

6674

Der mechanische
Seidenwebstuhl

in Bezug

auf

Bau, Vorrichtung und Arbeitsweise.

Von

Franz Reh,

Maschinen-Ingenieur, k. k. Lehrer für mechanische Technologie an der Lehranstalt
für Textil-Industrie in Wien.

Mit 11 lithographierten Tafeln.

Zweite Auflage.

Weimar, 1897.

Bernhard Friedrich Voigt.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305688

Der mechanische
Seidenwebstuhl

in Bezug

auf

Bau, Vorrichtung und Arbeitsweise.

Von

Franz Reh,

Maschinen-Ingenieur, k. k. Lehrer für mechanische Technologie an der Lehranstalt
für Textil-Industrie in Wien.

Mit 11 lithographierten Tafeln.

Zweite Auflage.

Weimar, 1897.

Bernhard Friedrich Voigt.

Der mechanische

Goldener Wettbewerb

in Bezug

auf

Die Fortschritt und Aufklärung

Von

Franz Roth

DIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

III 33350

Mit II lithographischer

Zweite Auflage

Akc. Nr. 1459 / 50

Wien 1847

Verlag von Franz Roth



V o r w o r t.

Vergleicht man die in der Kindheit der mechanischen Weberei zur Erzeugung grober Baumwollzeuge verwendeten Stühle mit den heutigen Tages zur Herstellung der allerfeinsten und gleichmässigsten Seidengewebe dienenden Webstuhlkonstruktionen, so tritt einem in so recht greller Weise der ungeheure Fortschritt vor Augen, welcher auf dem Gebiete des Baues mechanischer Stühle im Laufe der letzten Jahrzehnte gemacht wurde; ein Fortschritt, der nur dadurch ermöglicht war, dass auch der Bau dieser Maschinen sich allmählich den Händen des unsicher tastenden Empirikers entrang und in jene des zielbewussten und technisch gebildeten Maschinenkonstruktors überging; ein Fortschritt, der geradezu den mechanischen Stuhl erst befähigte, auch auf dem Gebiete der Seidenweberei unaufhaltsam seinen Siegeslauf zu beginnen, trotzdem gerade das kostbarste aller Webematerialien, indem es die höchsten Ansprüche an Exaktheit und Sauberkeit der Ausführung, sowie an das minutiöse Funktionieren der Mechanismen stellte, sich in mancher Beziehung ziemlich spröde gegen die Benützung desselben erwies.

Heutzutage wird der mechanische Webstuhl bereits zur Erzeugung aller Gattungen glatter und gemusterter Stoffe aus Seide verwendet, wenn auch zugestanden werden muss, dass namentