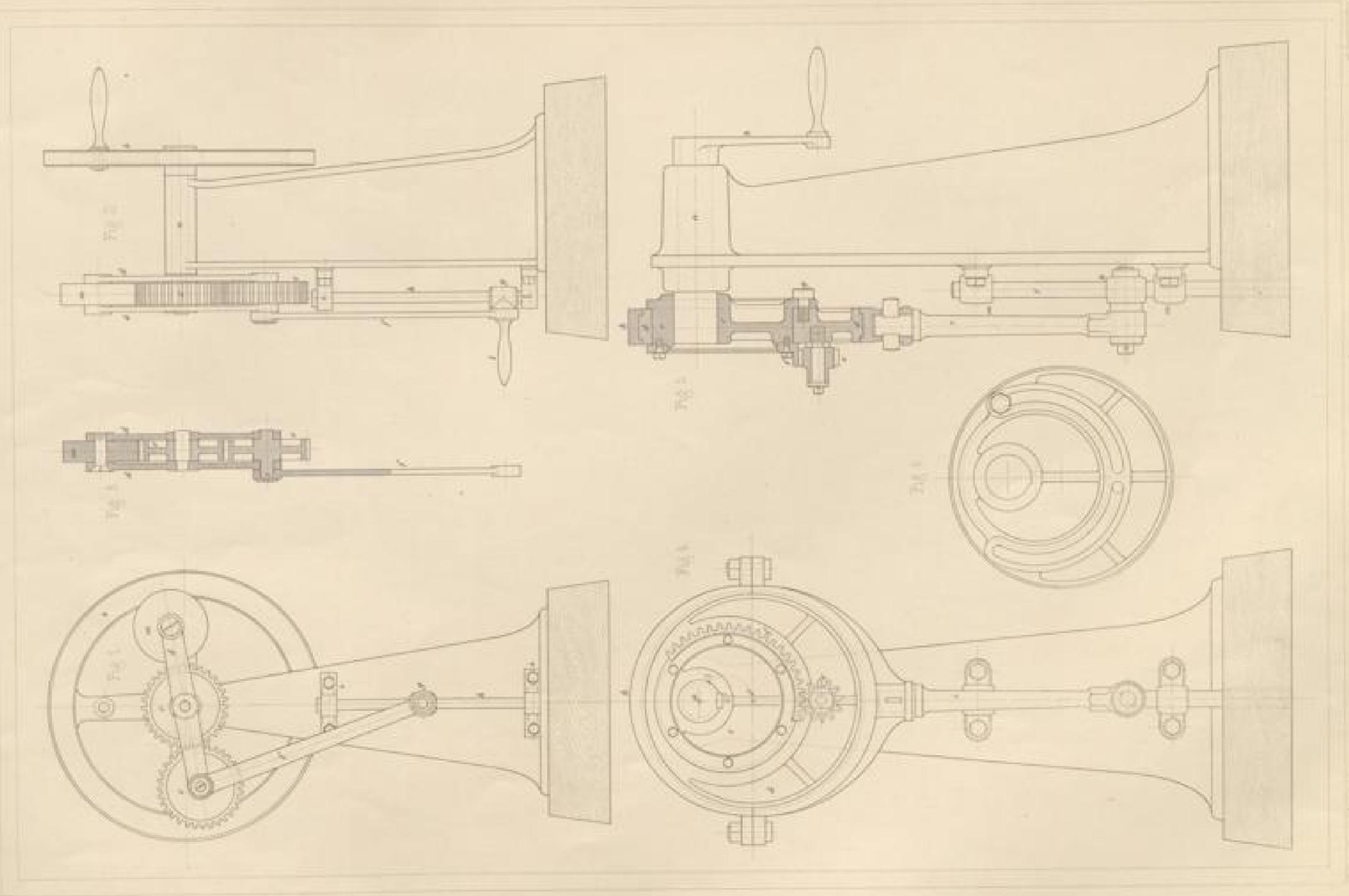
Für Maschinen



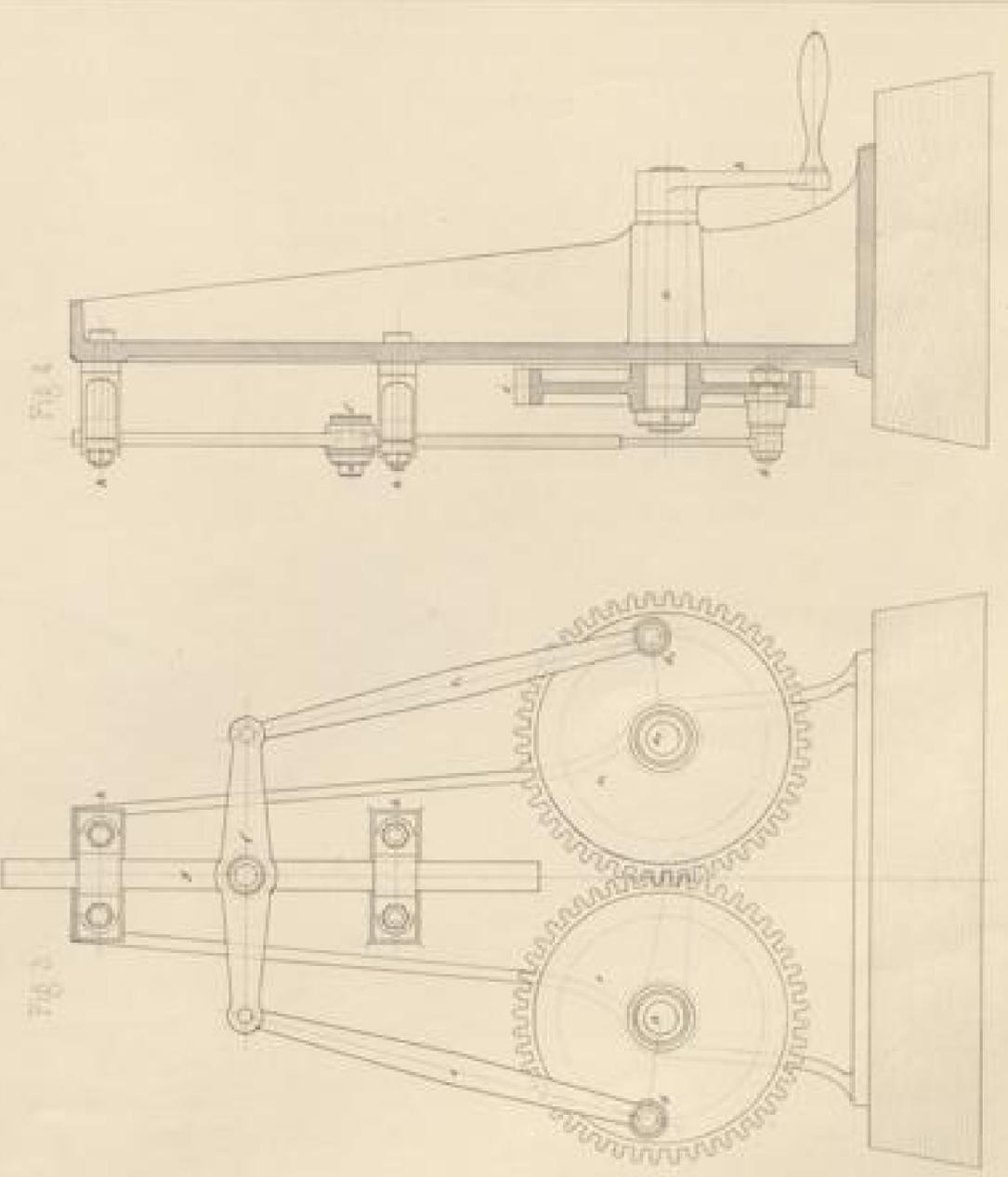
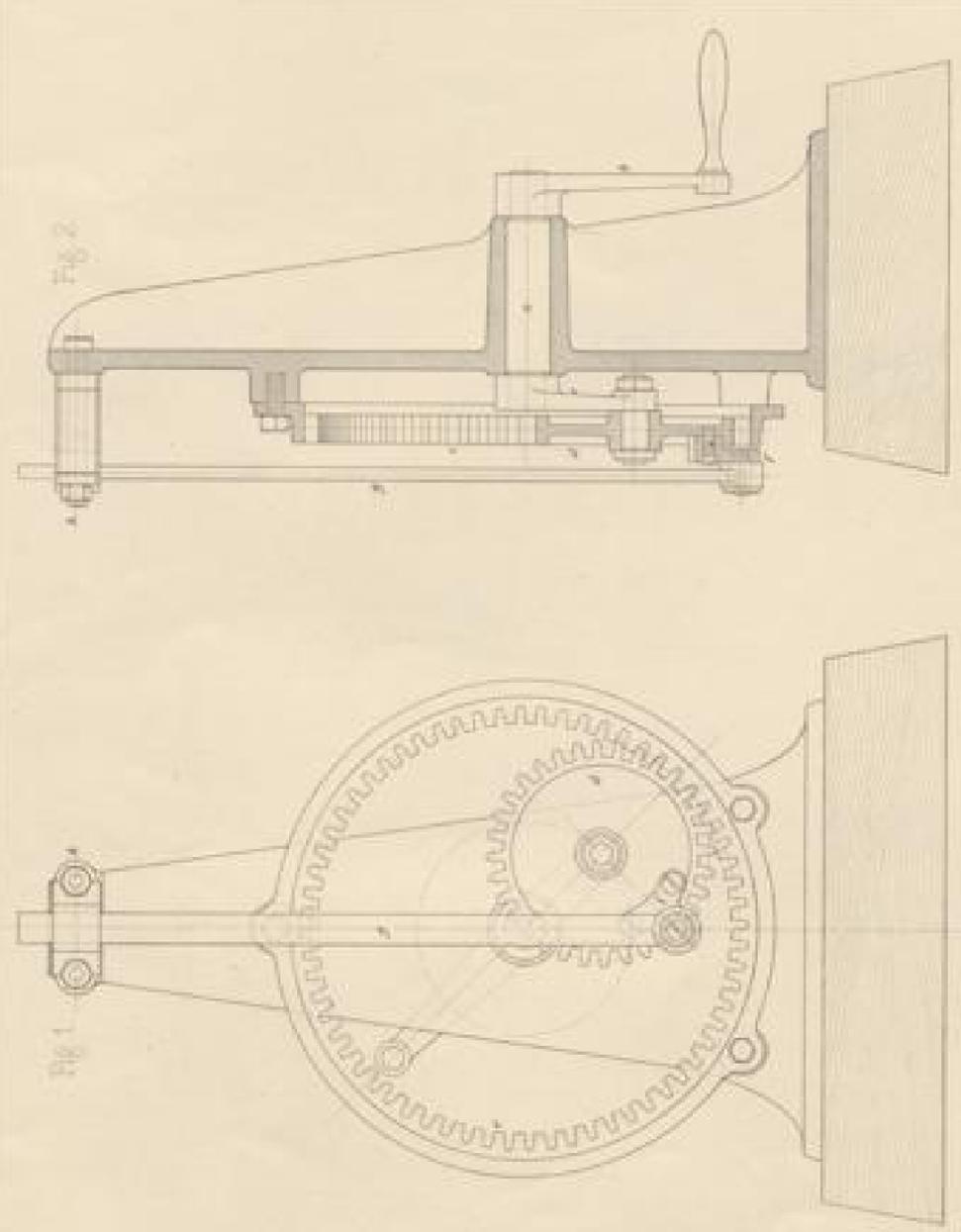
3. 1. 1894

PLANETENRAD VERSTELLBARES EXZENTRIK

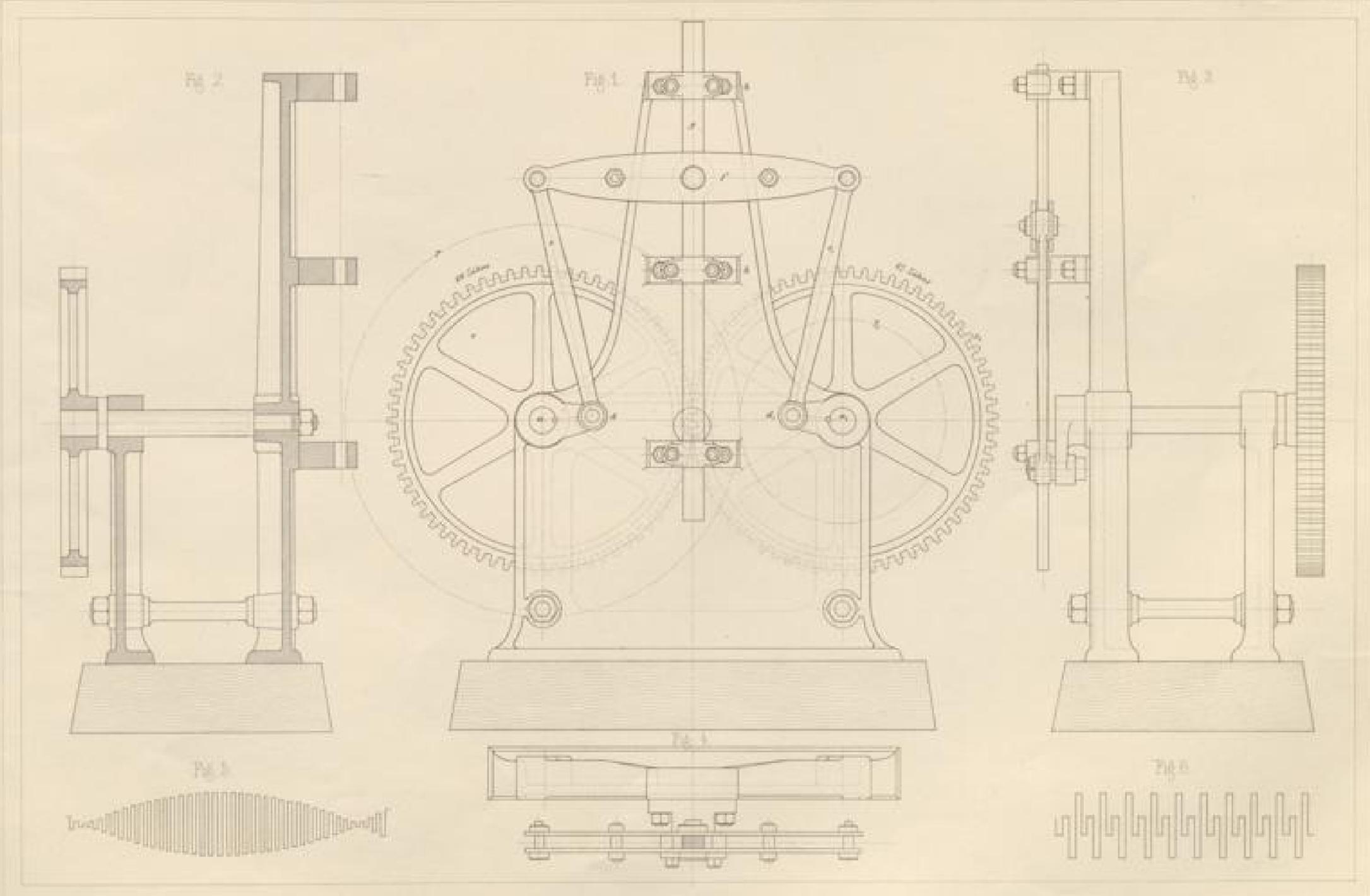
Tafel VII



N. der Modellgröße



3 für Nohrgeräth



† der Modellgröße

SCHUB-DOUBLIRUNG

24471

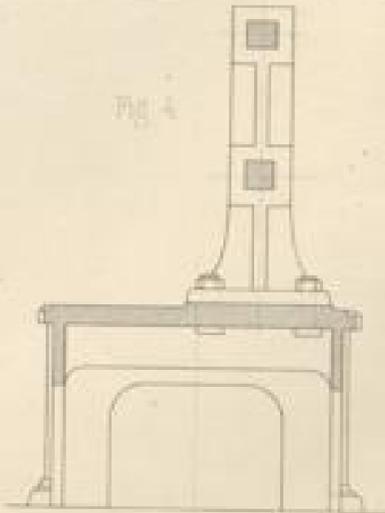
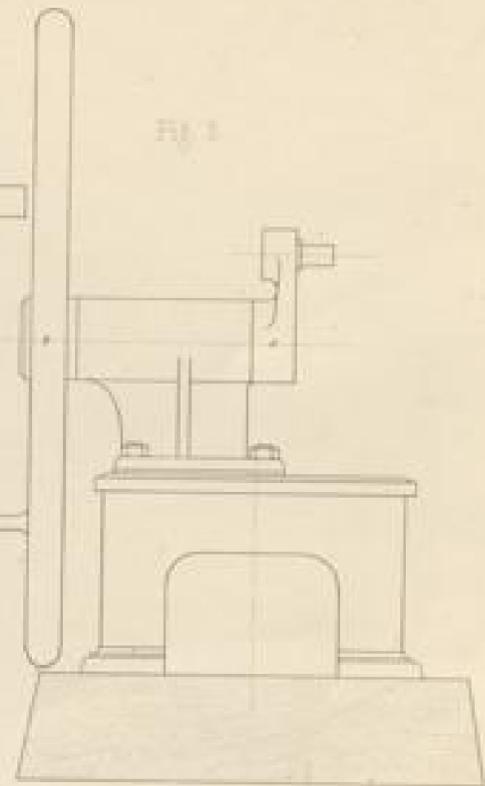
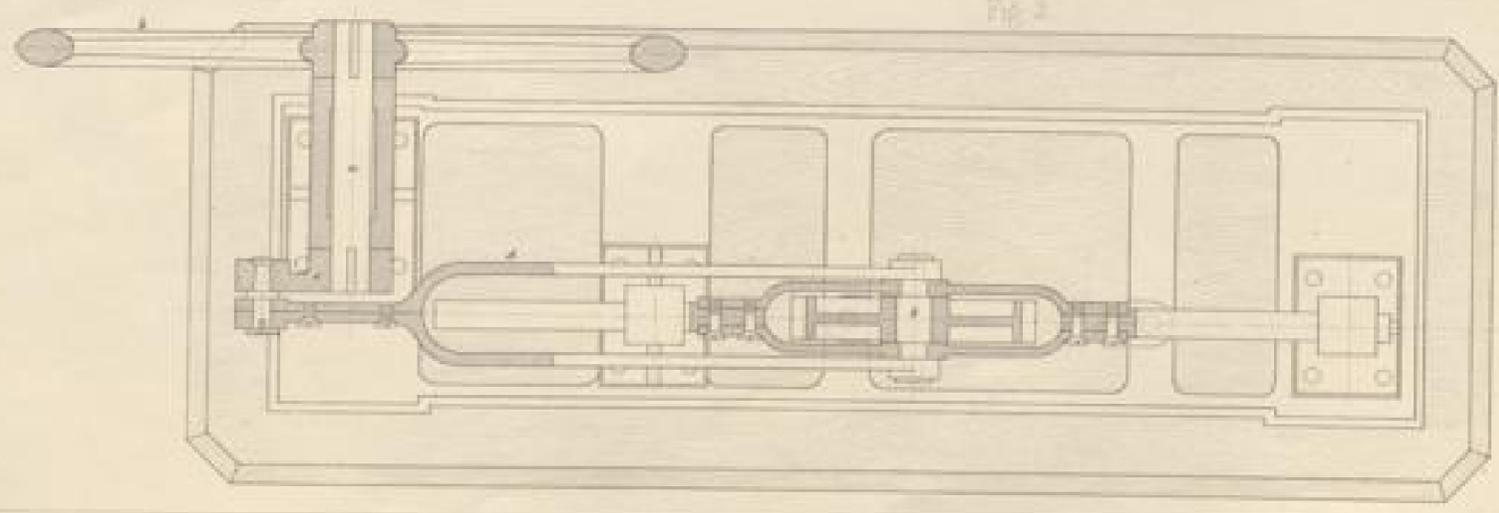
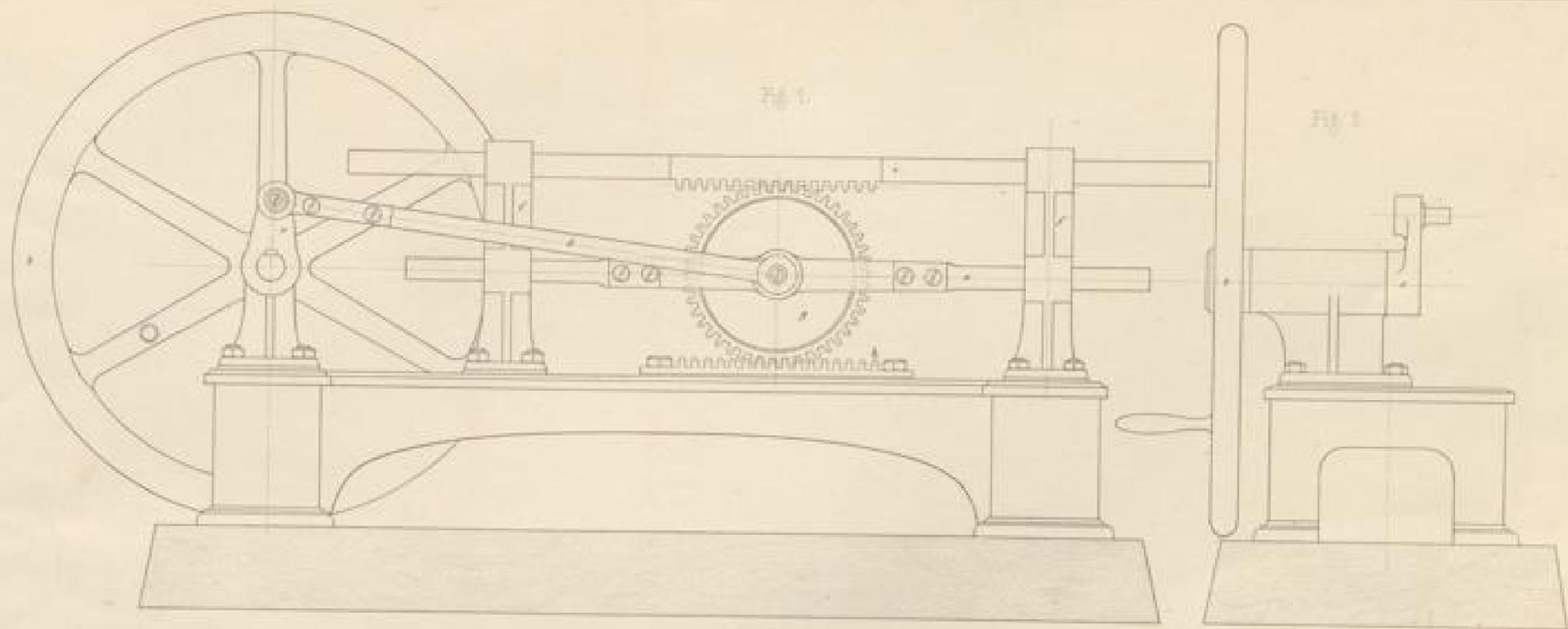
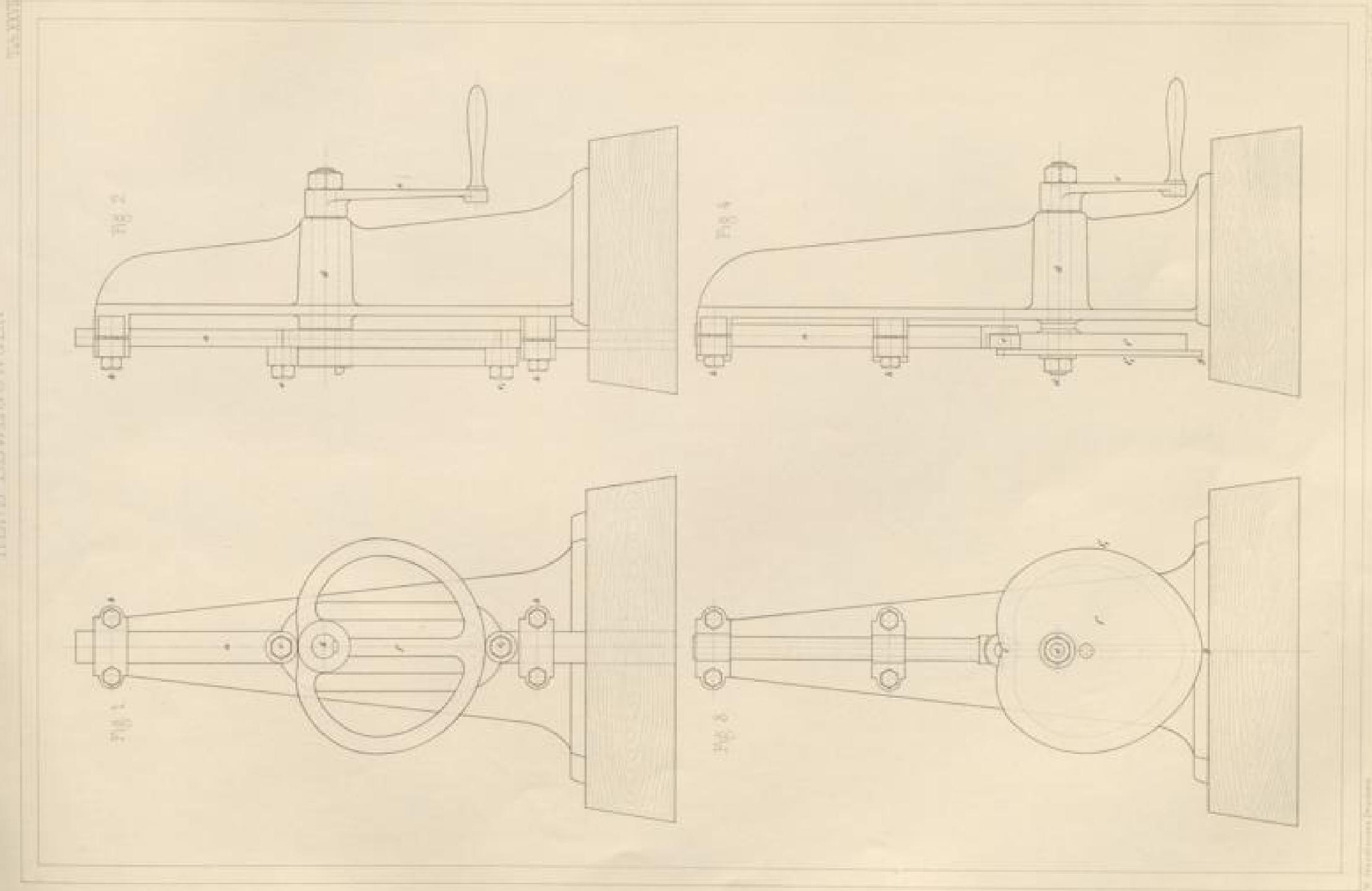


Fig. 1 der Modellgröße



1. Letz. Modellgröße

V. H. Schmid & Co. Mannheim

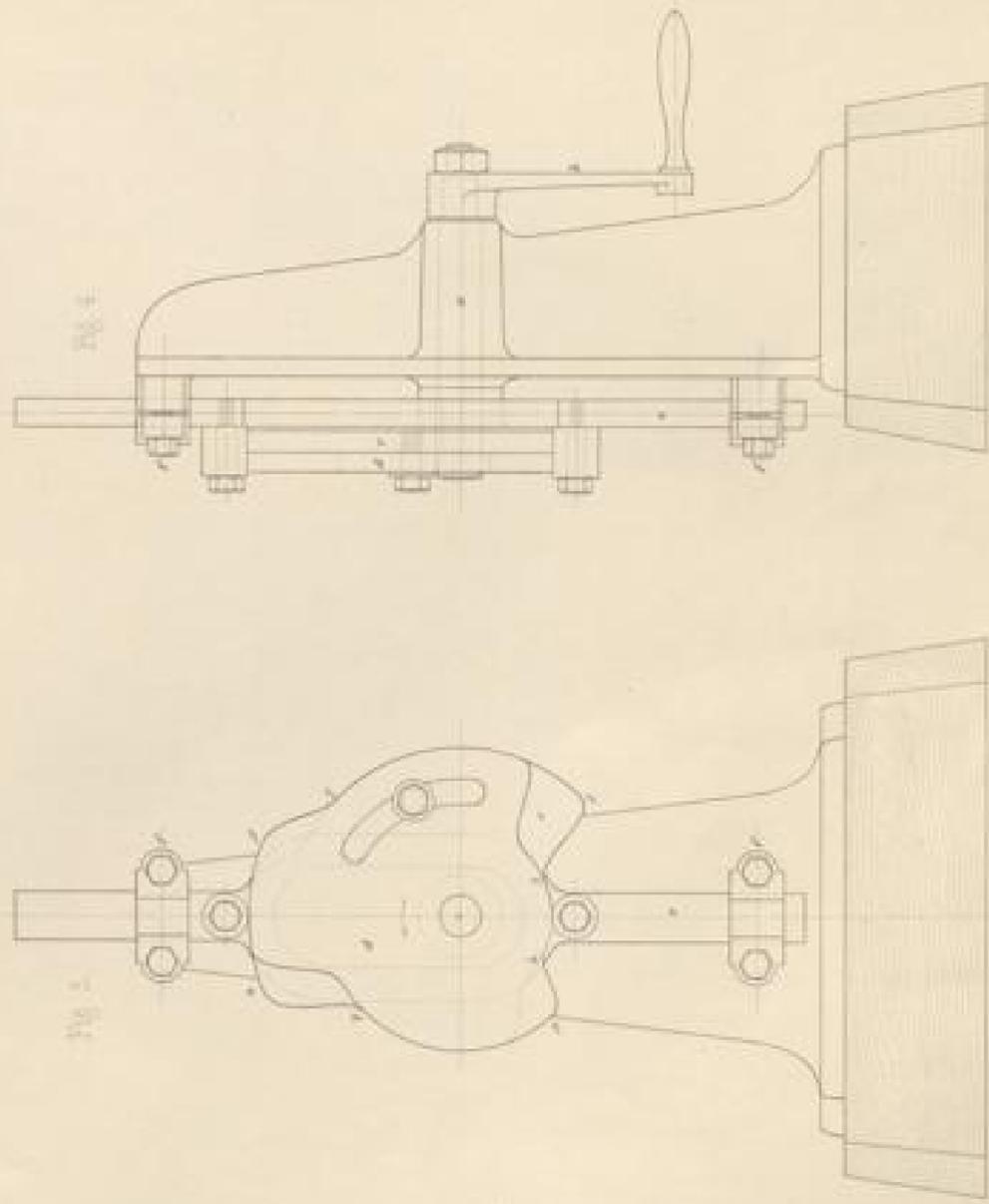
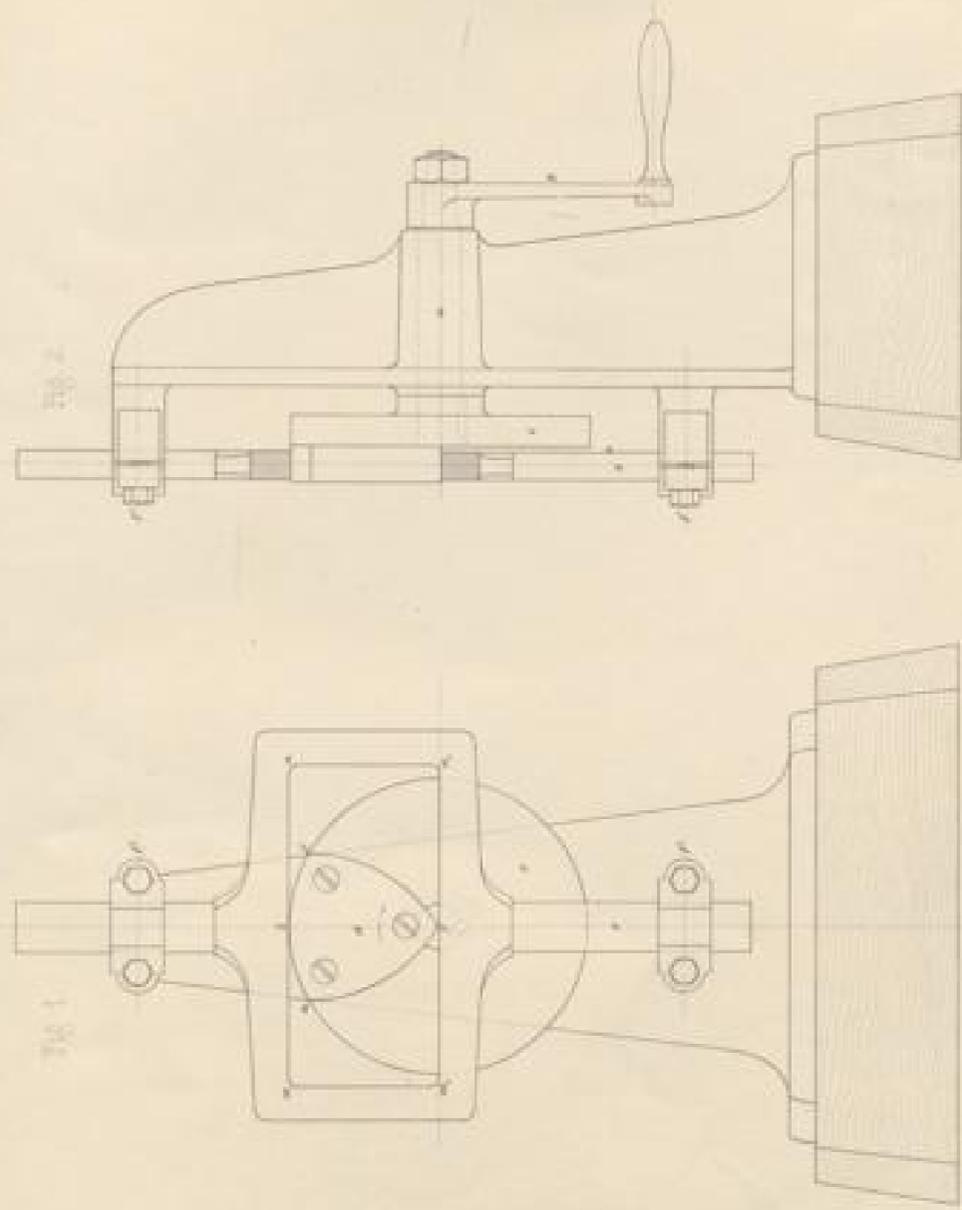
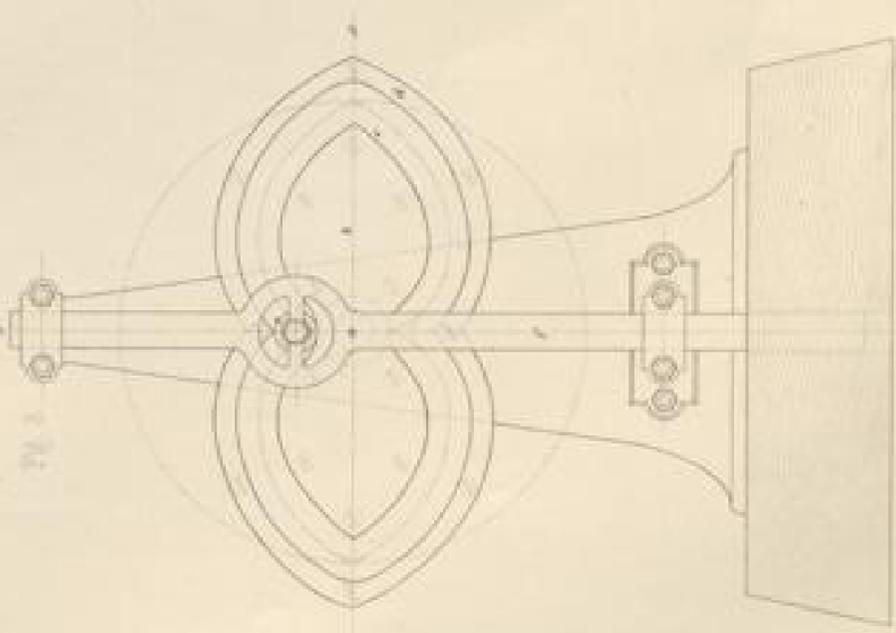
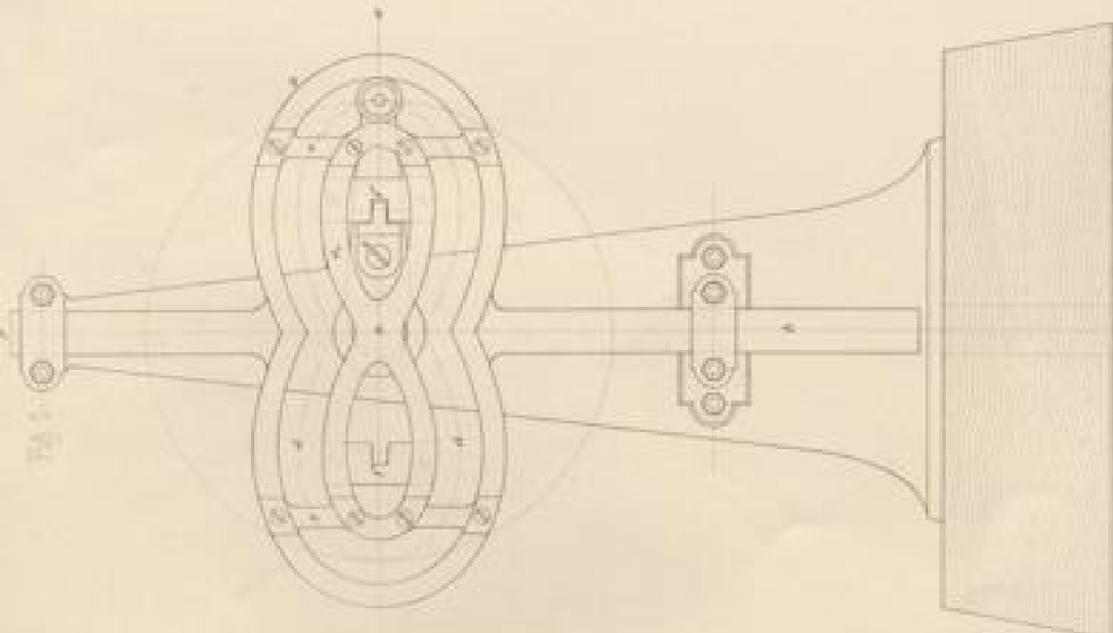
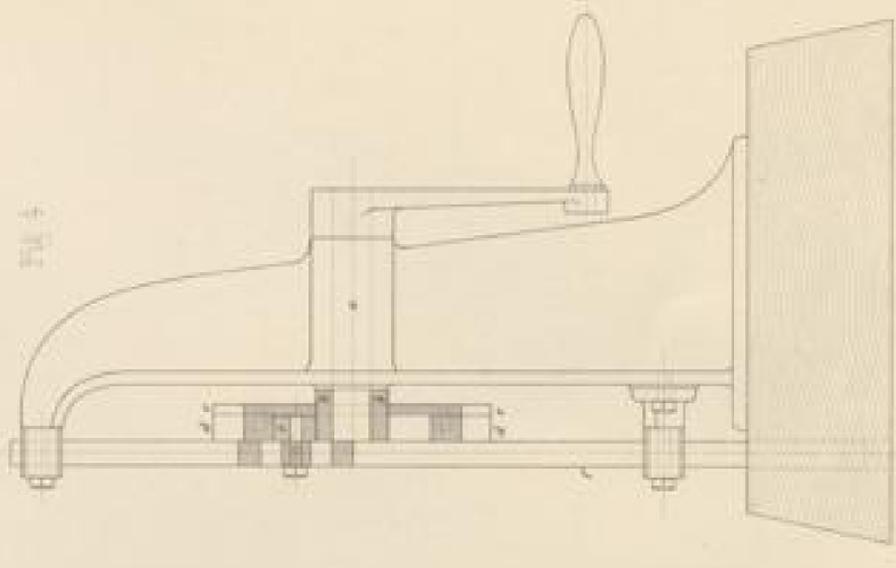
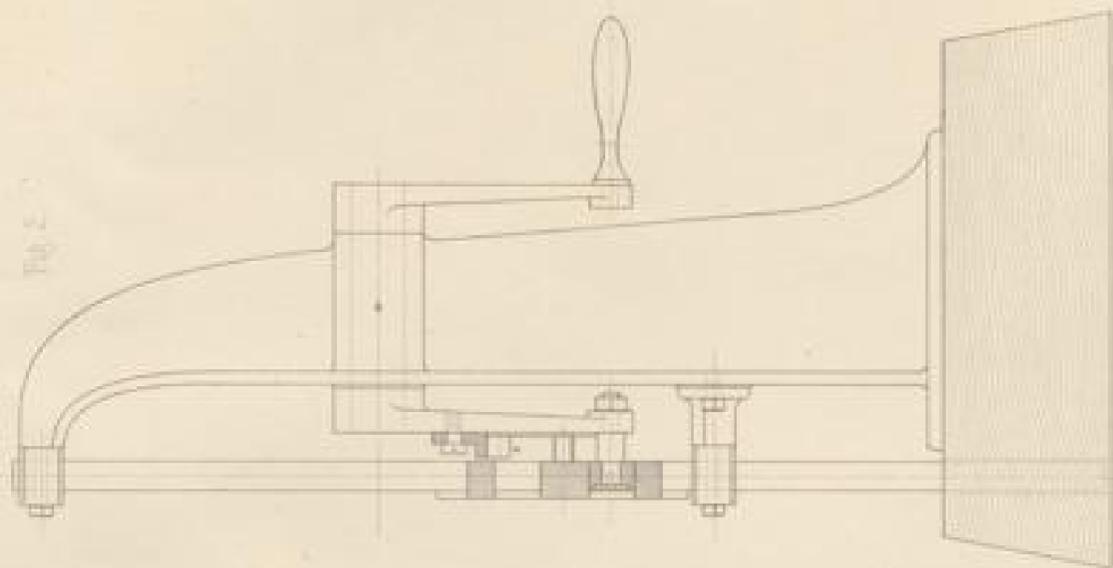


Fig. 1-4

Dr. med. J. Müller

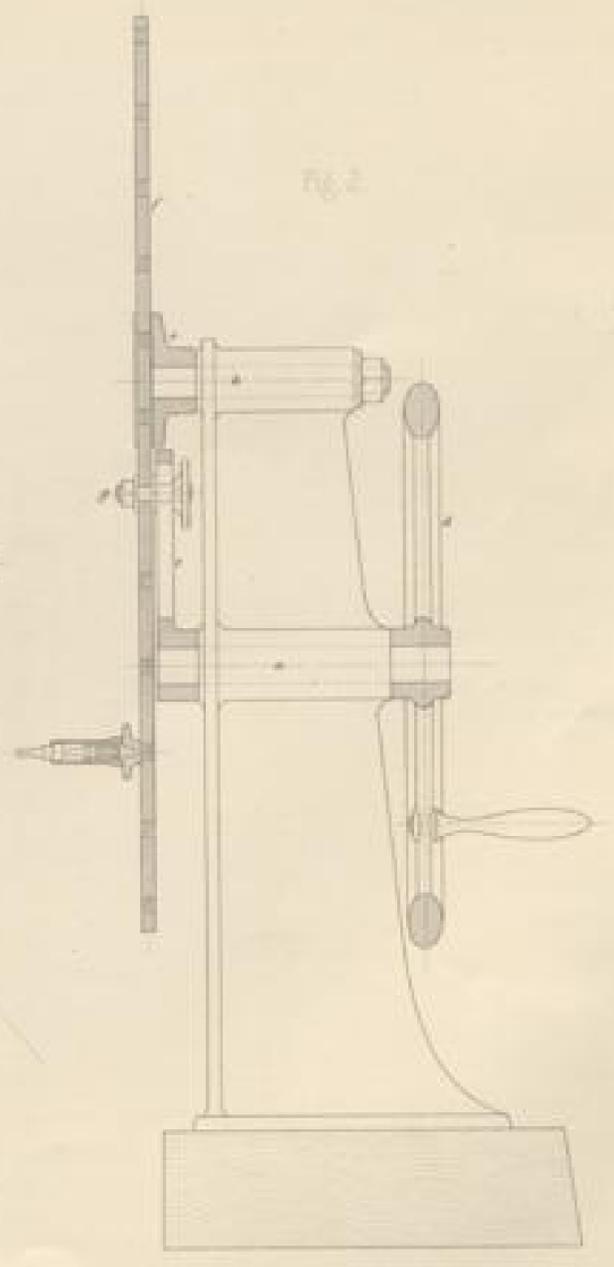
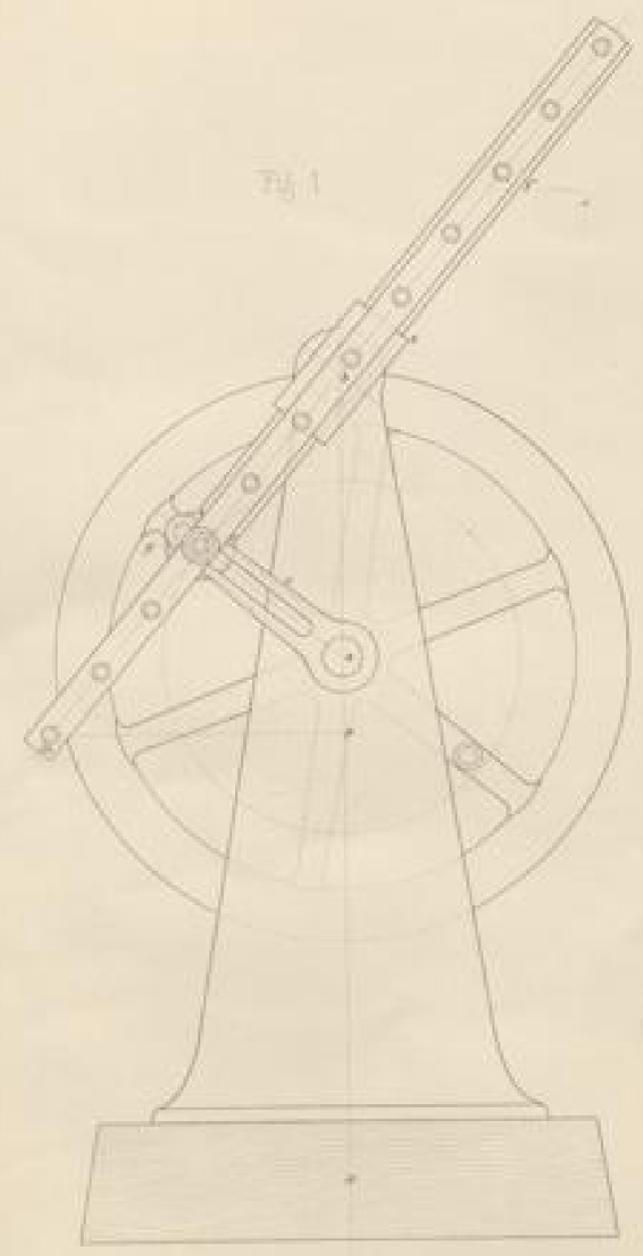


3 über: Mulschlyroße

14217

DIE MUSCHELLINIE

Tafel



1 der Modellgröße

BALANCIER MIT OBERLENKER

Fig. 1

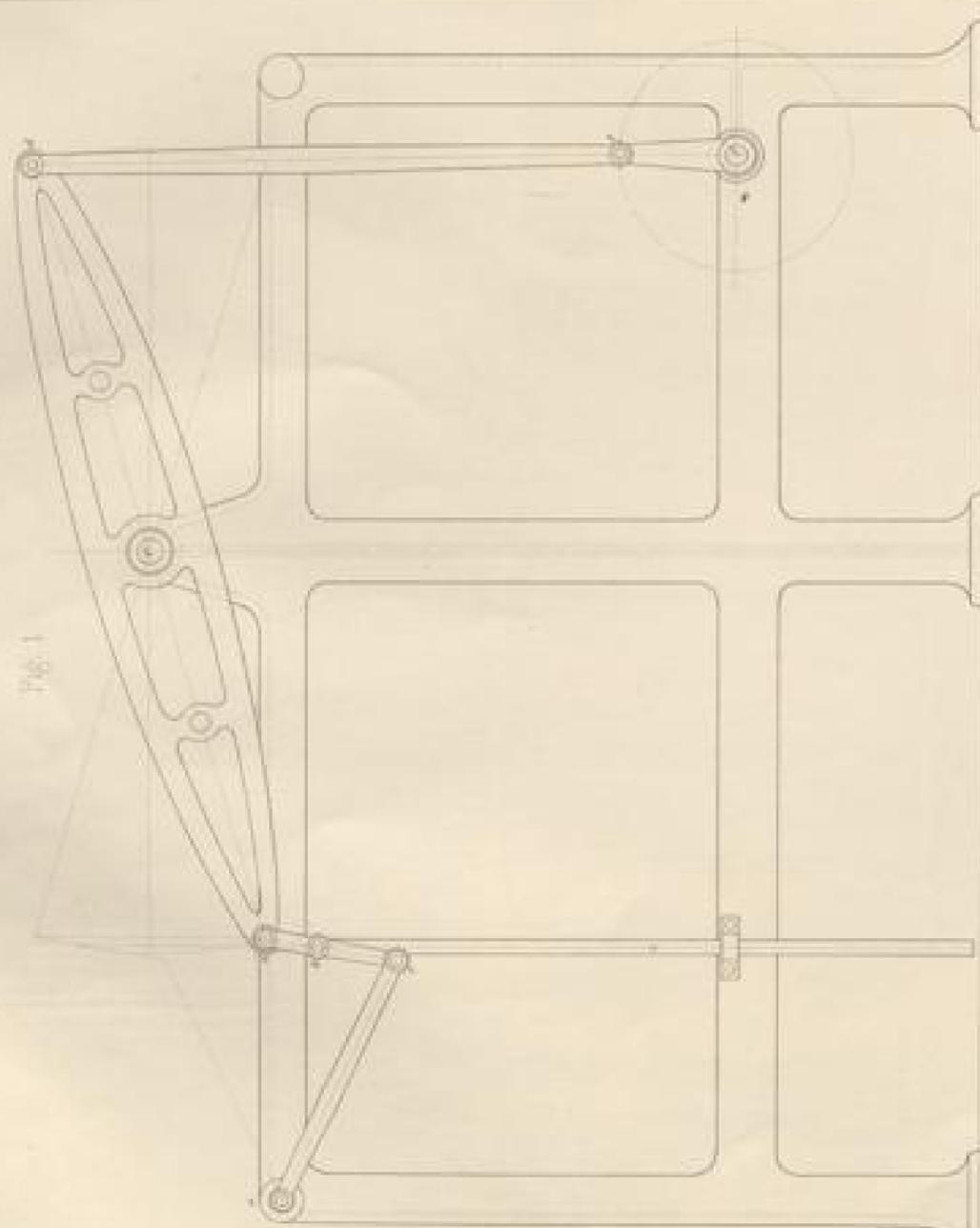


Fig. 2

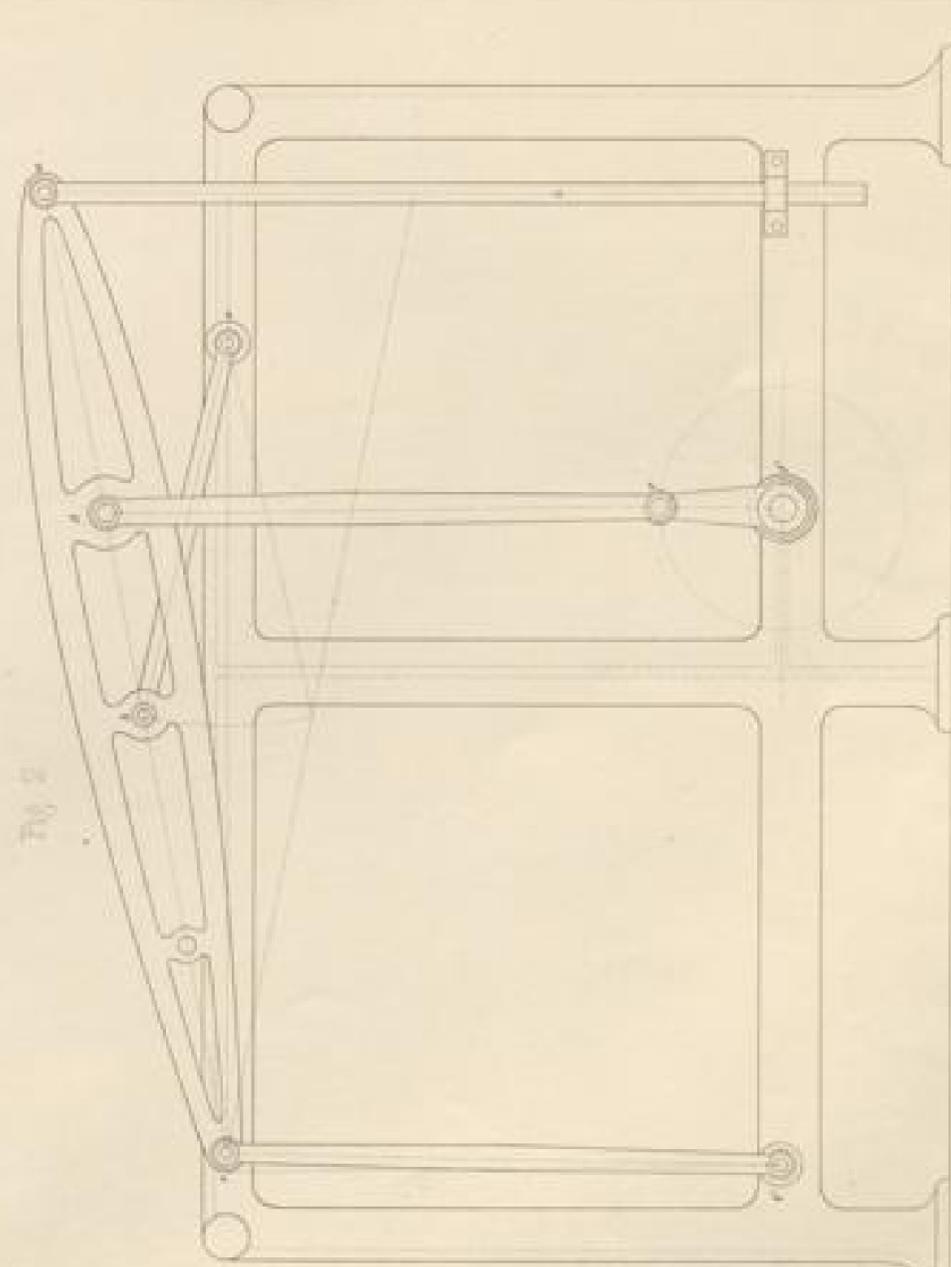


Fig. 3 der Waagschalen

BALANCIER MIT PARALL. ELEGRAMM

TM. XXVI

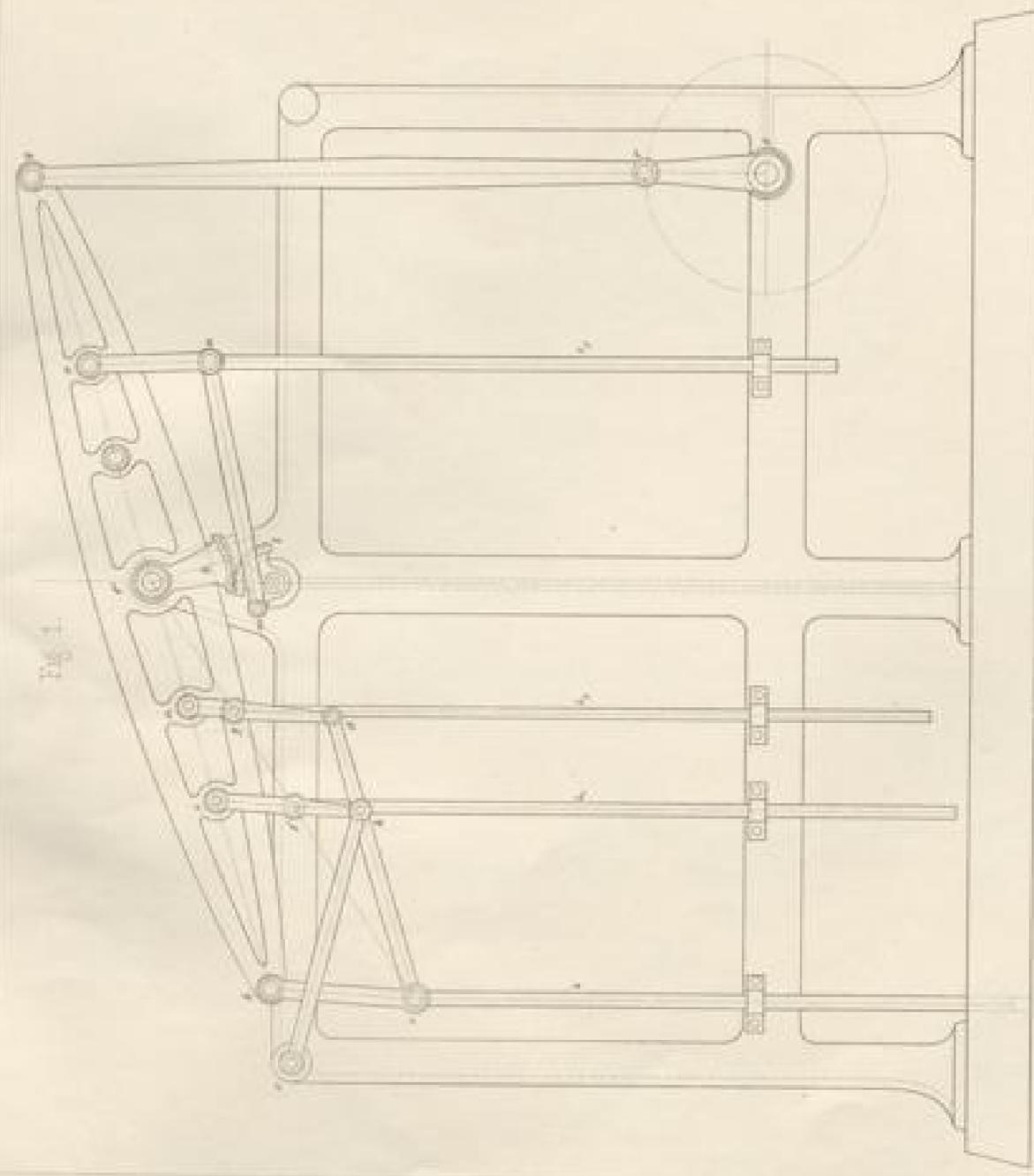


Fig. 1

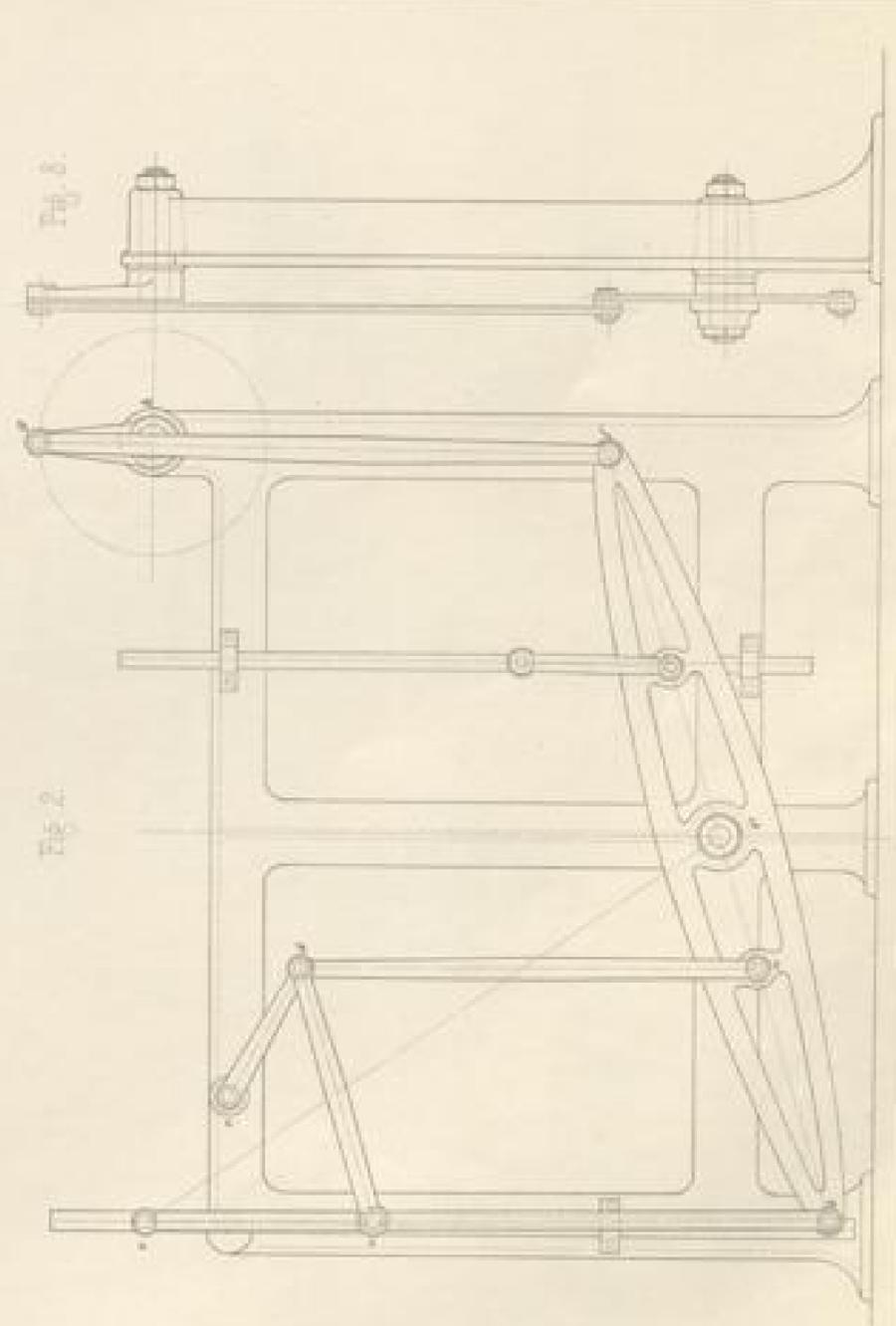


Fig. 2

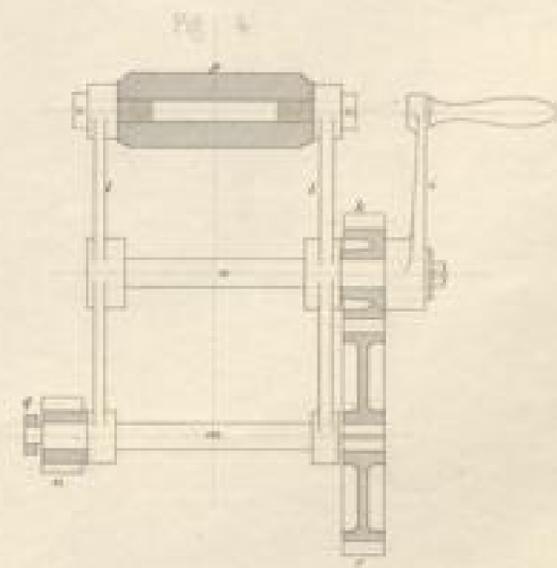
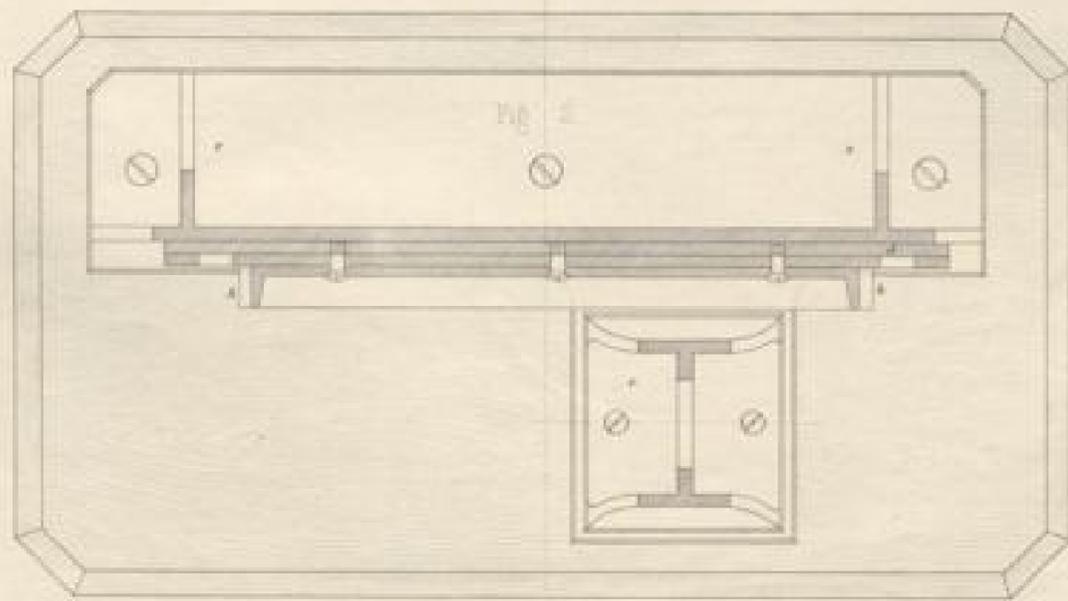
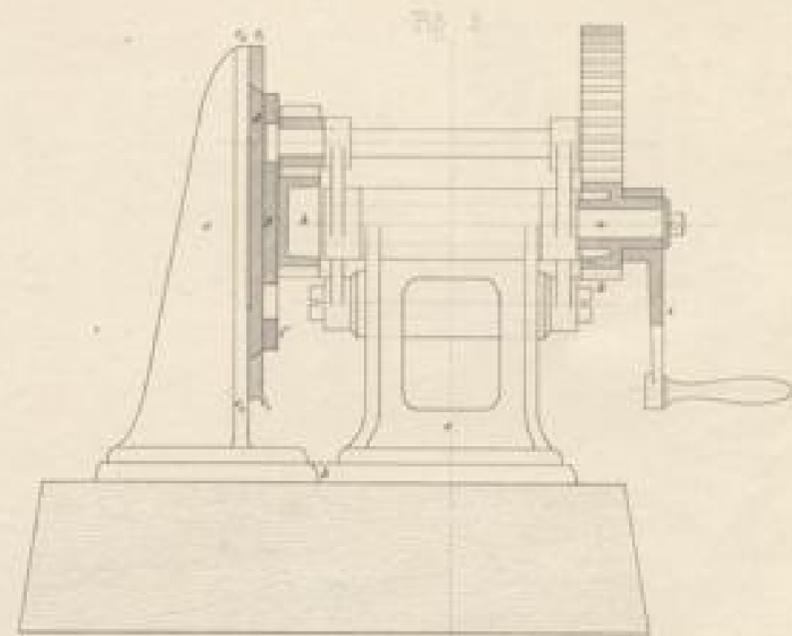
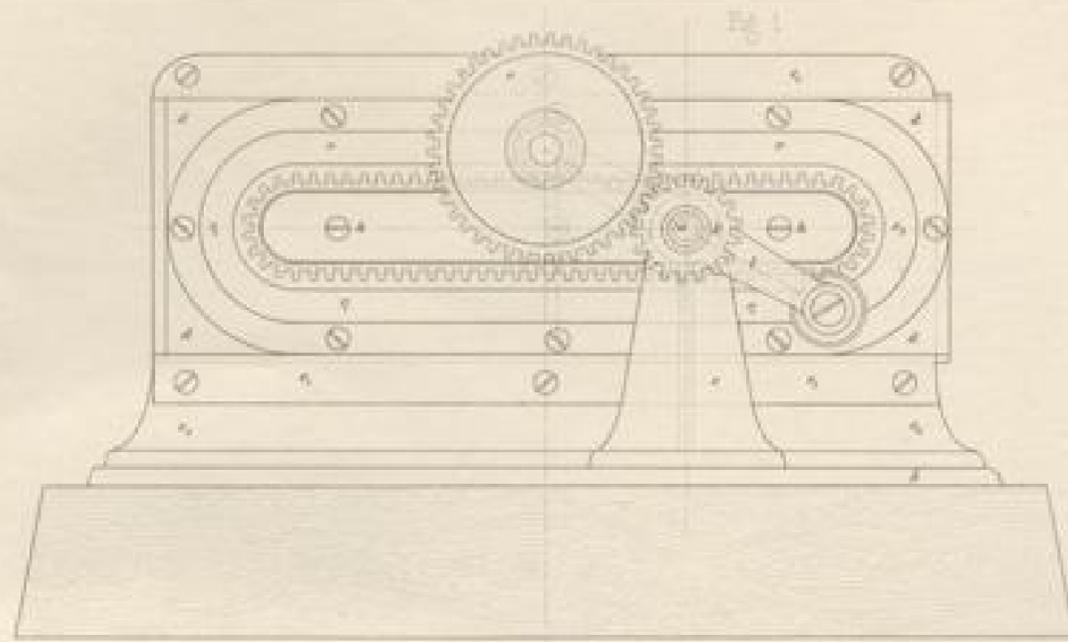
Fig. 3

Prof. Dr. J. Cremona

der Maschinenfabrik

RECHEN-BEWEGUNG

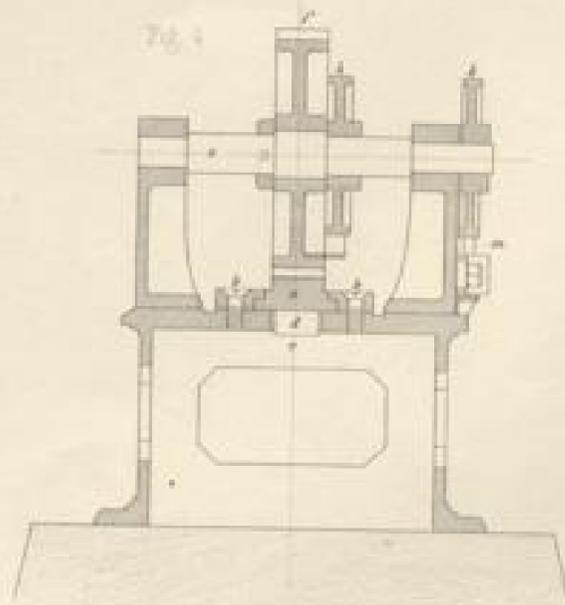
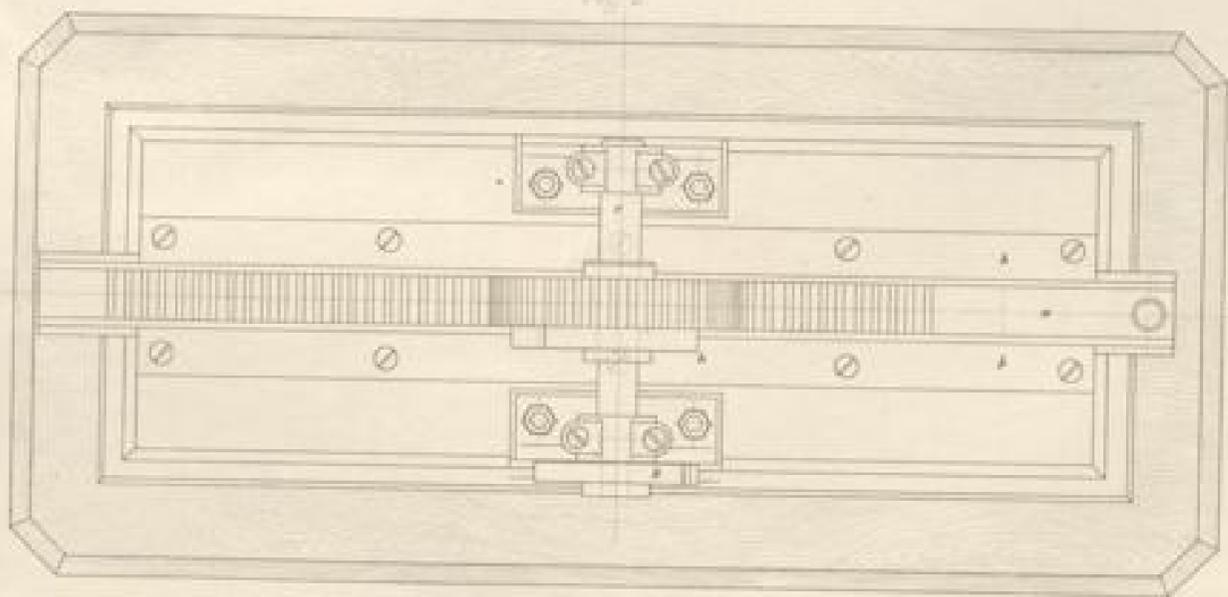
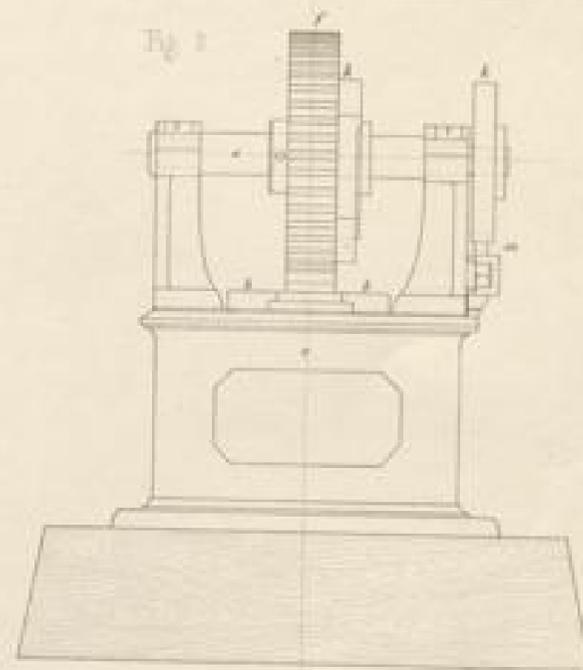
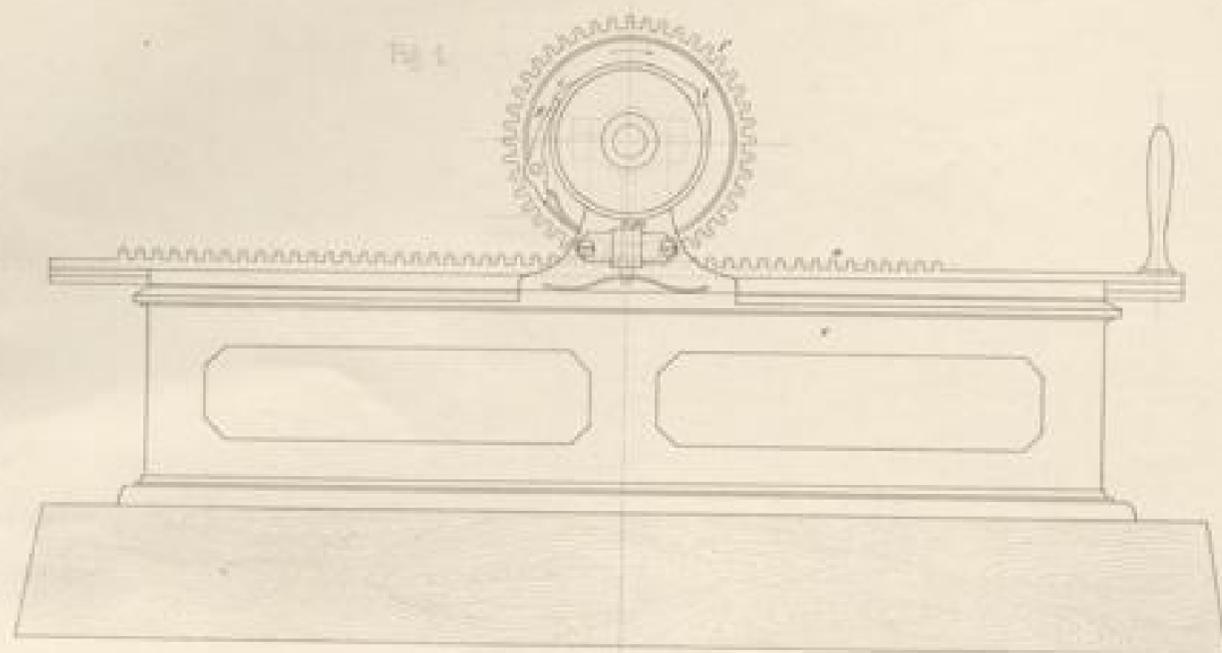
Taf. XXXVII



5. der Modellgeßel

SCHALTUNG MIT ZAHNSTANGE

Tafel XXIV



2 der Modellgröße

HALBVERZAHNTE RÄDER

25.000

Fig. 1

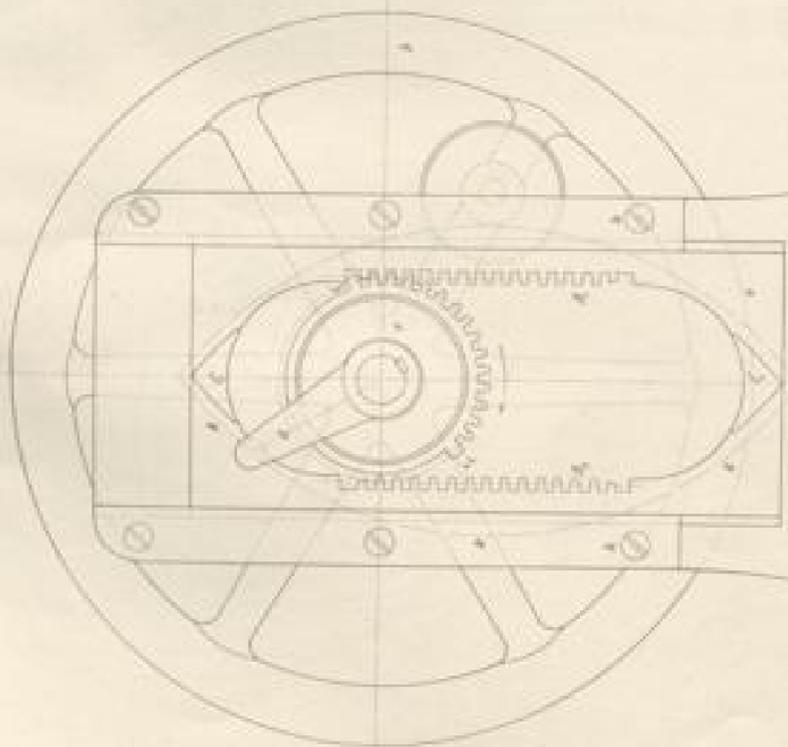


Fig. 2

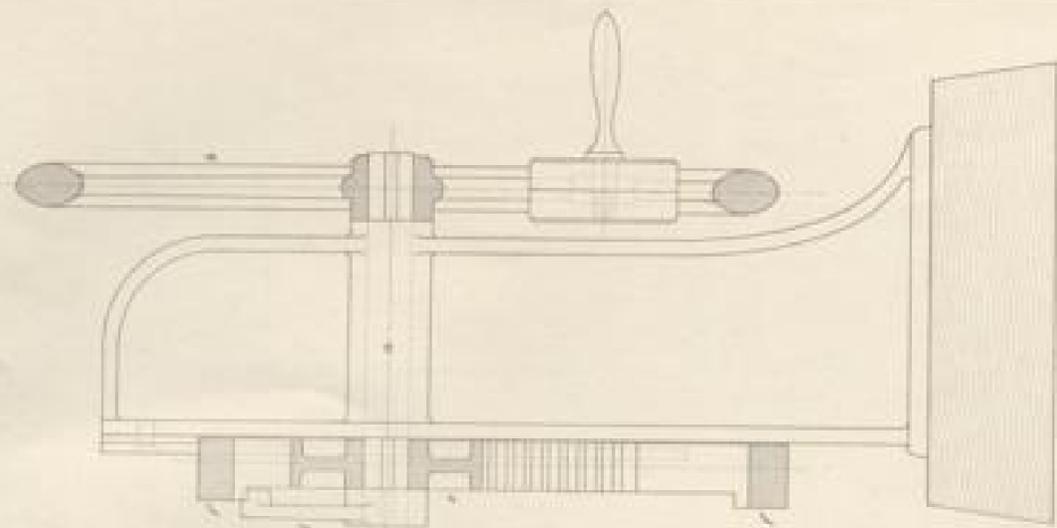
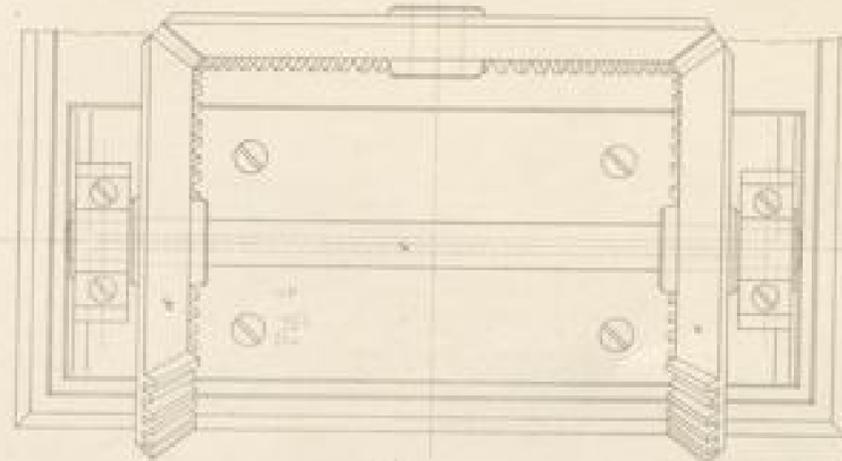
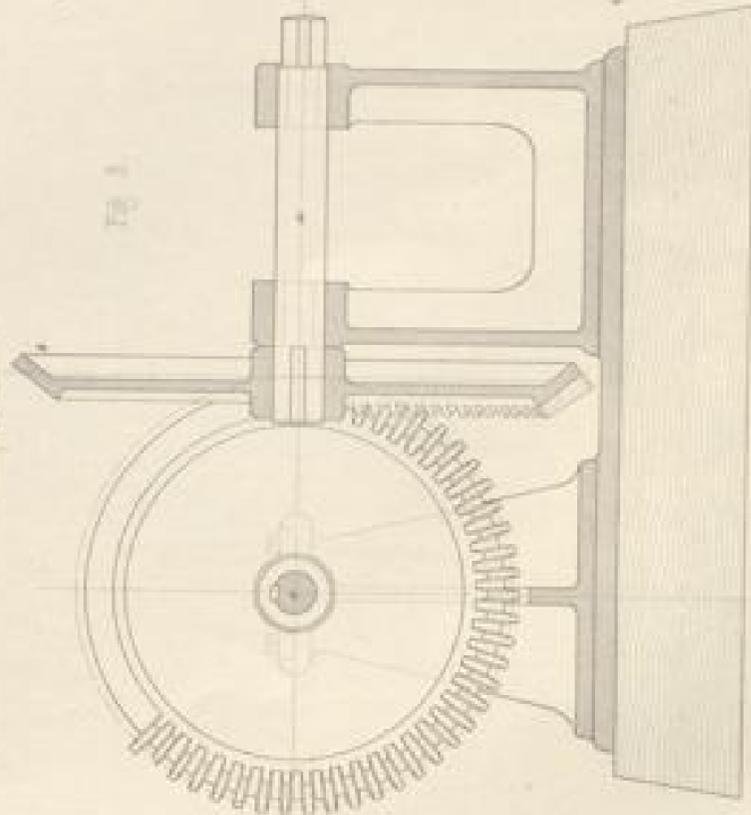


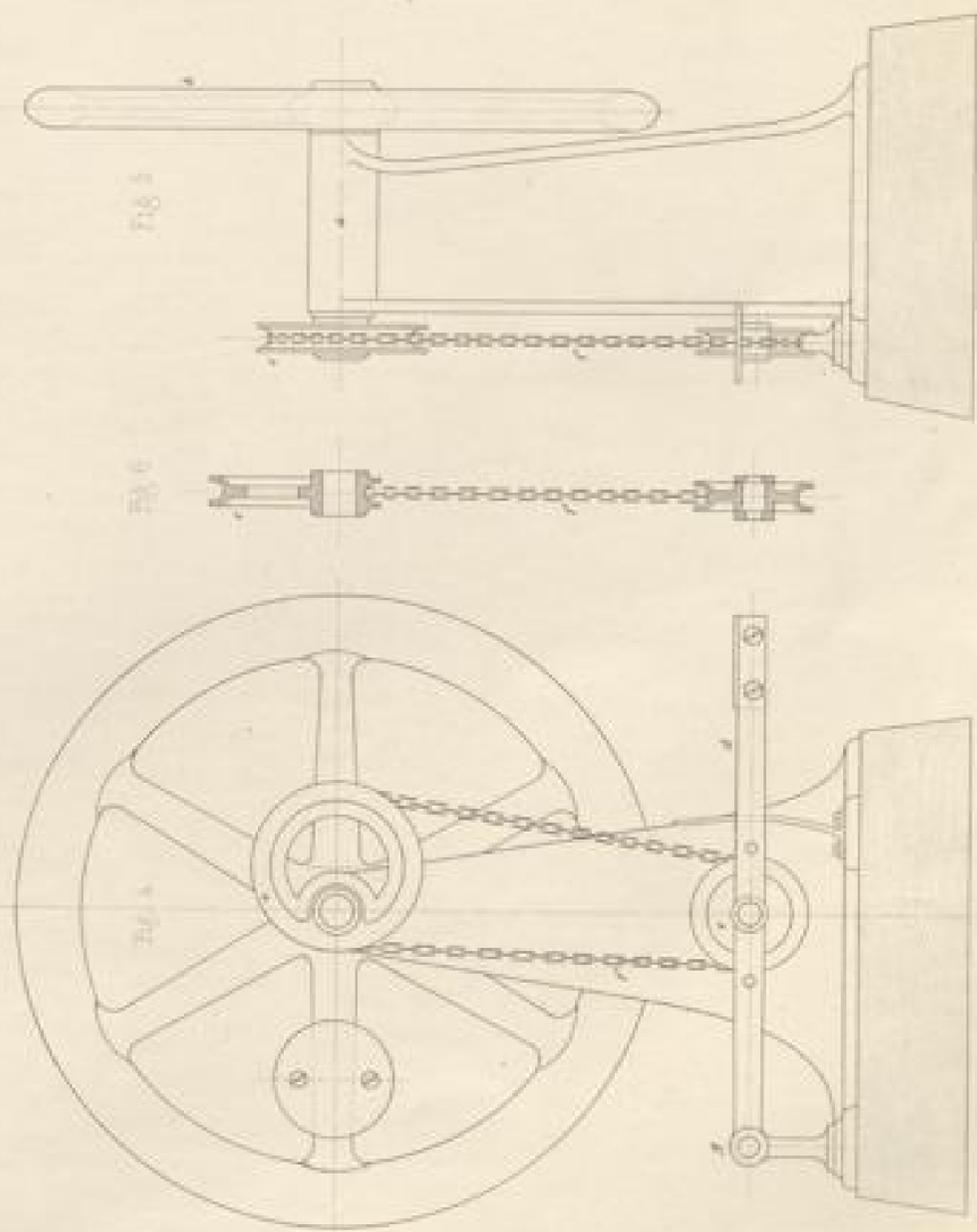
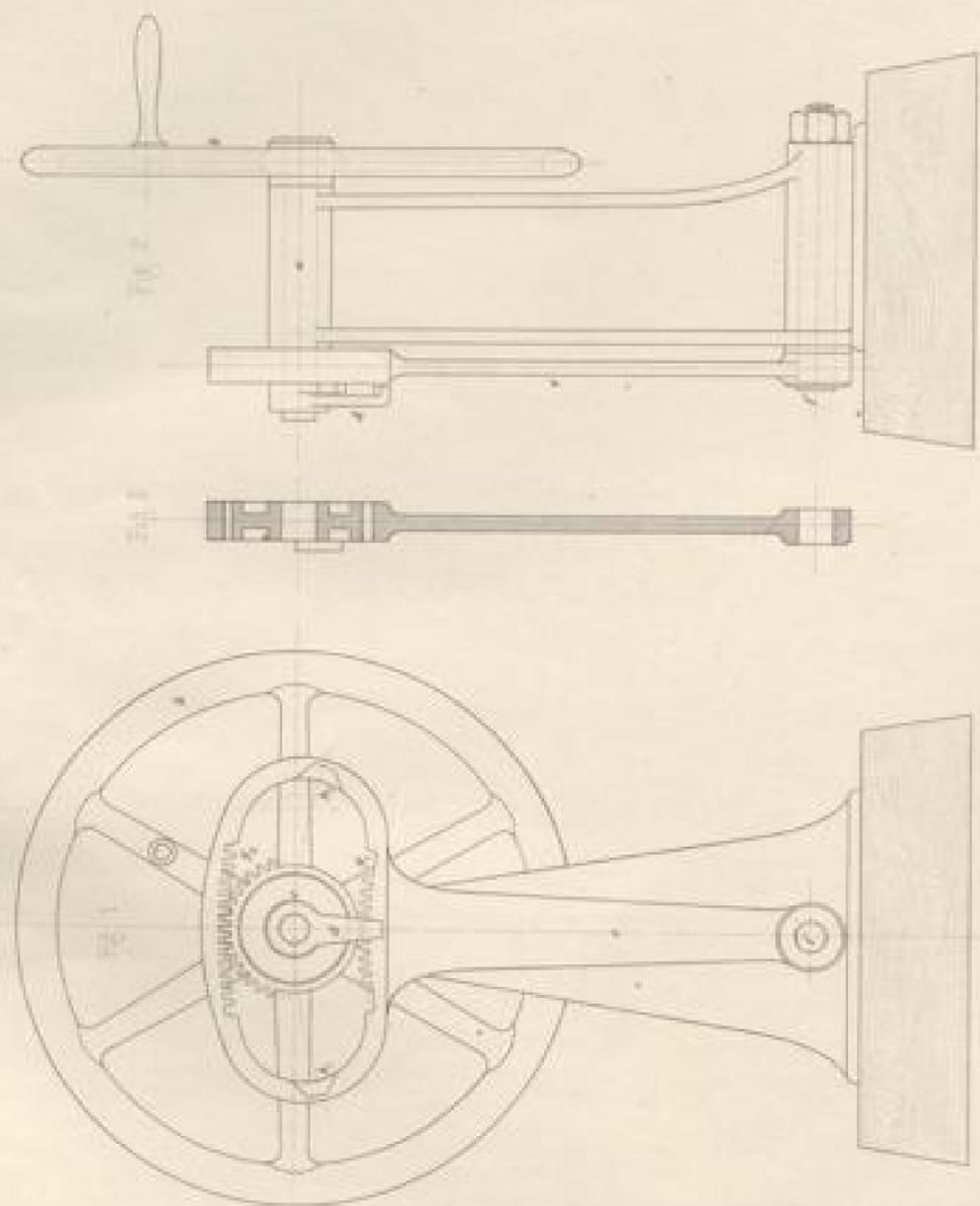
Fig. 3



1 der Modellgröße

VERZAHNTE SCHWINGELTRITT MIT EXCENTRIKUM

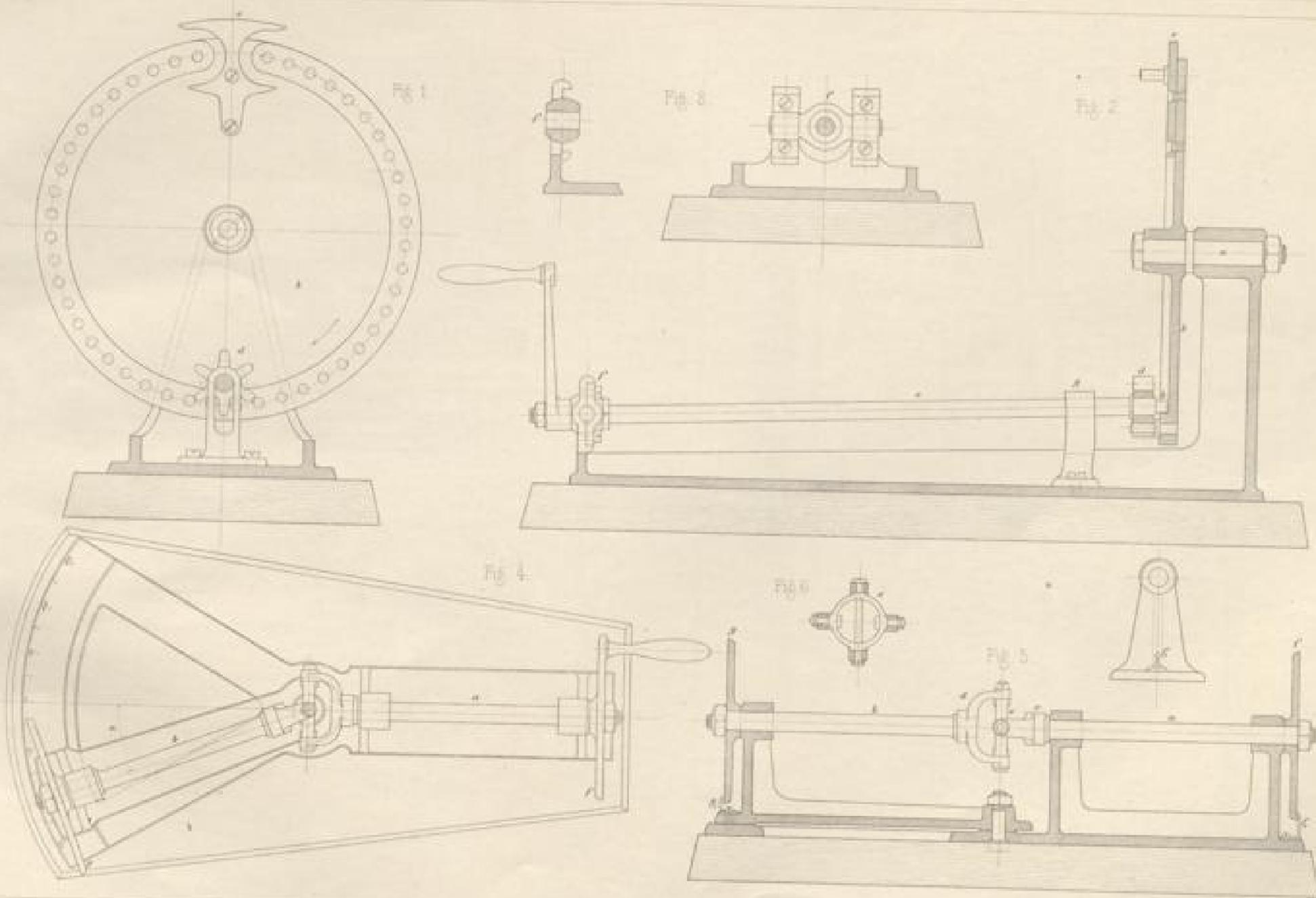
Tafel XXXV



Von Holzmann

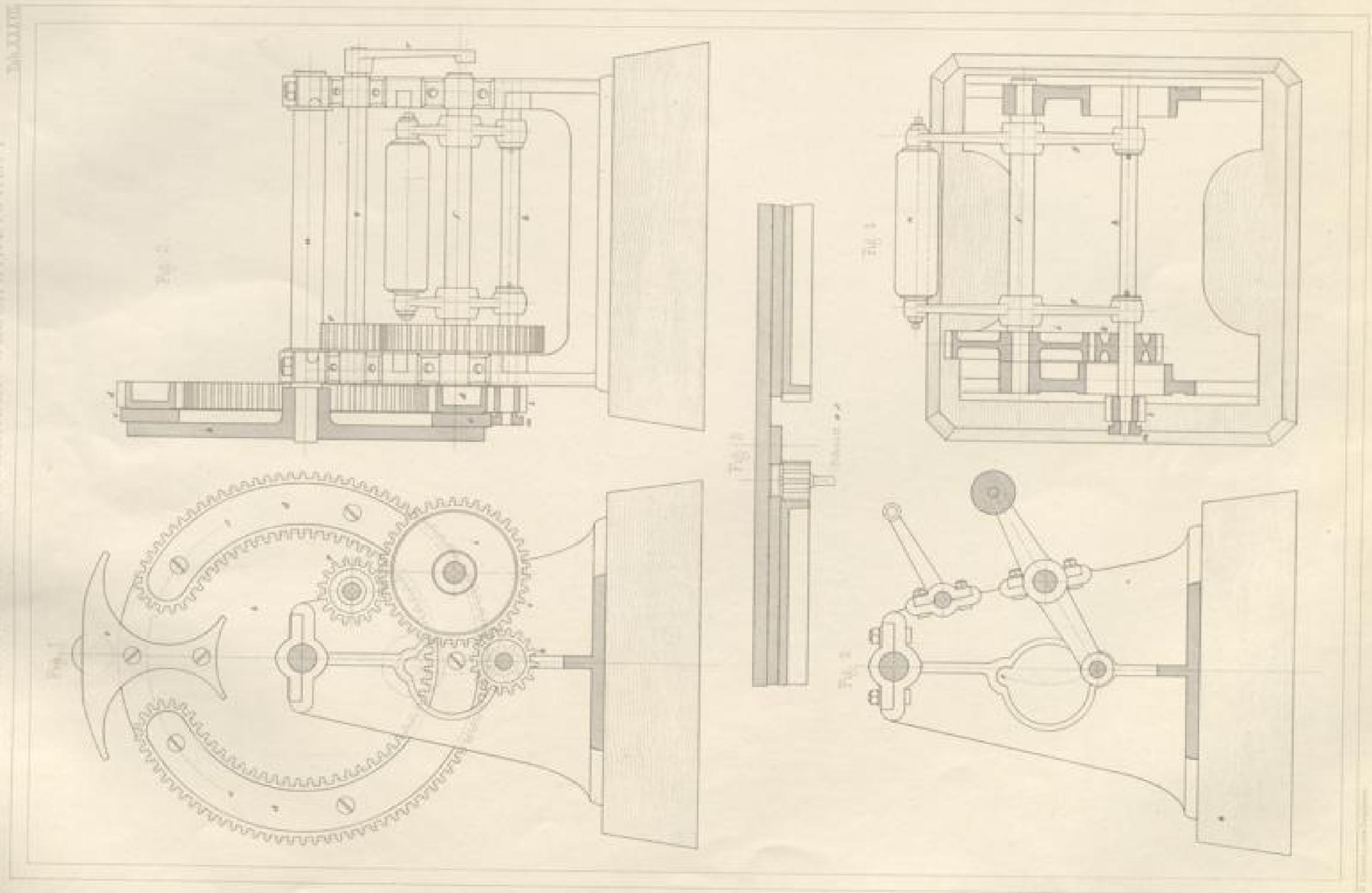
MANGELRAD - HOOK'SCHER SCHLÜSSEL

Bl. XIV



$\frac{1}{2}$ der Modellgröße

MANOEBRAD MIT WECHSELNDE ROTESCHWINDIGKEIT



4 der Modellgröße

SCHALTUNGEN.

Taf. XXII

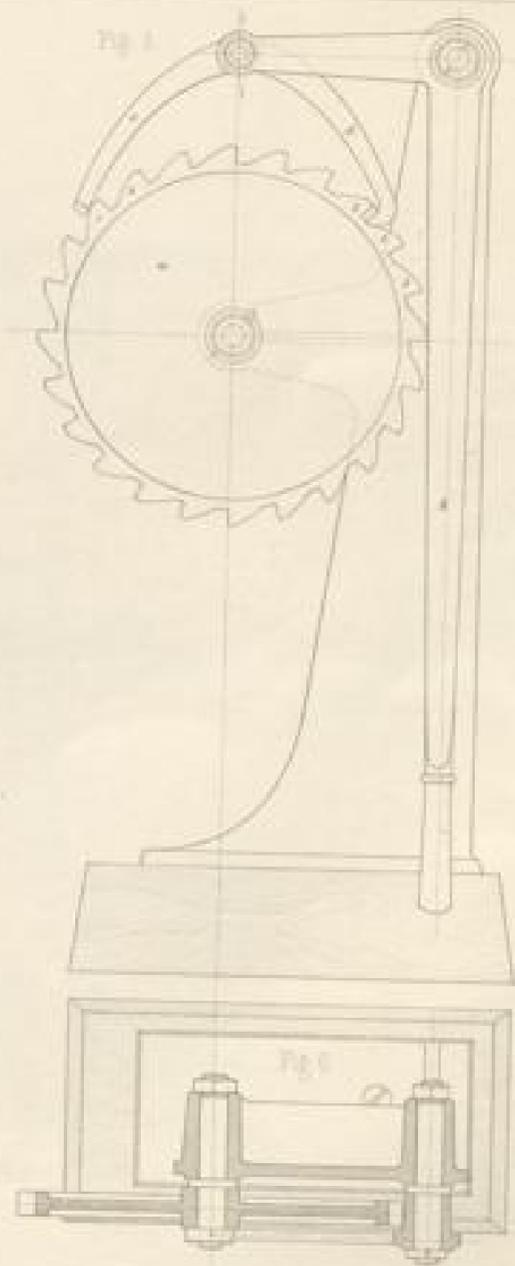
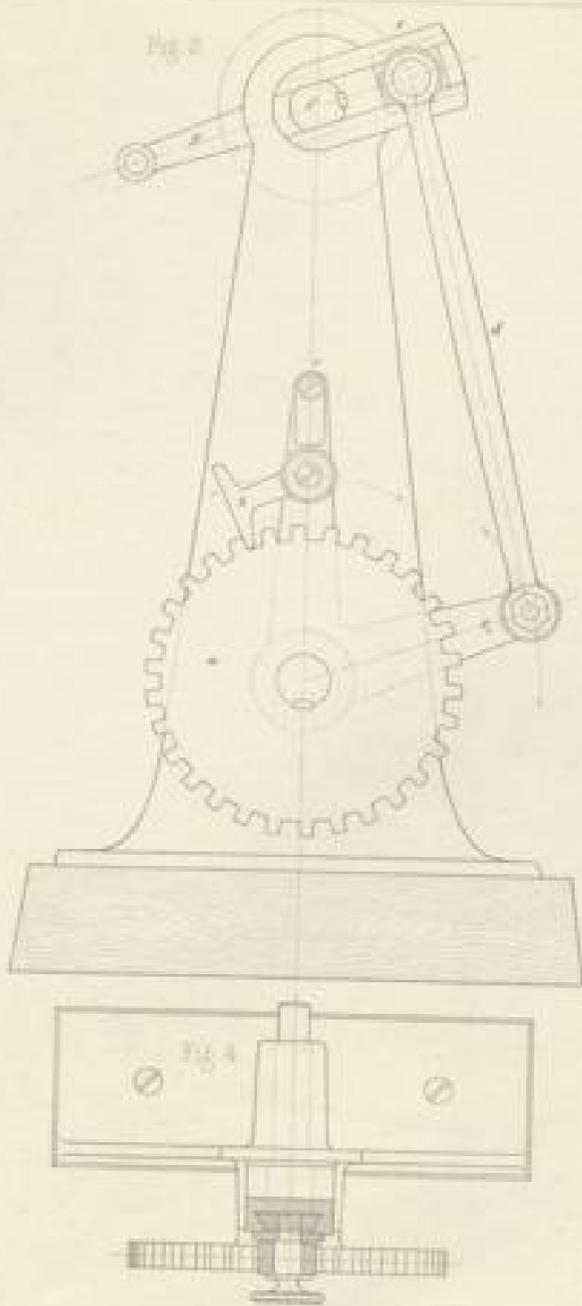
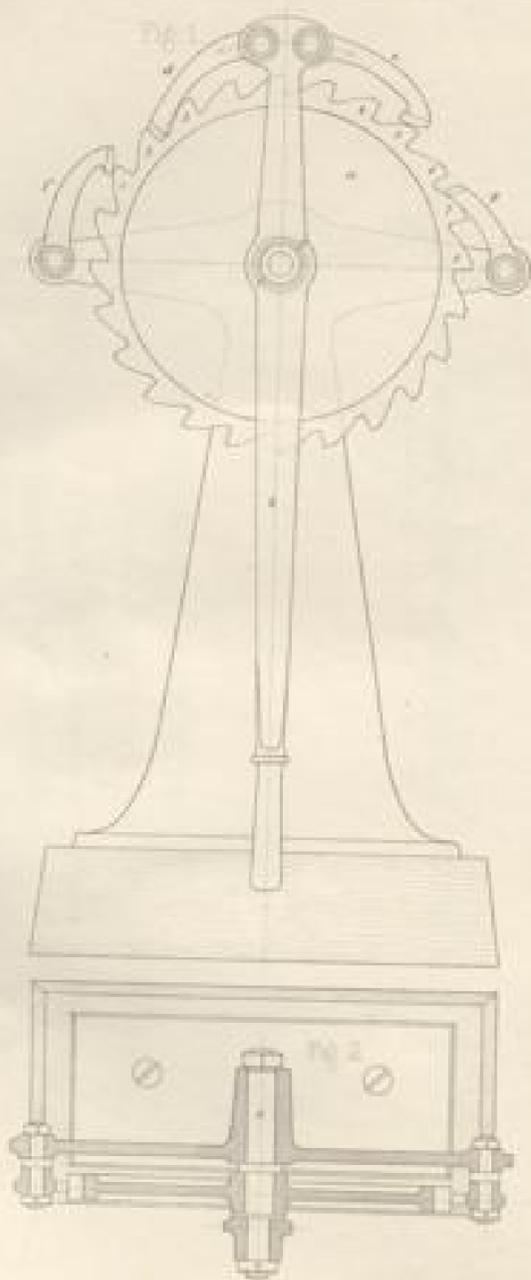


Fig. der Modellgrube

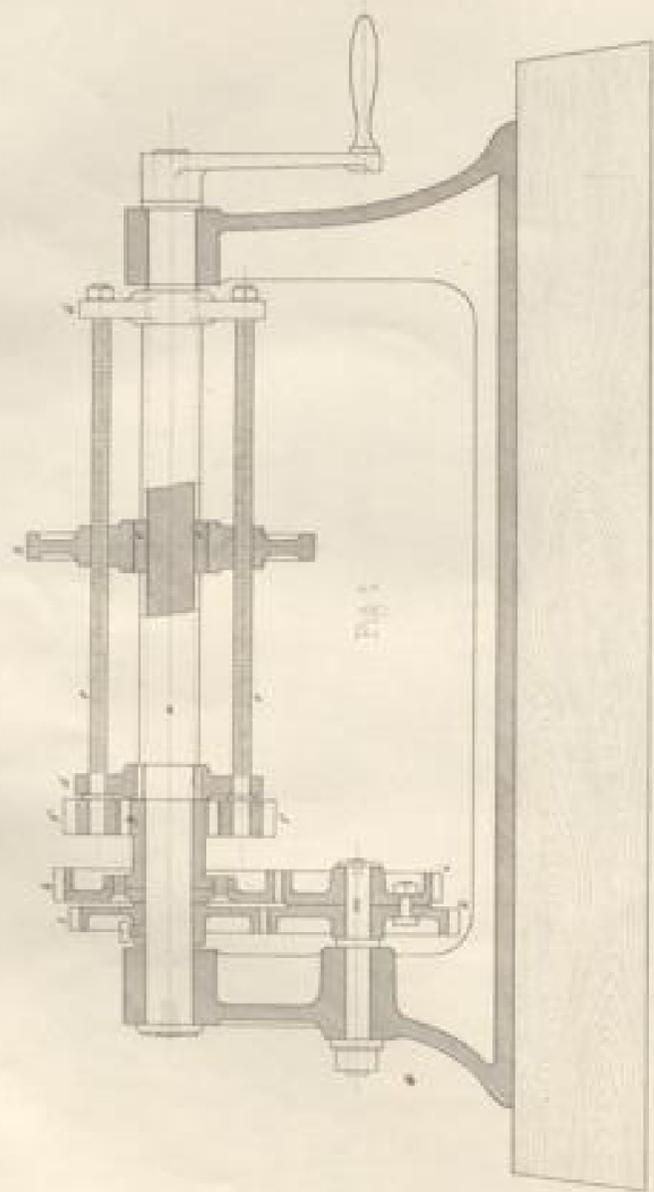


Fig. 1

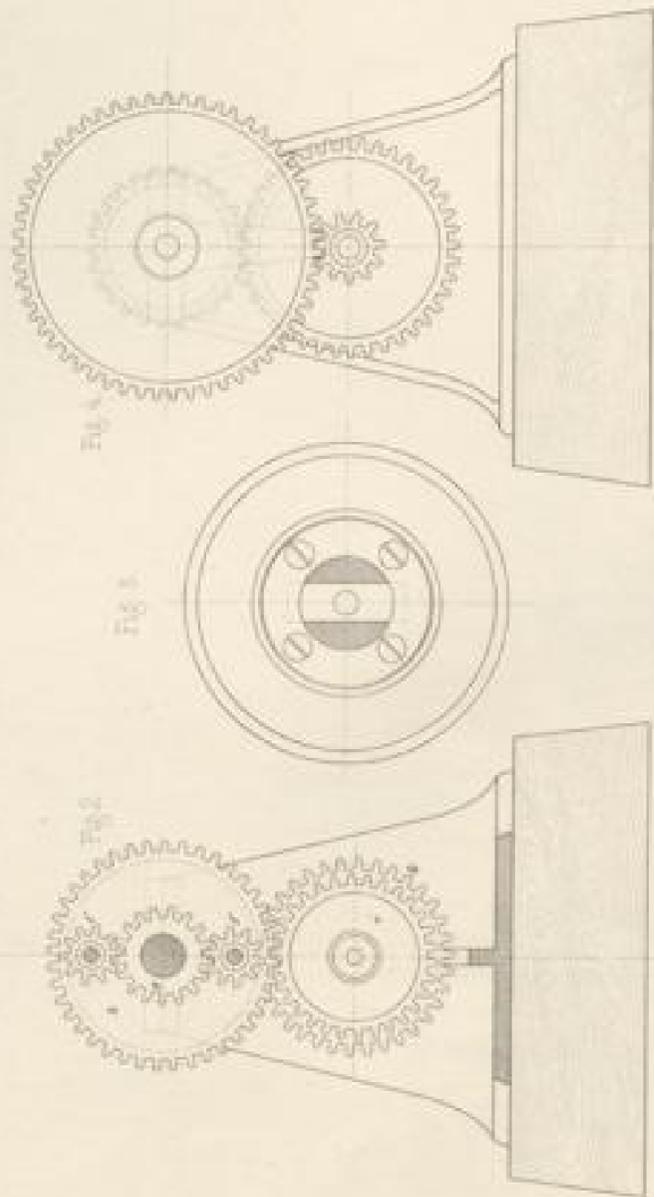


Fig. 2

Fig. 3

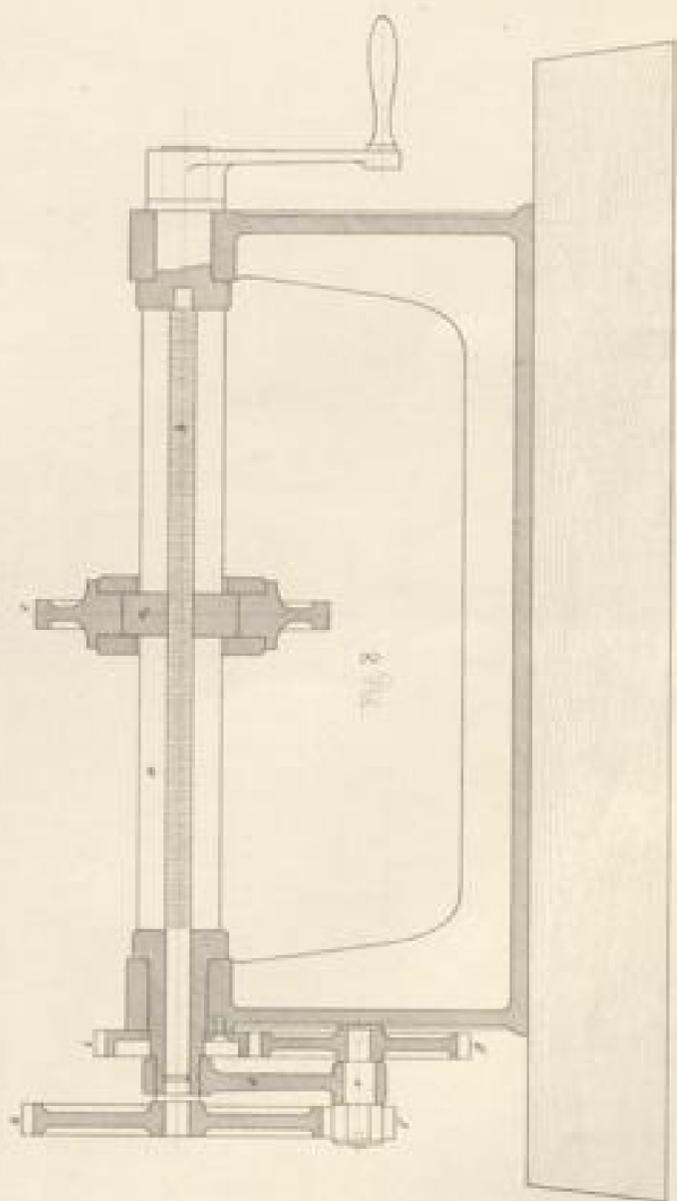


Fig. 4

KEHREBEGUNGEN MIT ROLLEN UND RÄDERN

Tafel III

Fig. 1

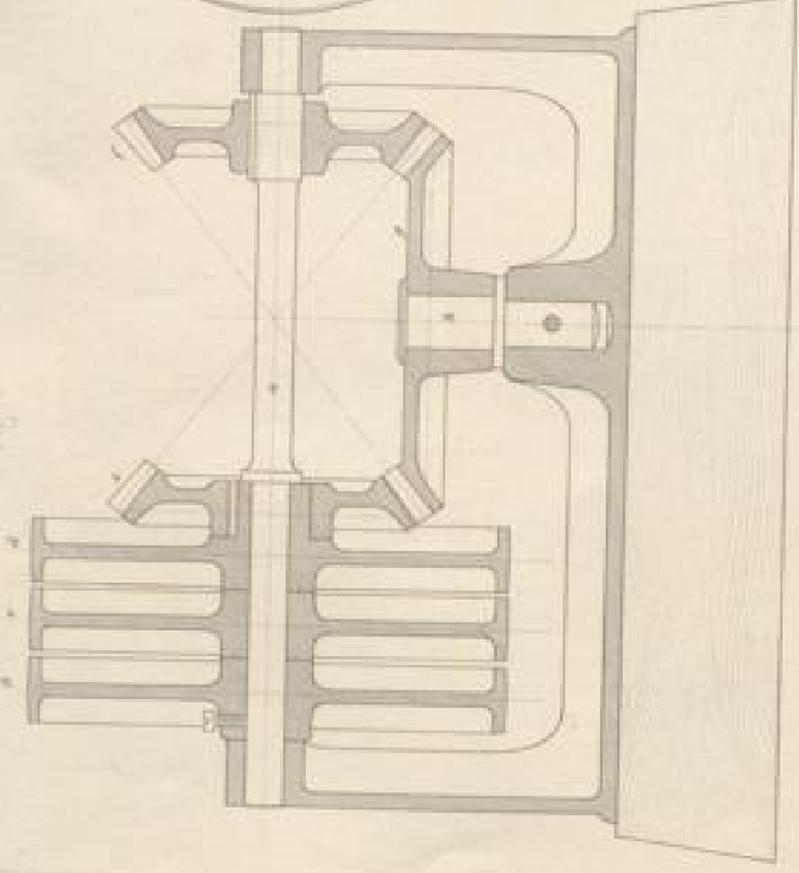


Fig. 2

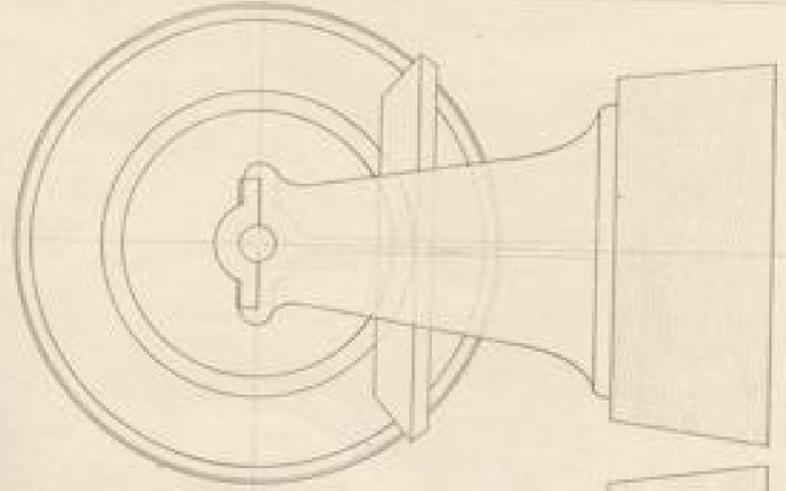


Fig. 3

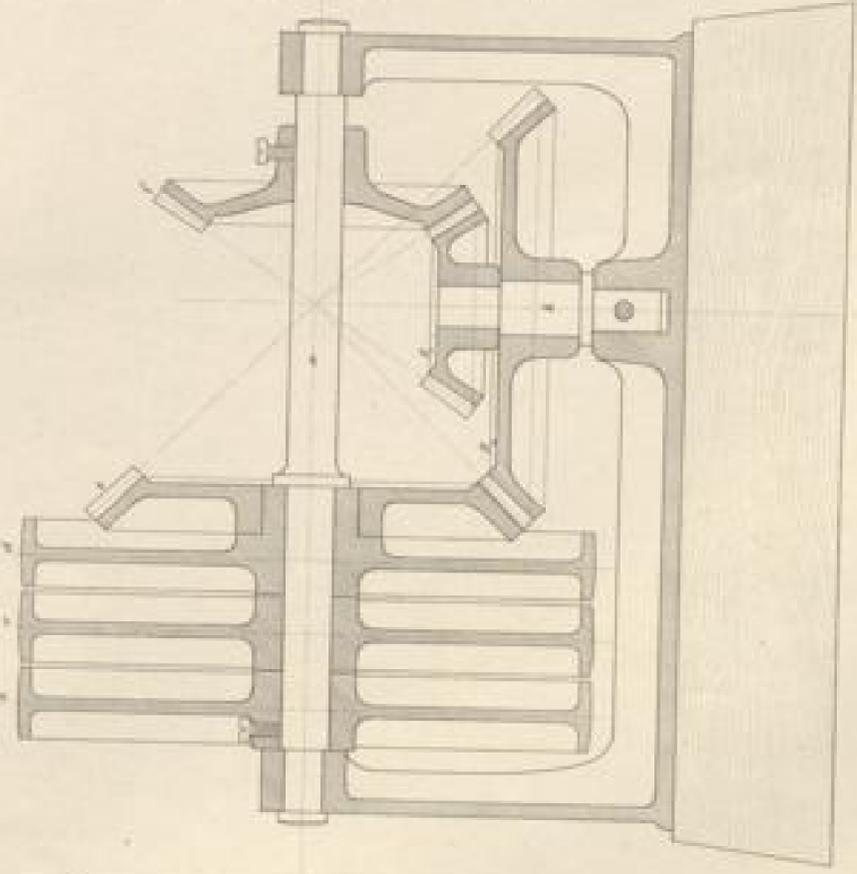
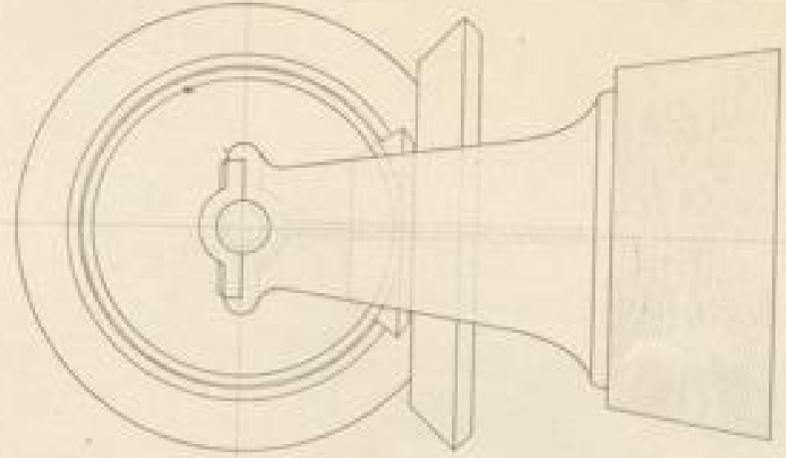


Fig. 4



5 der Maschinen

WECHSELREIHUNG MIT ROLLEN & INNEREM ZAHNKRANZ
KRAFTMASCHINENKUPPLUNG

Fig. 1

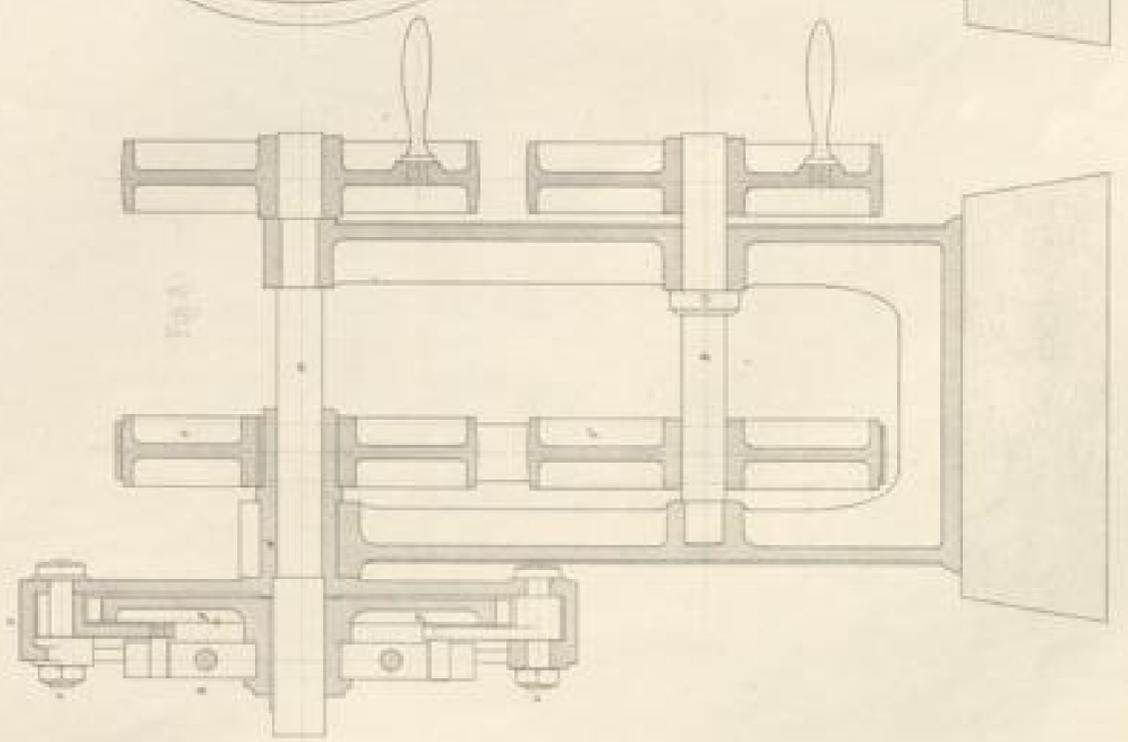
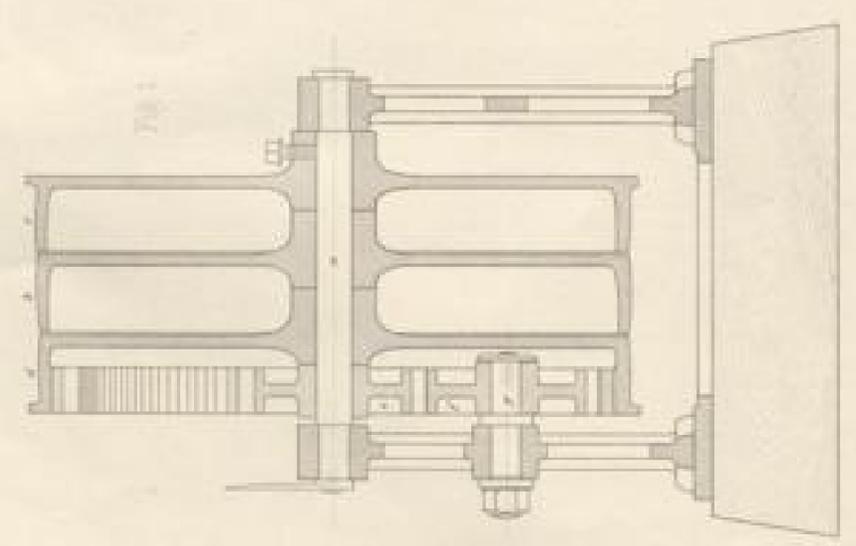
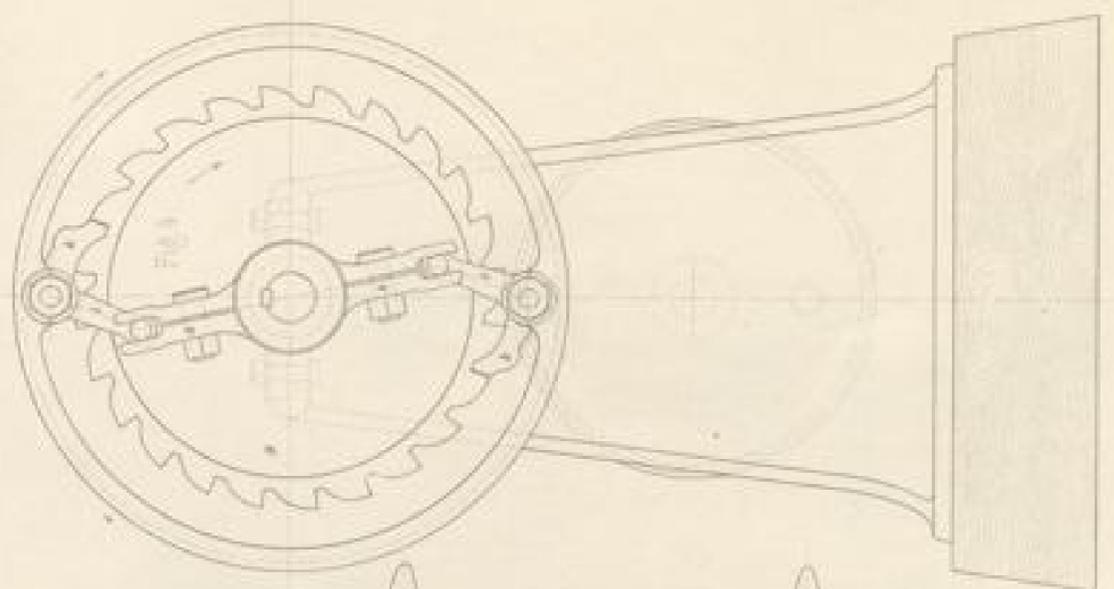
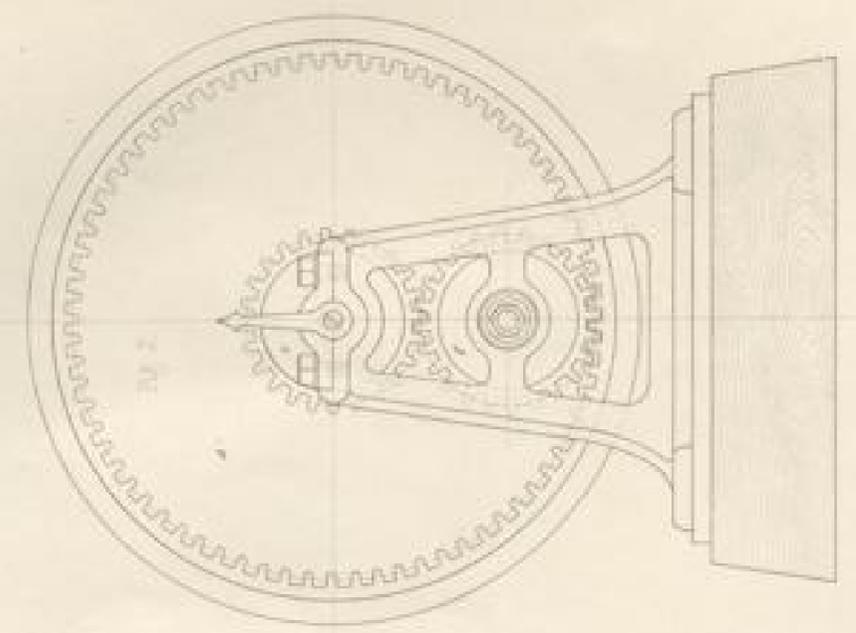
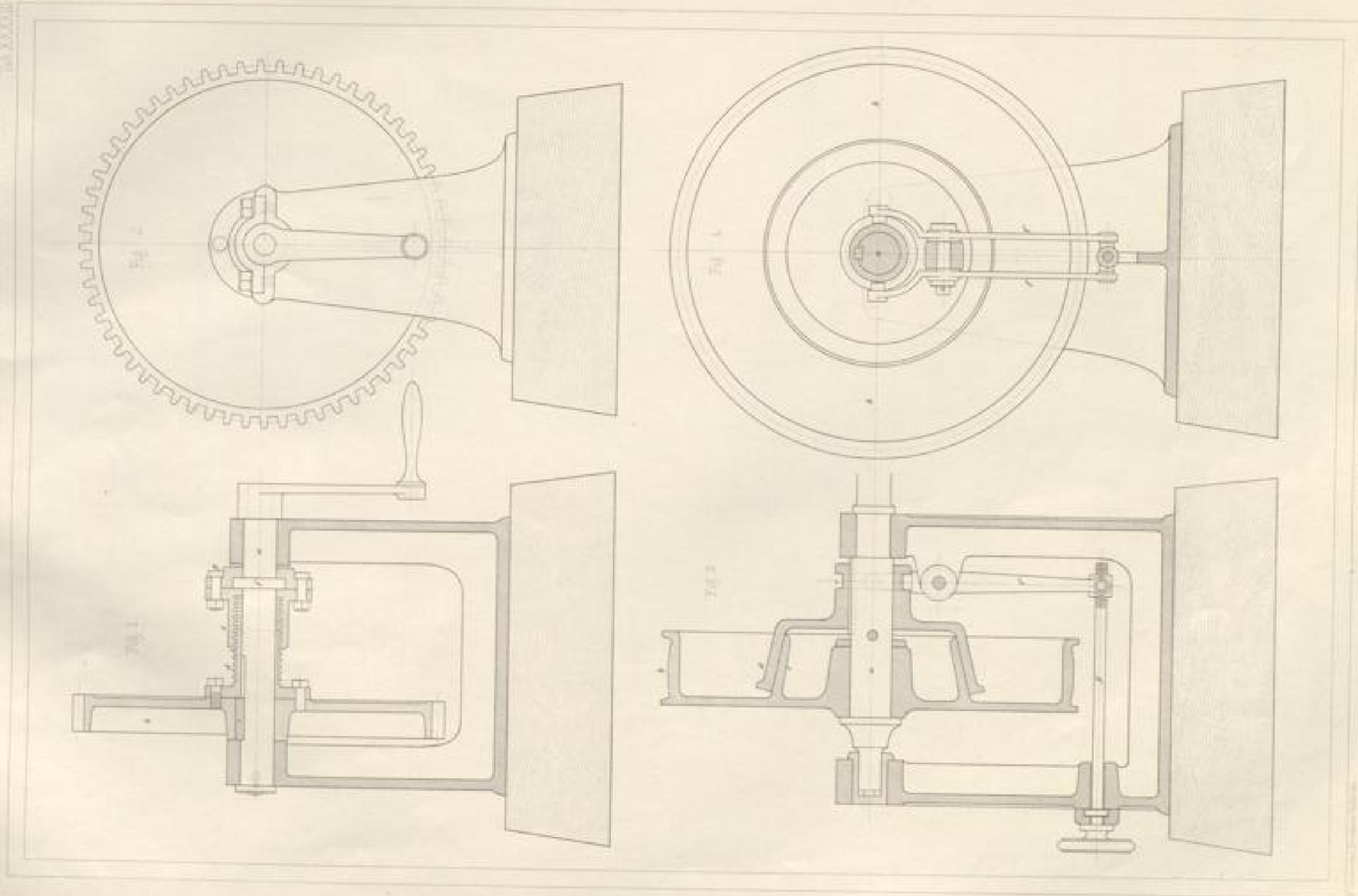


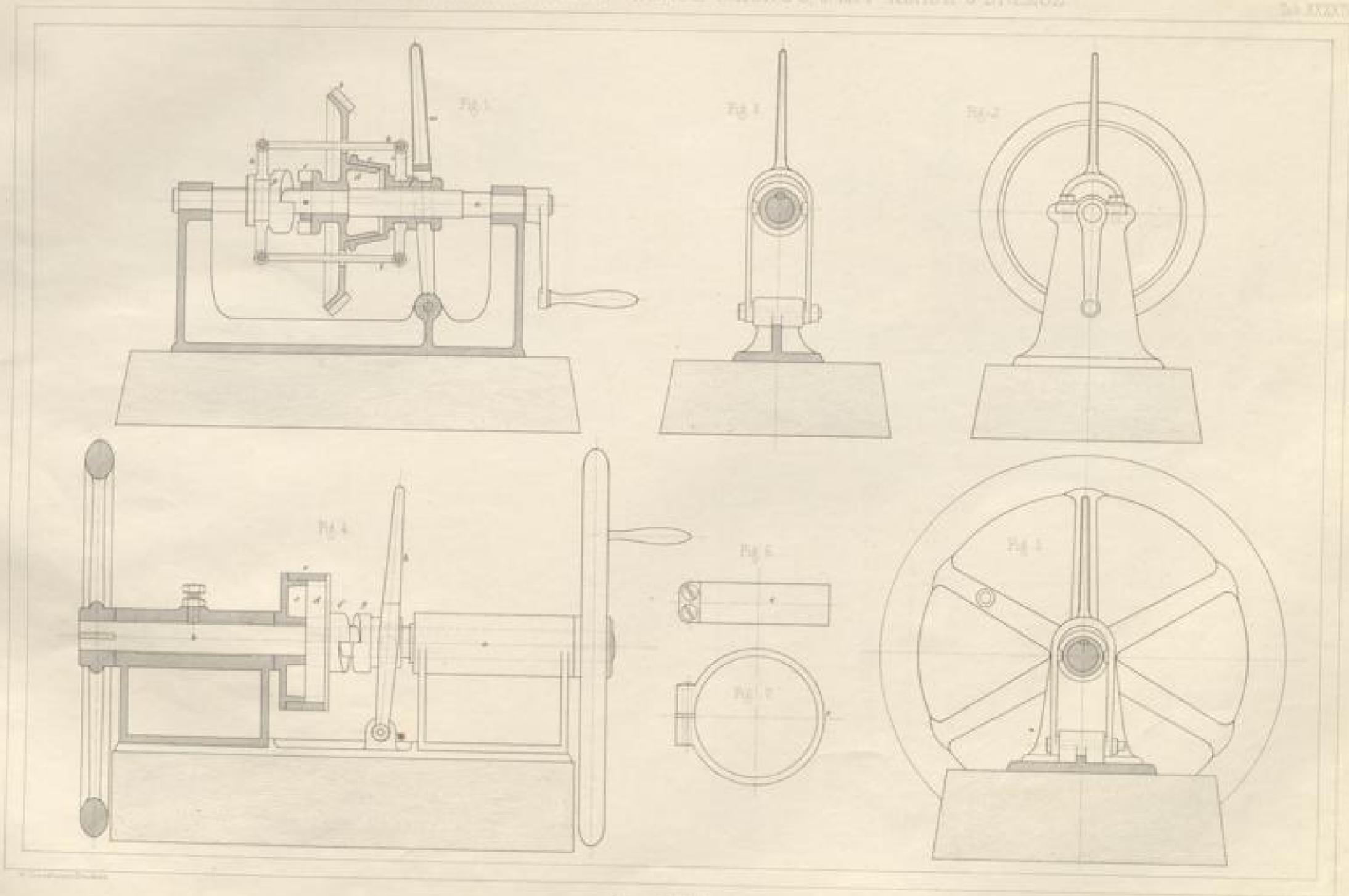
Fig. 1 bis 4

AUS-6 EINZEHEREN MIT SCHRAUBE MIT KONUS

18 3333



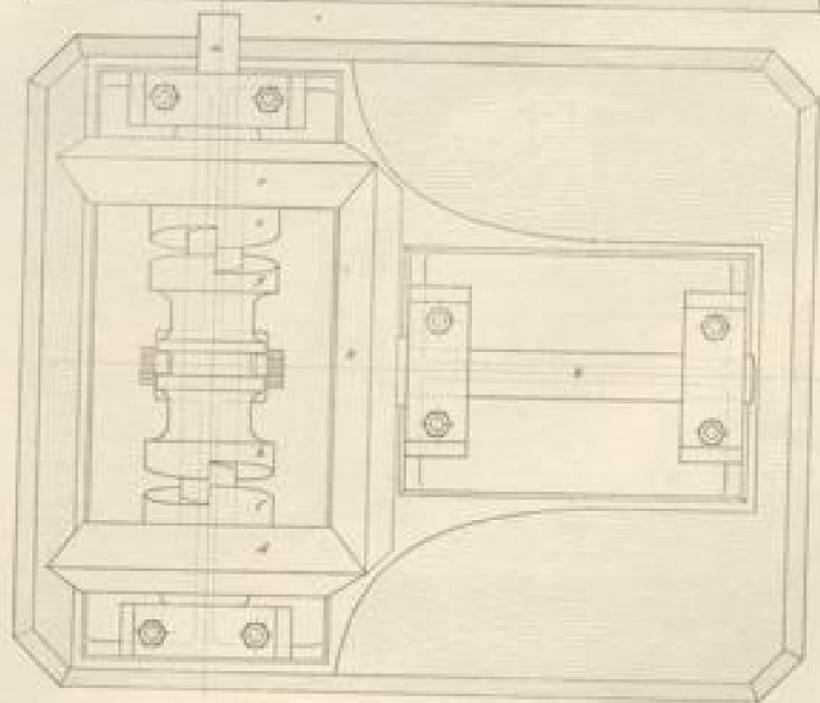
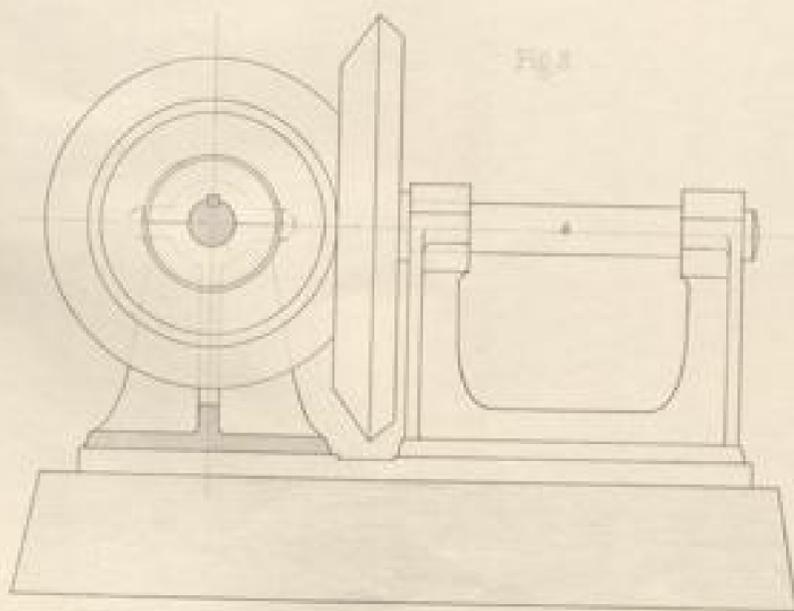
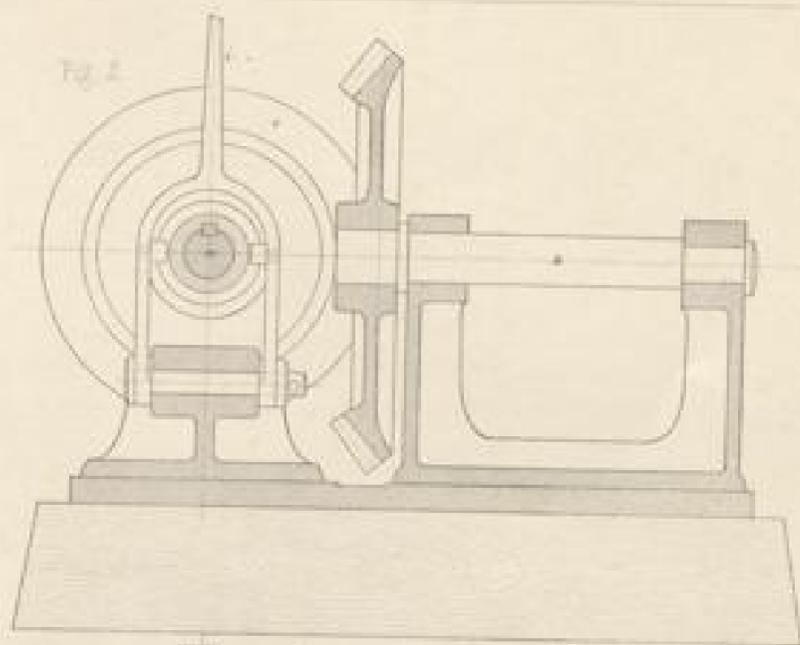
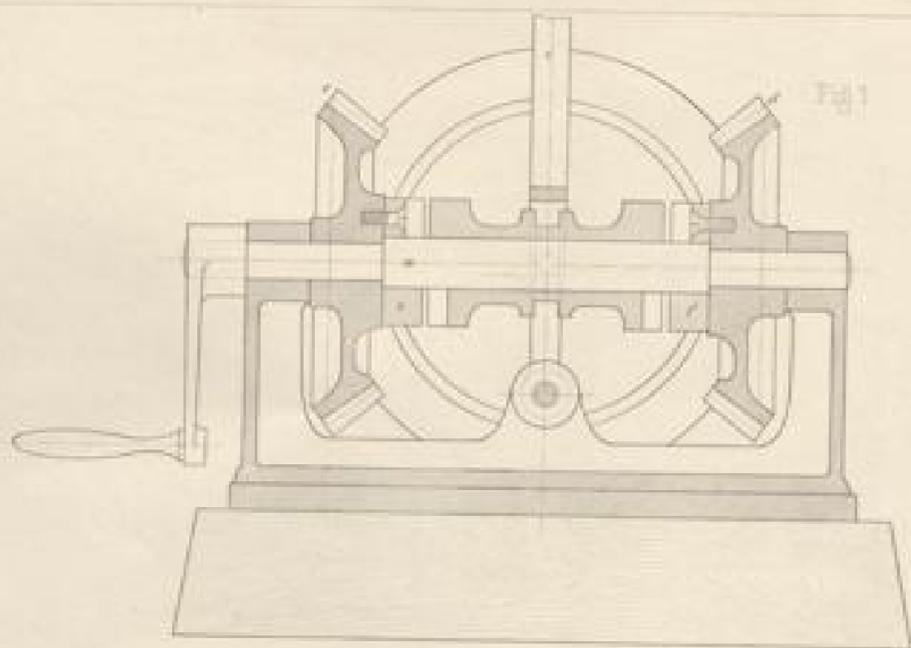
V. L. M. M. M. M.



3/20 1885

WECHSELDREHUNG MIT KEGELRADERN & KLADEN

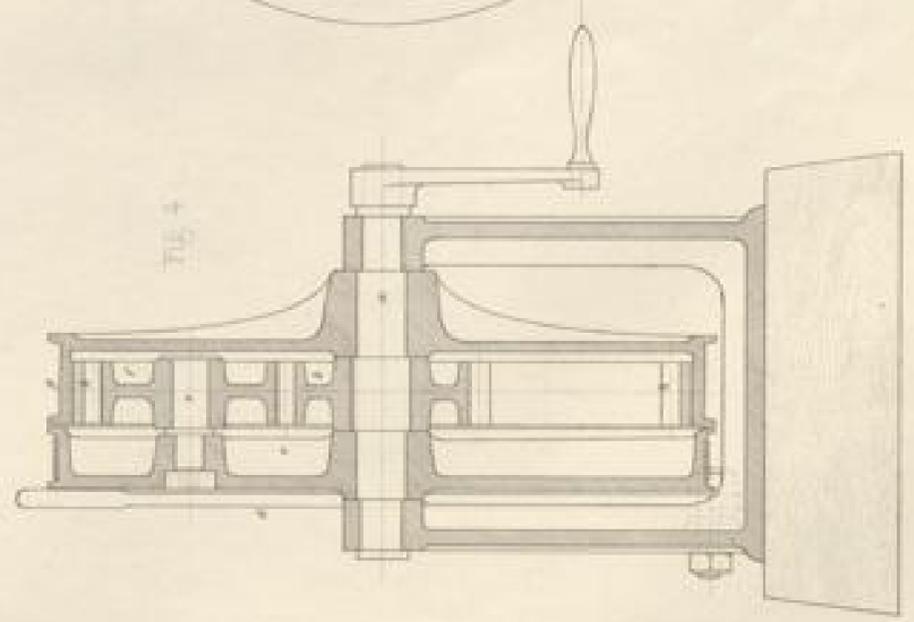
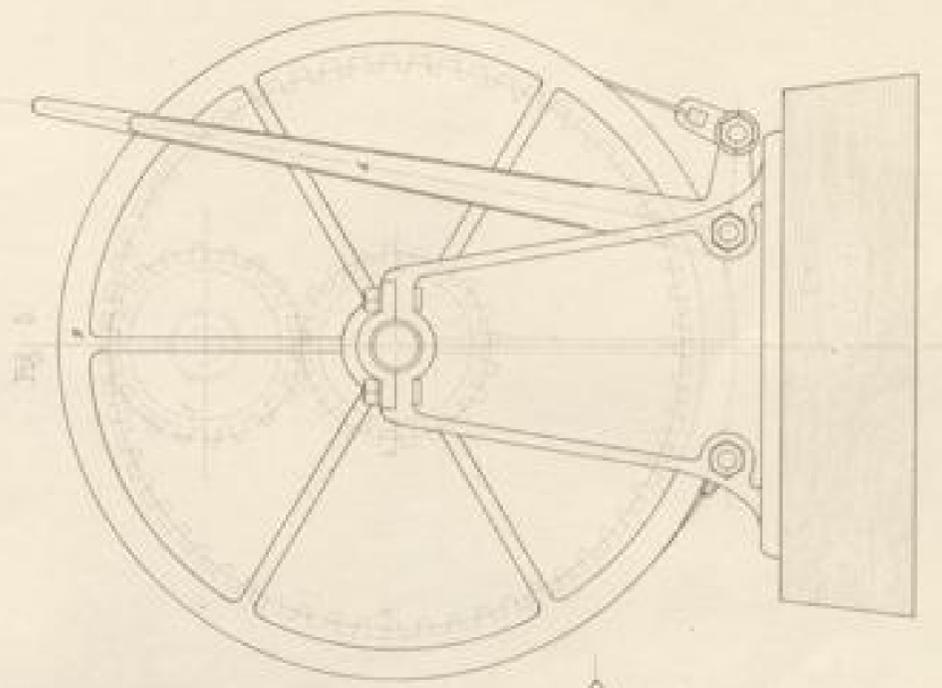
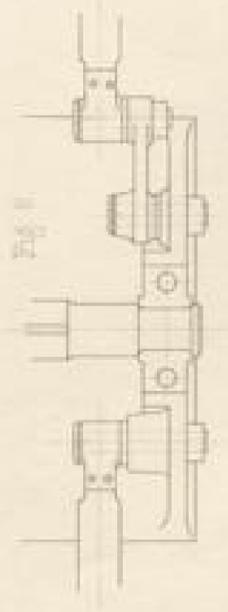
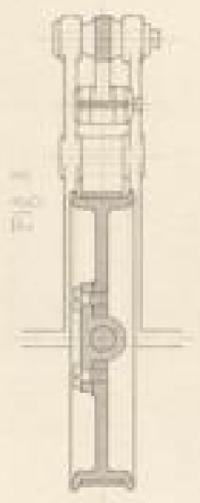
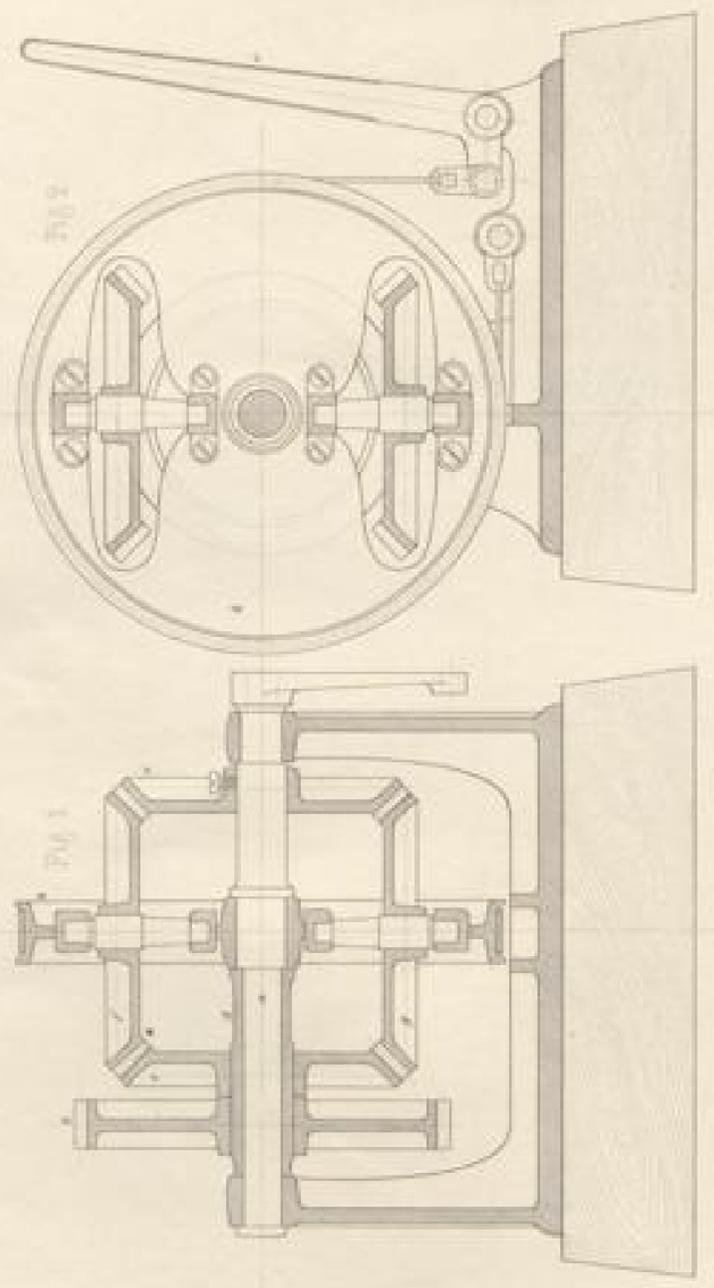
Tab. XXXIV



4 1/2 Zoll Größe.

ABSTELLUNGEN MIT PLANETENRÄDERN

Taf. XXVI

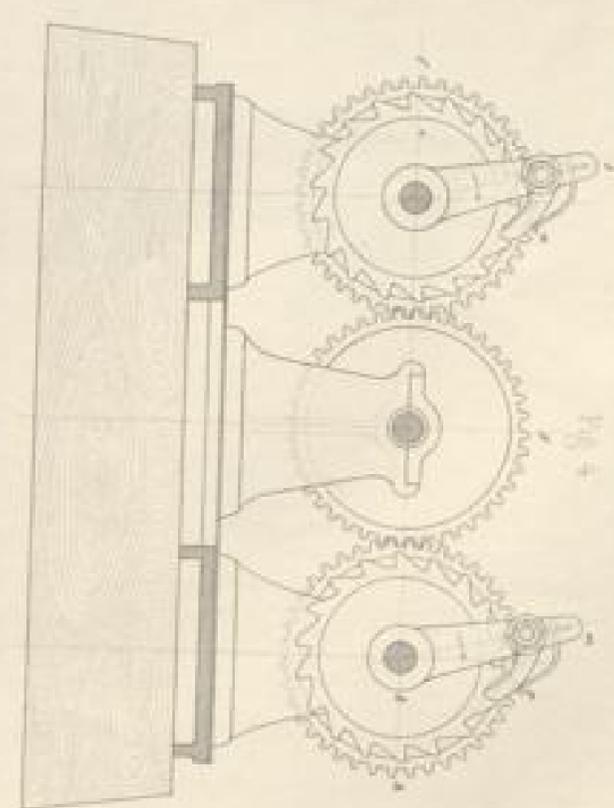
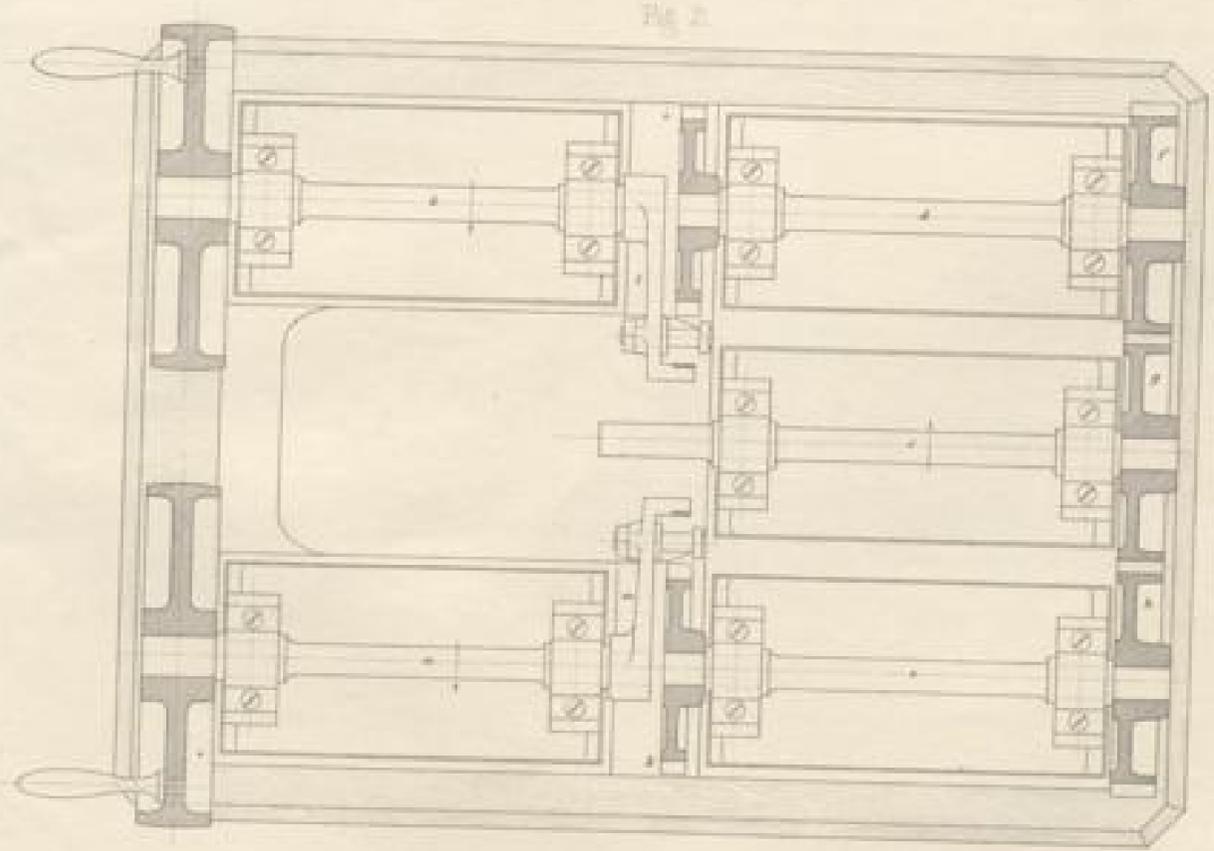
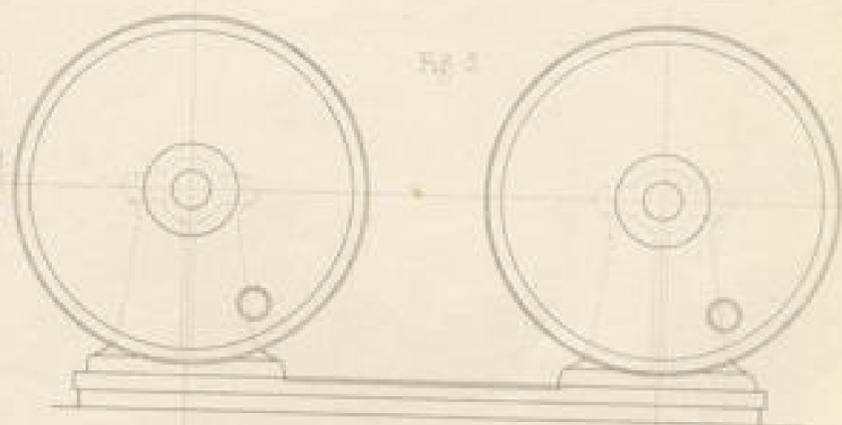
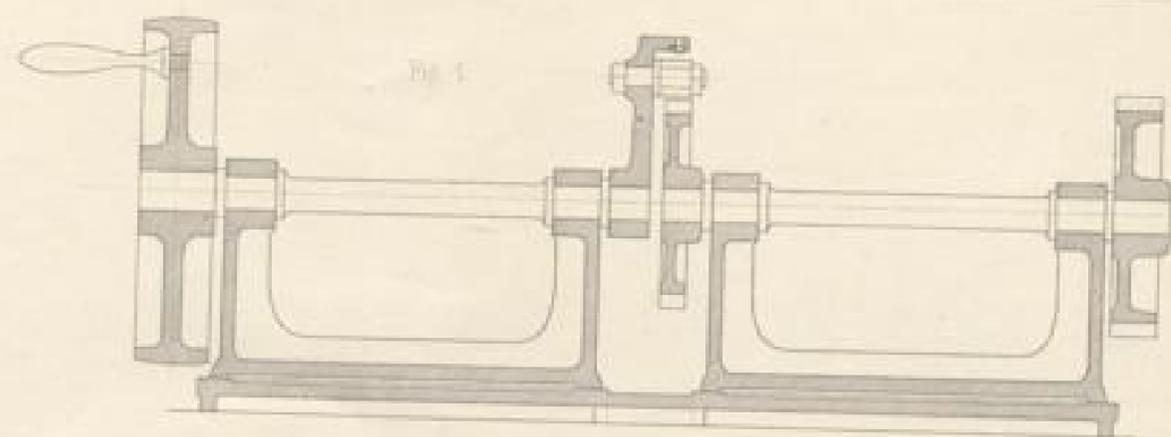


Vier Modellgröße

Verfasser: ...

KRAFTMASCHINENKUPPLUNG

Taf. XXXXVII



1/2 des Modellgrößen

SCHWINGKUGELREGULATOR

Tafel XXXVIII

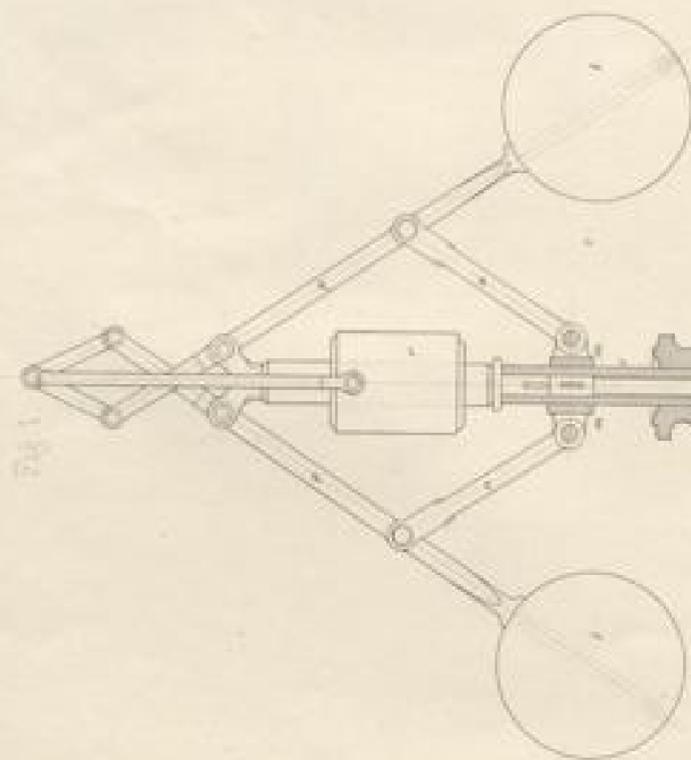


Fig. 2

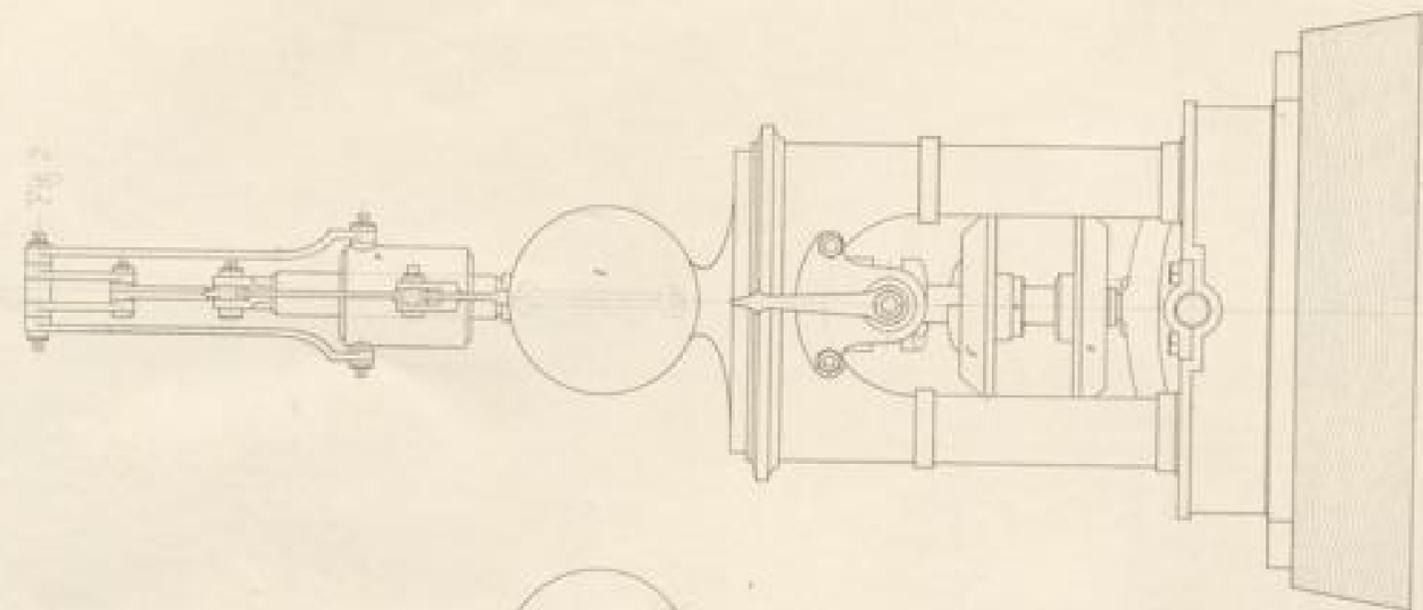


Fig. 3

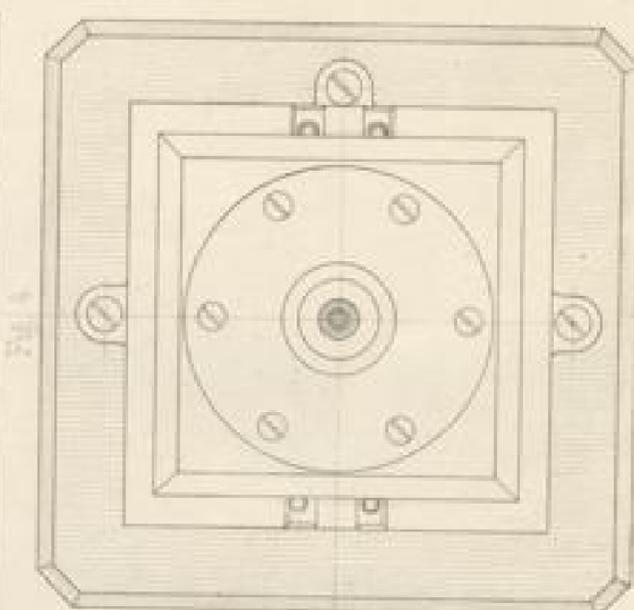
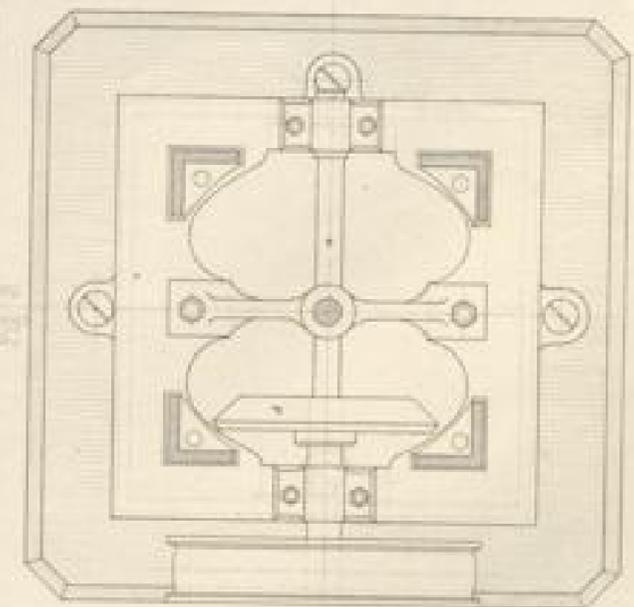


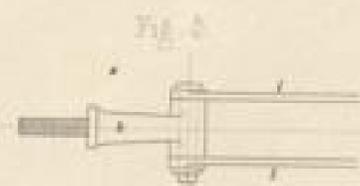
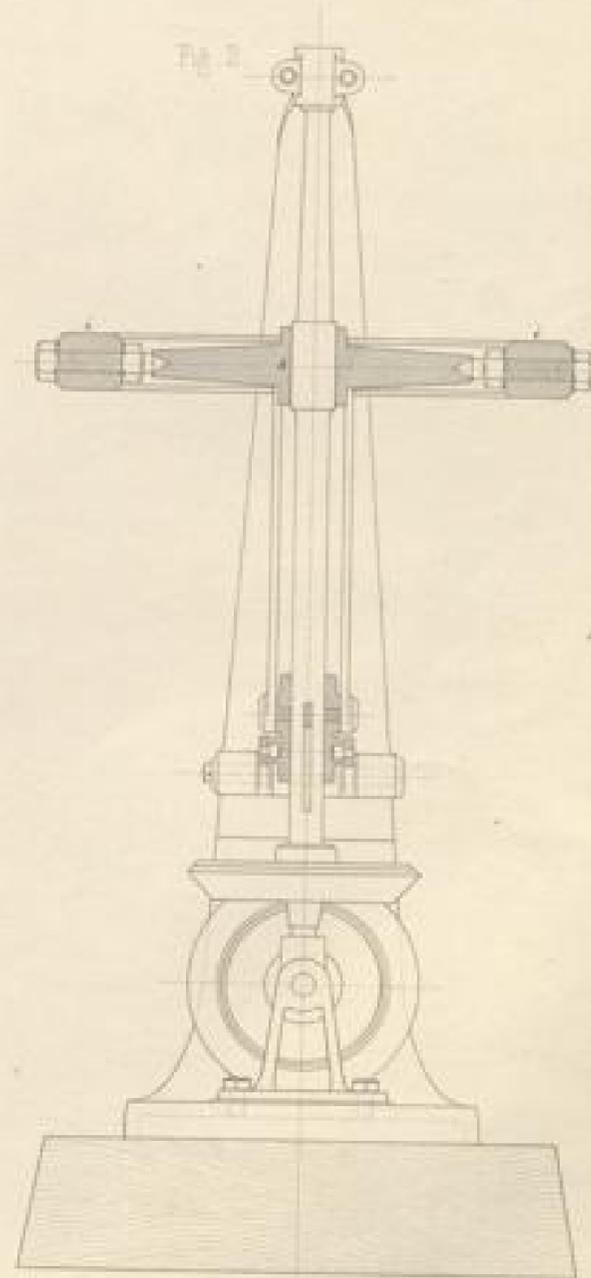
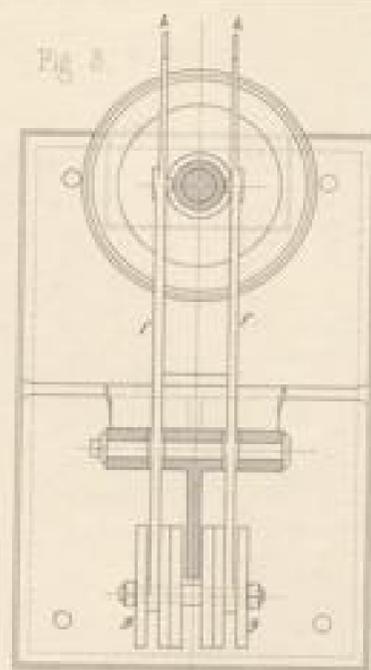
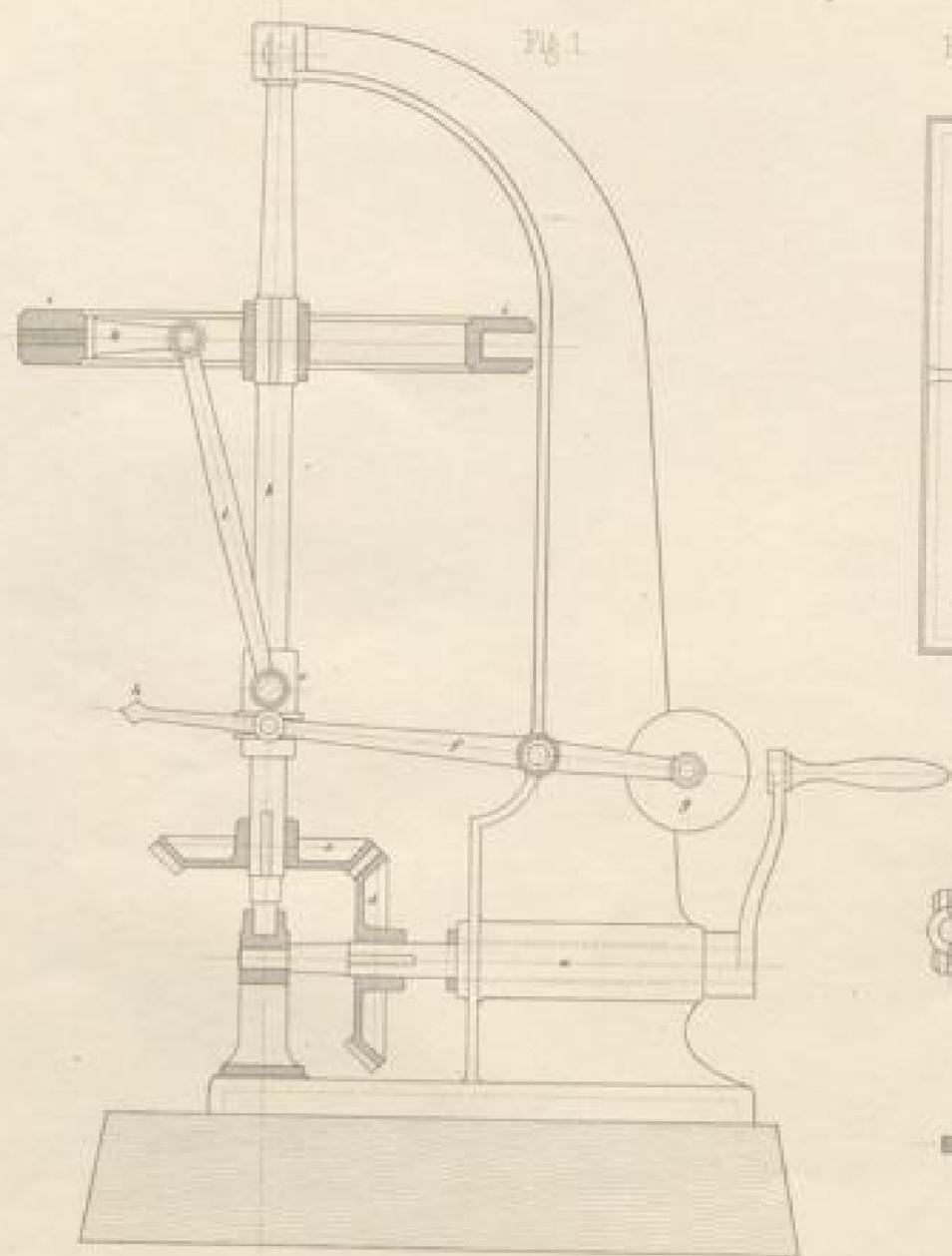
Fig. 4



Für Metallplatte

SCHWUNGRADREGULATOR

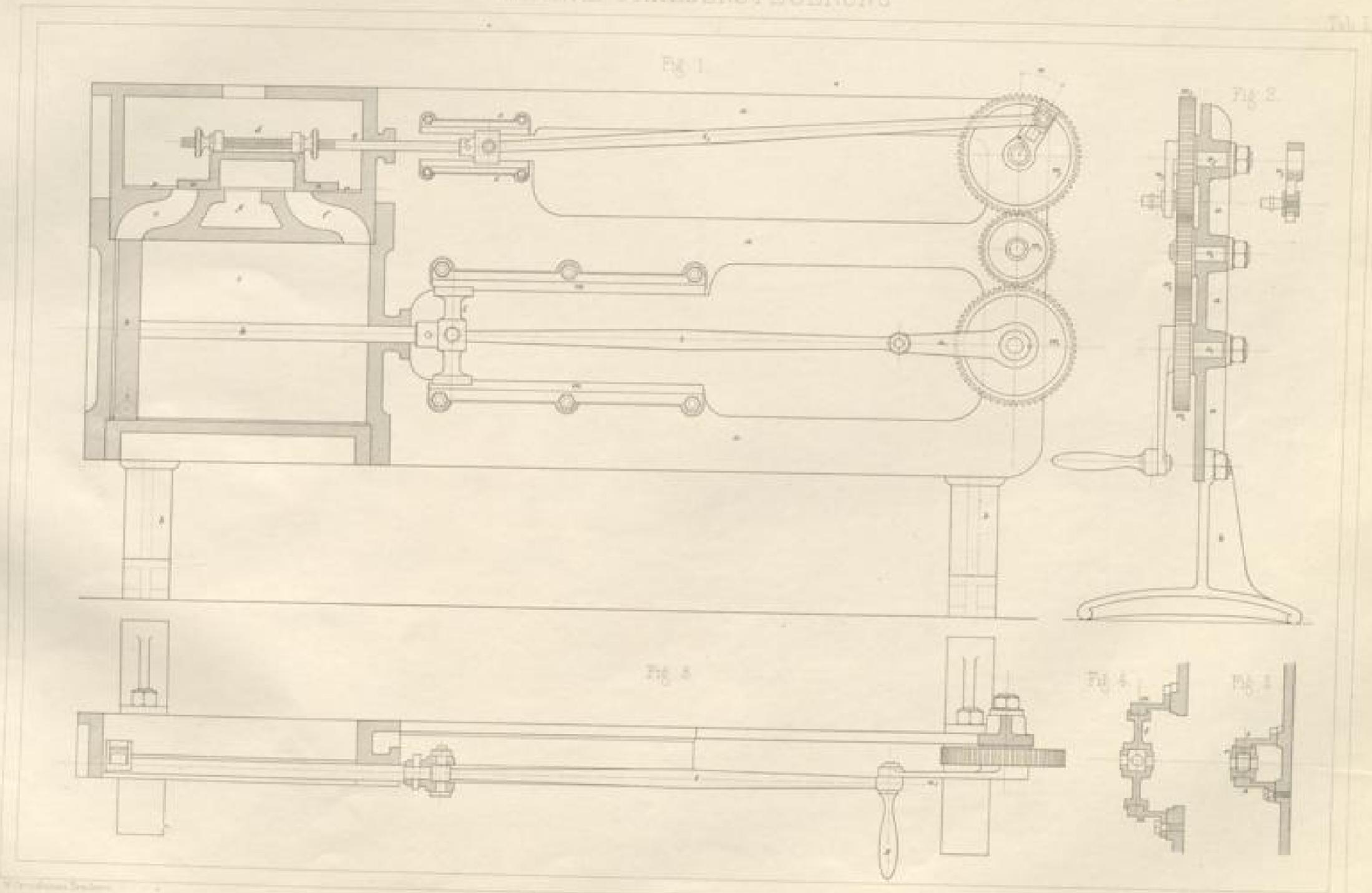
Tafel XXXIX



$\frac{1}{2}$ der Modellgröße

EINFACHE SCHIEBERSTEUERUNG

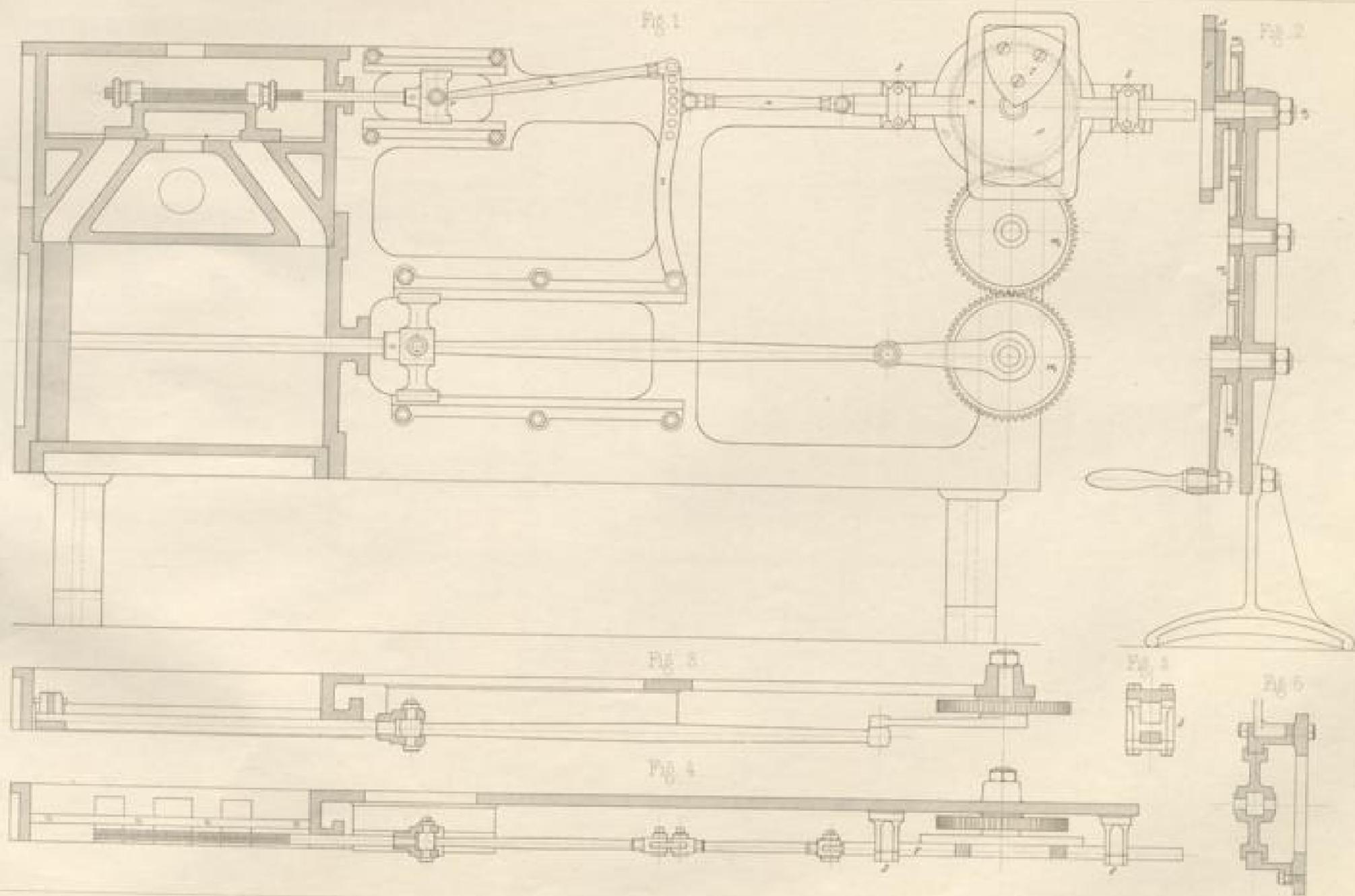
Tab. 1



Ø der Mittelgabel

SCHIEBERSTEUERUNG MIT DREIECK

Tafel II



der Modellpresse

EXPANSIONSSTEUERUNG MIT ZWEI KAMMERN

Tafel II

Fig. 1

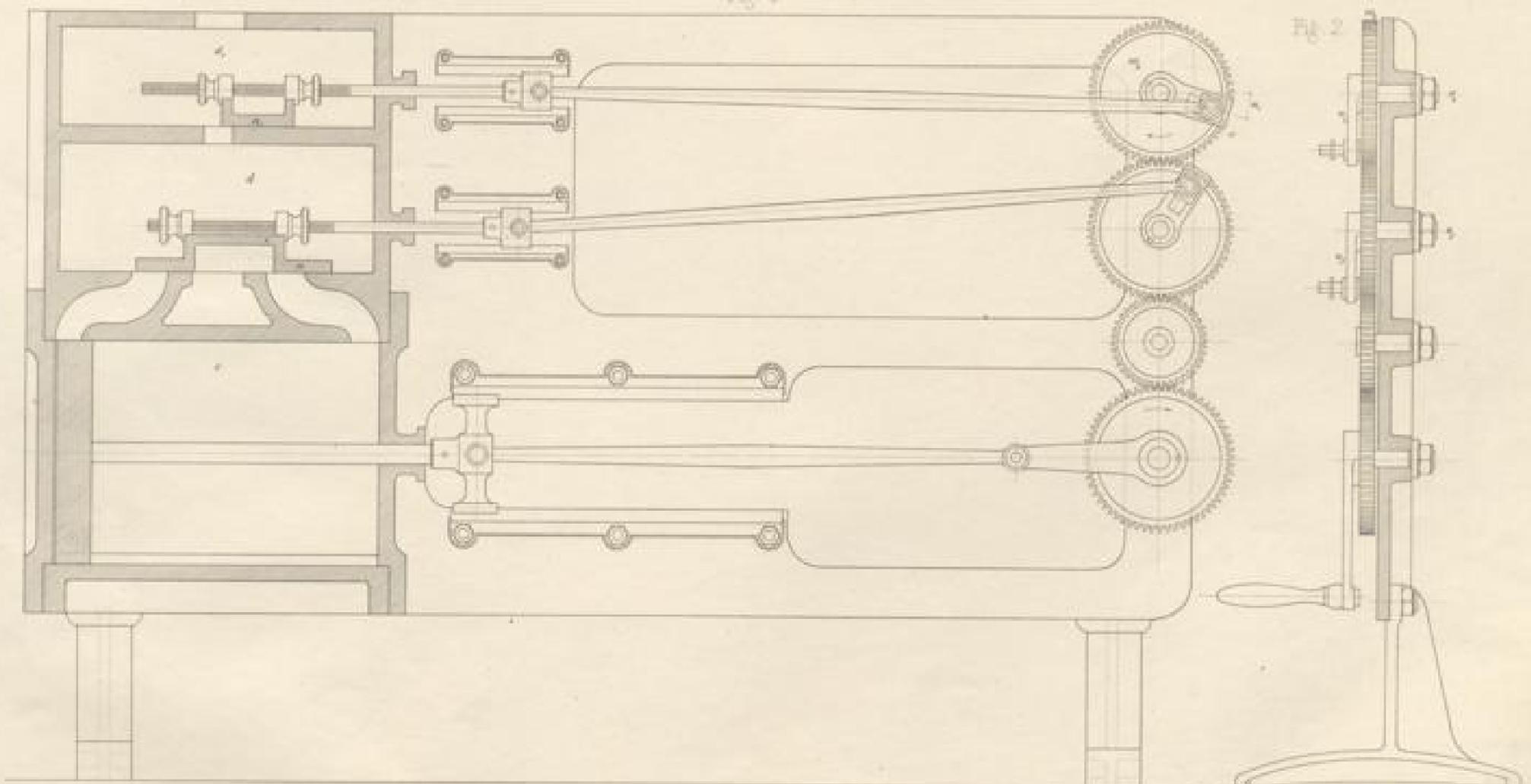


Fig. 2

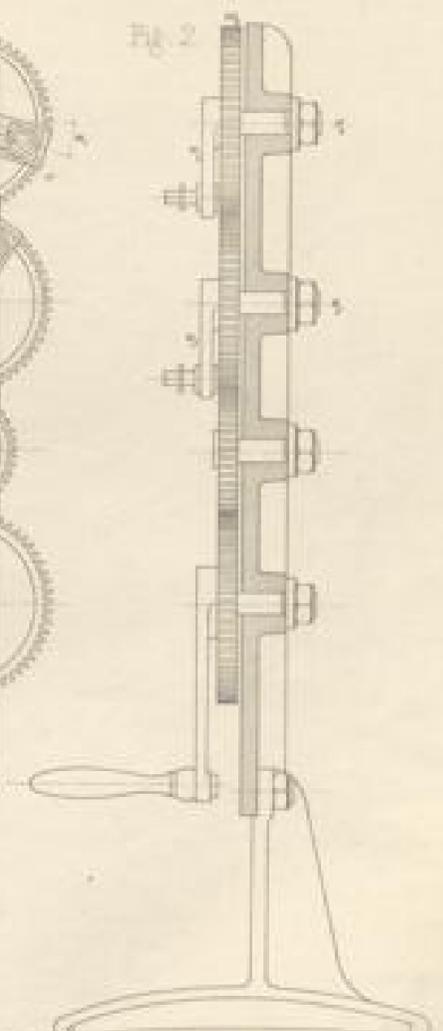


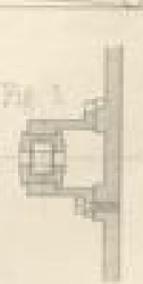
Fig. 3



Fig. 4



Fig. 5

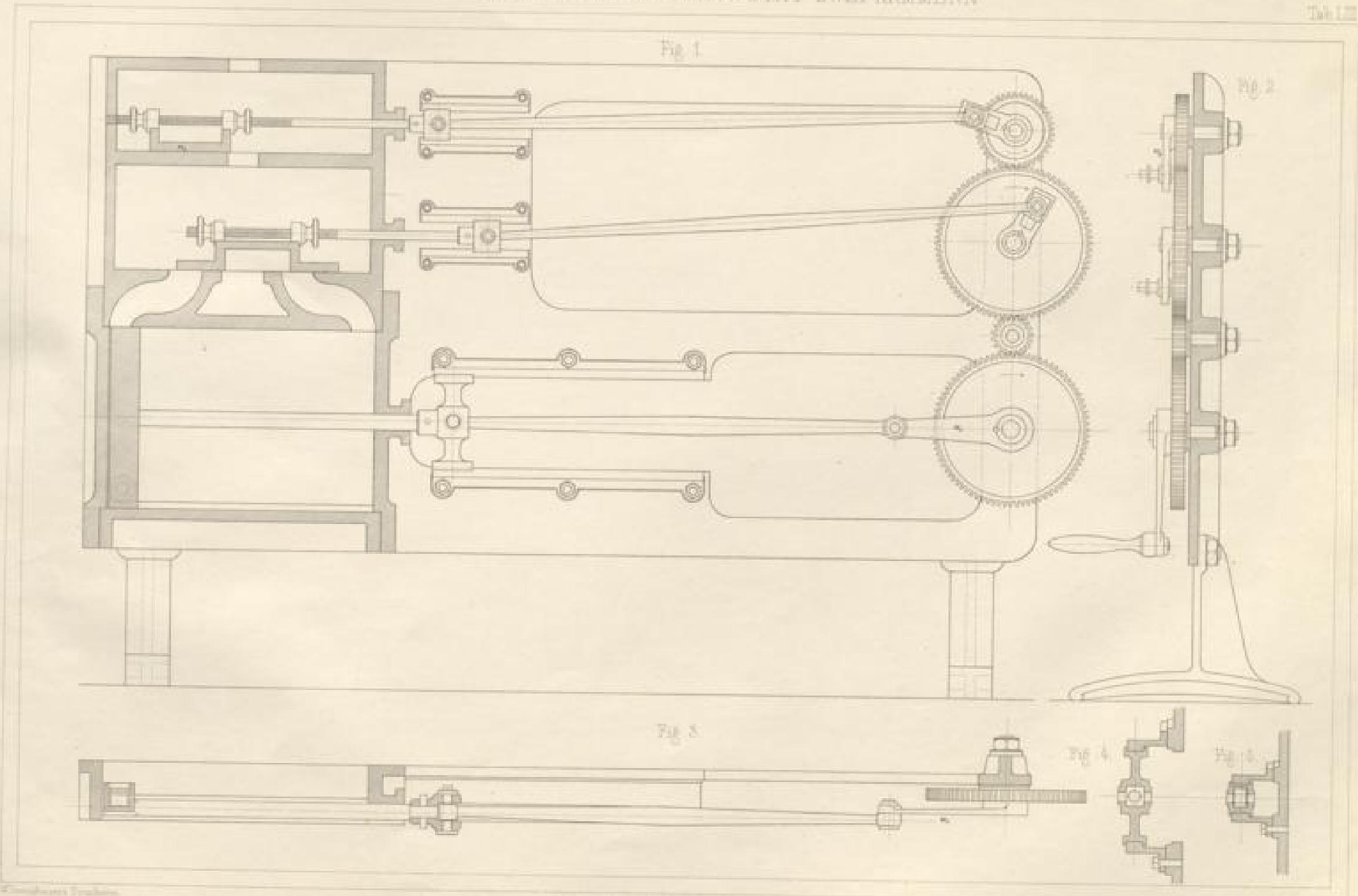


© der Metallgrube.

W. 1. 1880/1881

EXPANSIONSSTEUERUNG MIT ZWEI KAMMERN

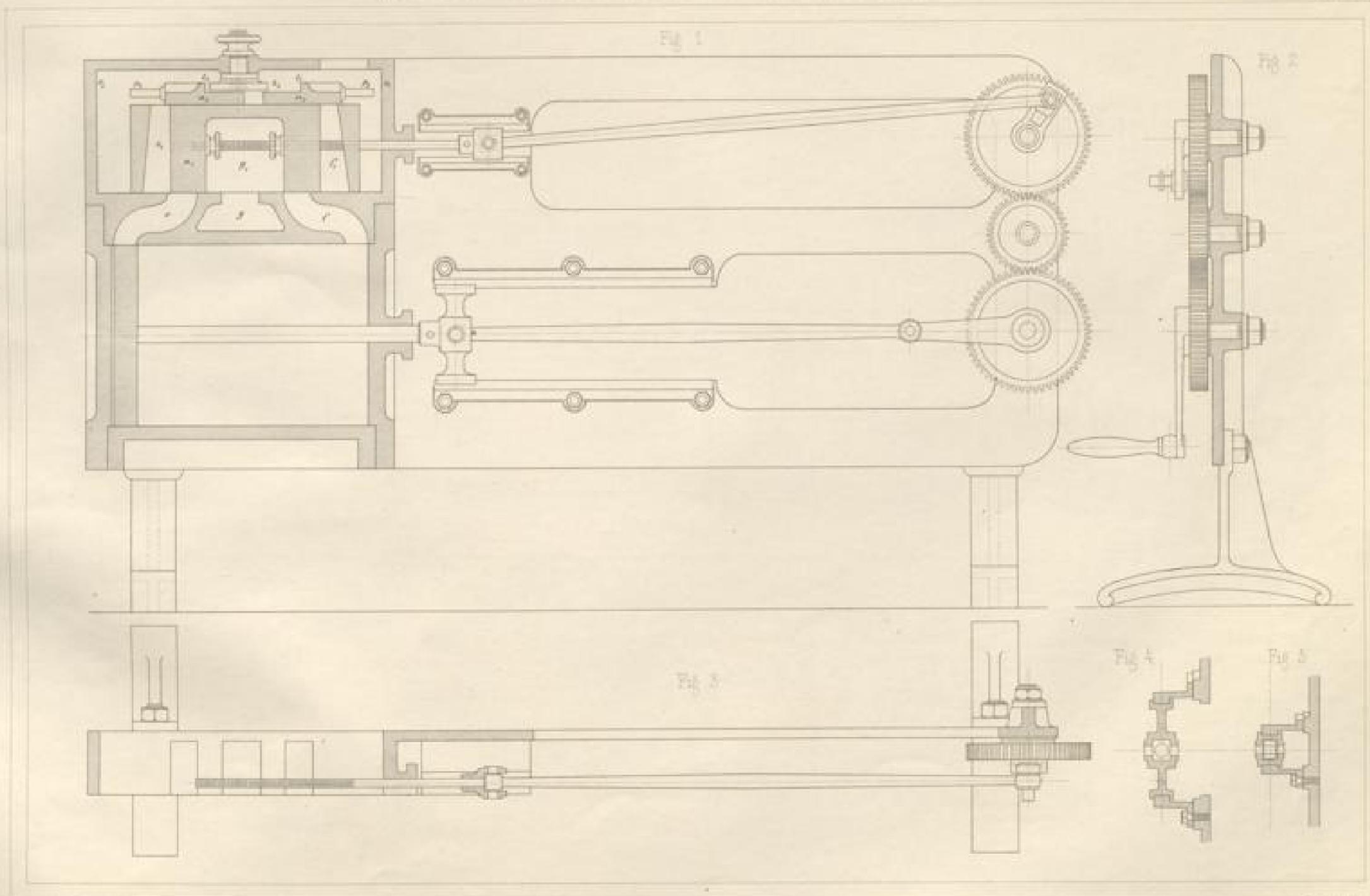
Tab. 123



in der Modellgröße

EXPANSIONSSTEUERUNG MIT EINER KAMMER

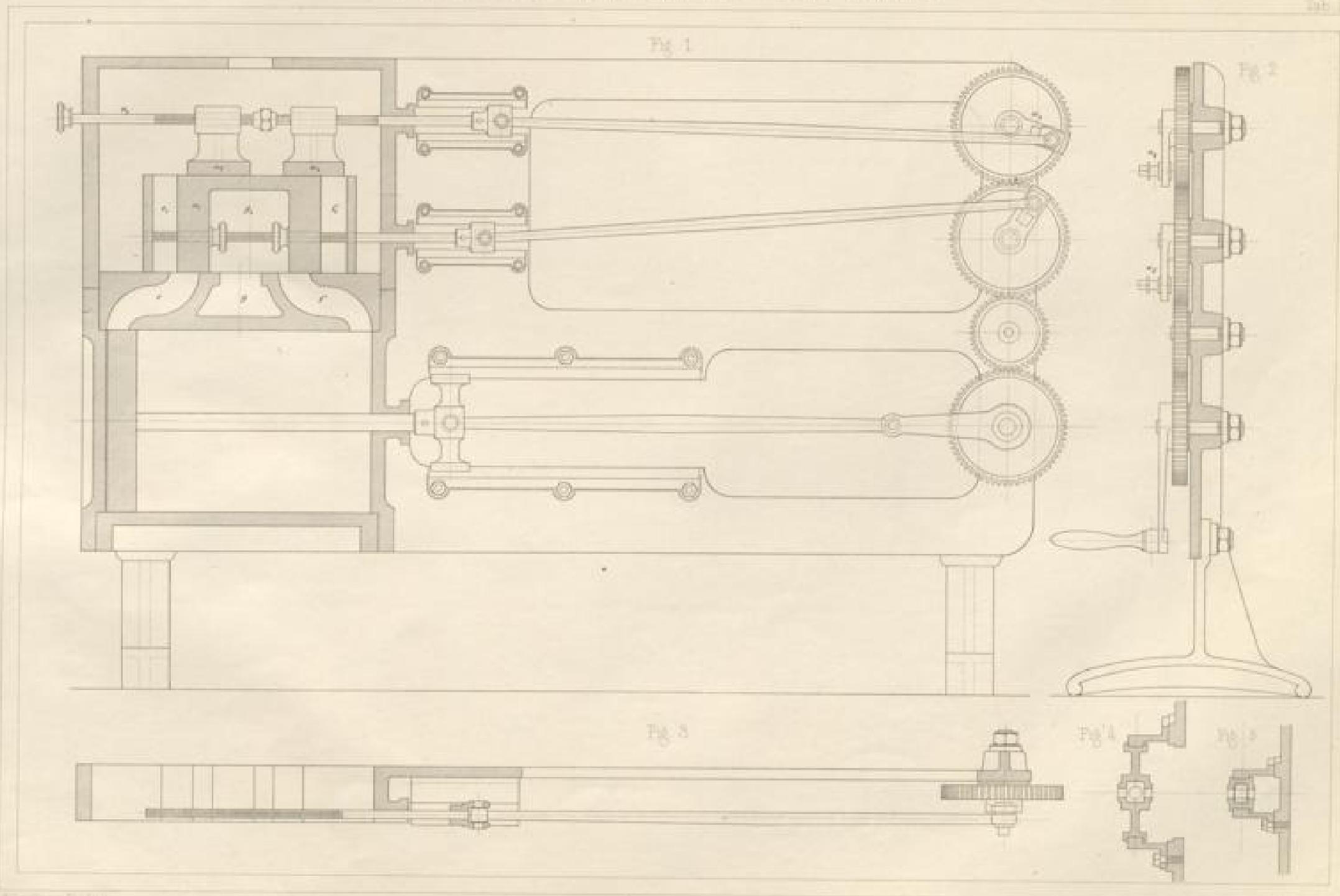
Taf. LV



♠ der Modellgröße

EXPANSIONSSTEUERUNG MIT EINER KAMMER

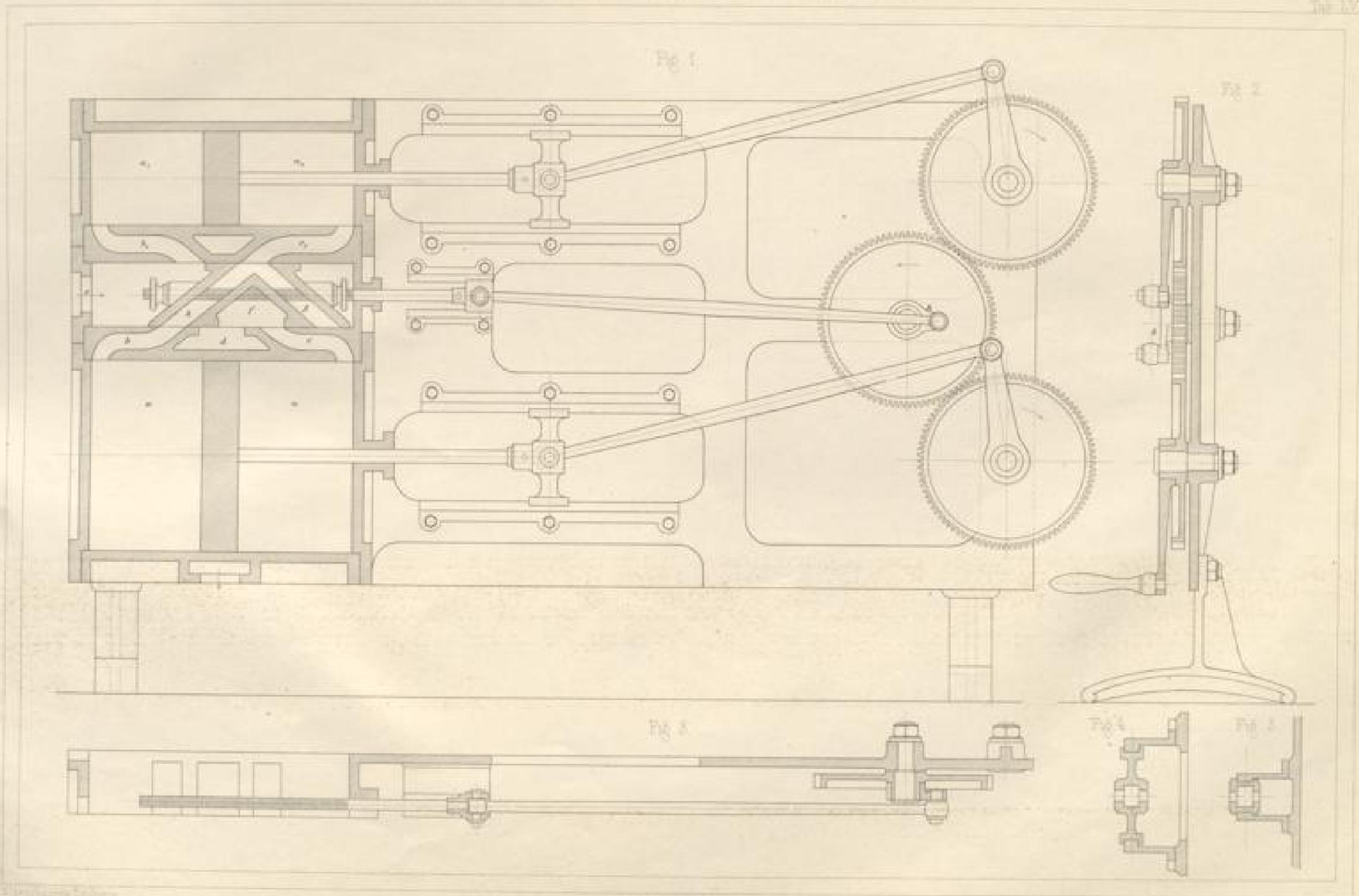
Tab. LV



1/2 der Modellgröße

STEUERUNG DER WOOLF'SCHEN MASCHINE

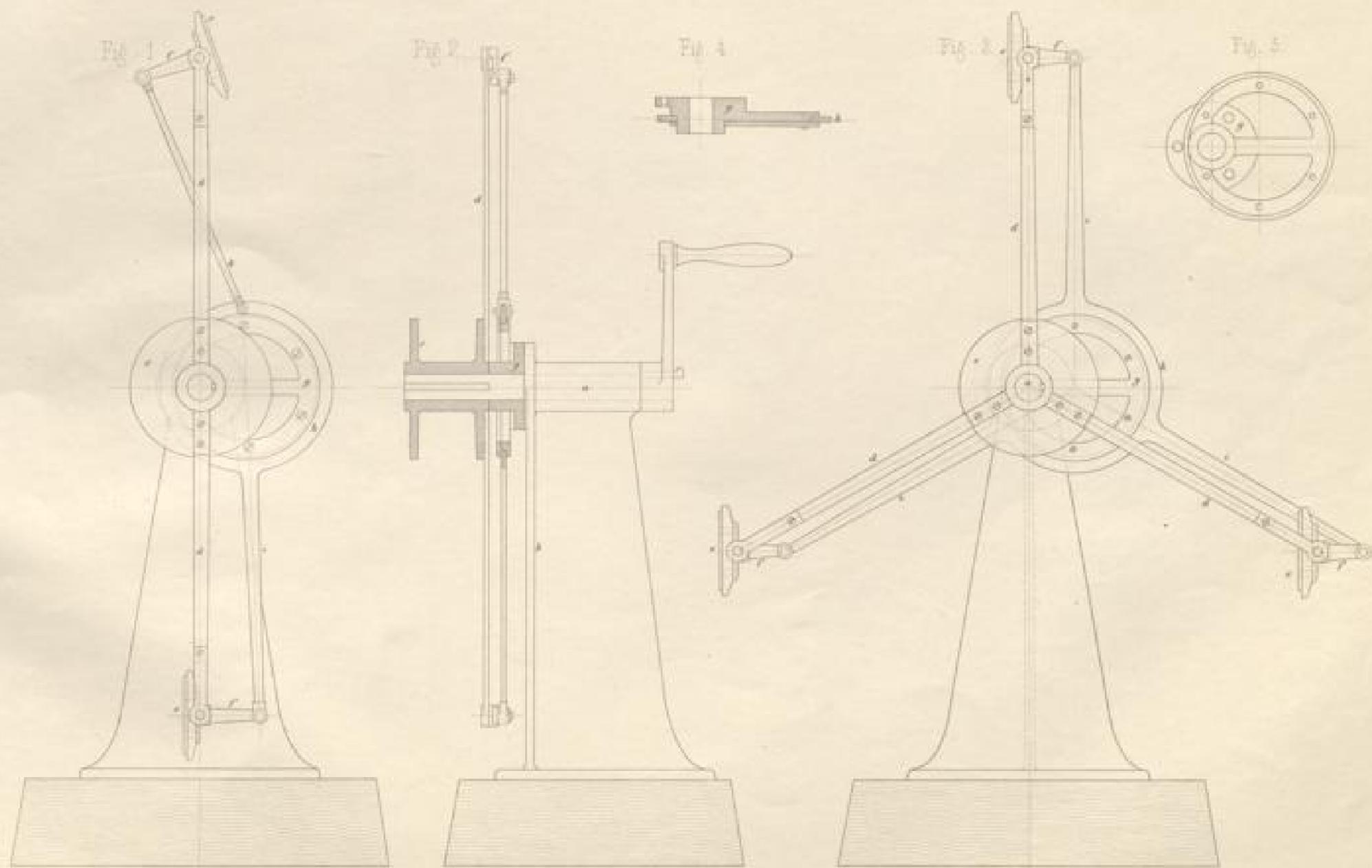
Tafel LVII



© der Modelgröße

RUDERRADER MIT BEWEGLICHEN SCHAUFELN

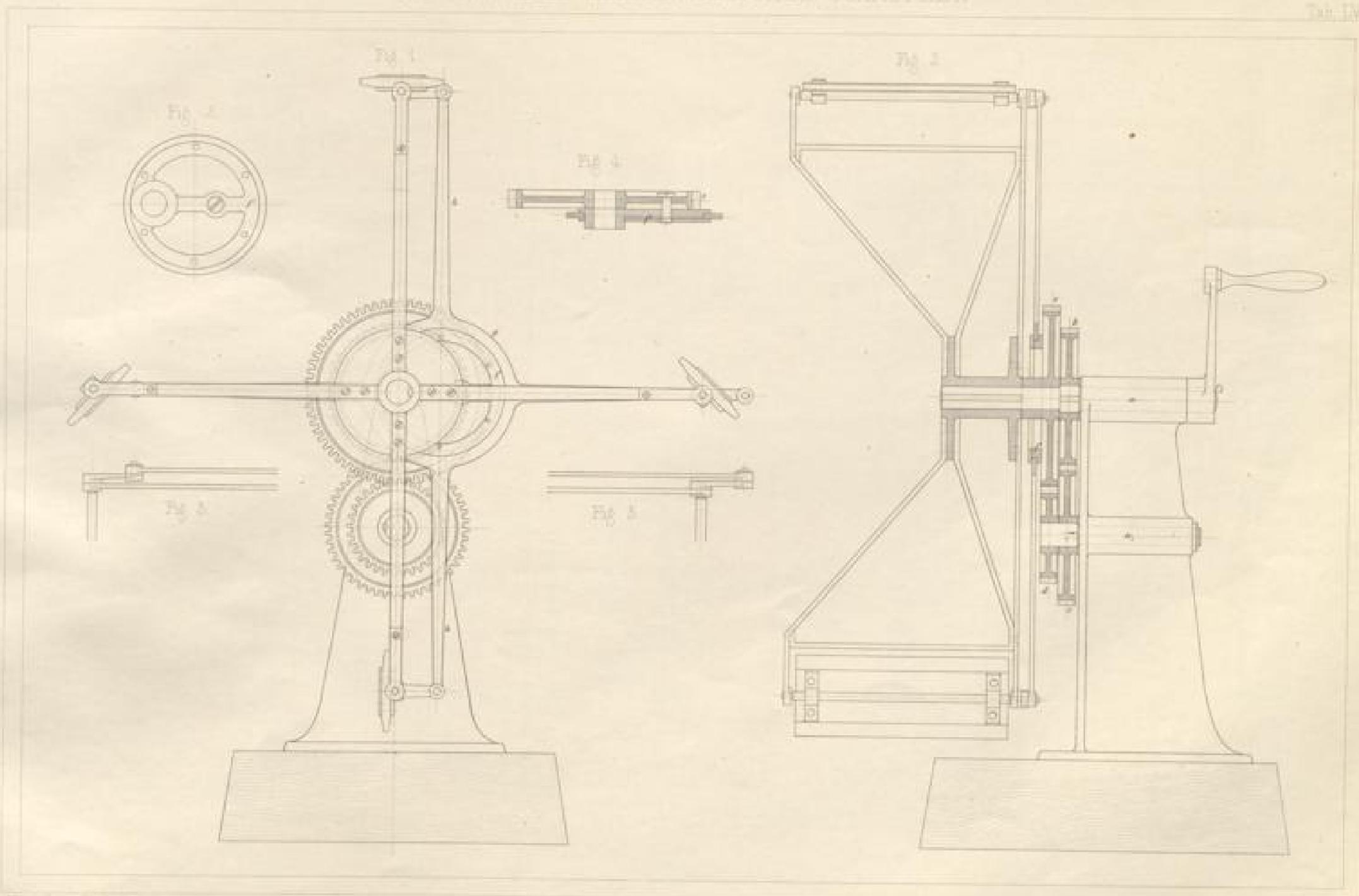
Tab. III



$\frac{1}{3}$ der Modellgröße

RUDERRÄDER MIT BEWEGLICHEN SCHAUFELN

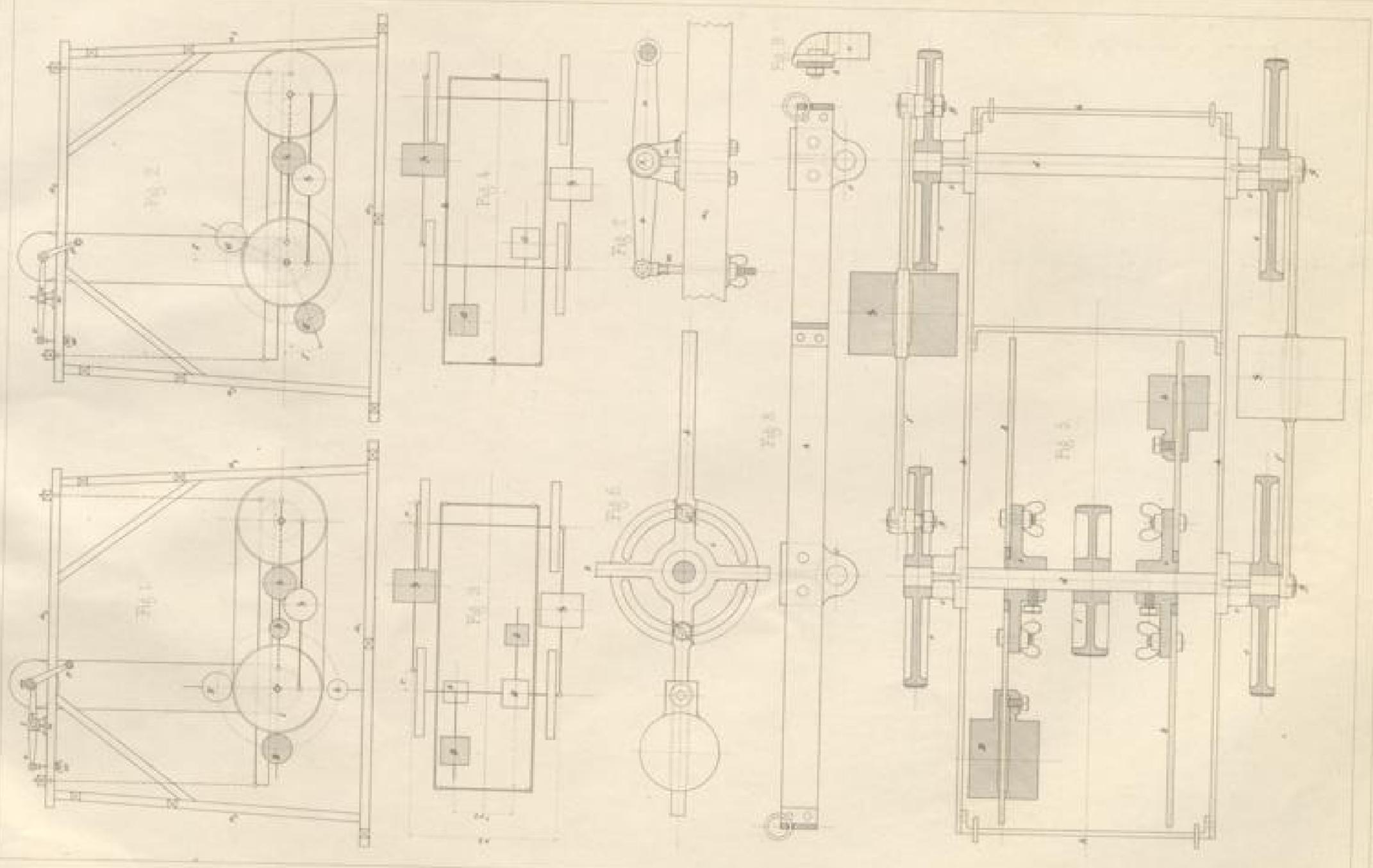
Tab. LVII



$\frac{1}{2}$ der Modellgröße

BALANCIERUNG DER LOKOMOTIVE

Tafel IX



1. Ein Maßstab



32 05901 6-031



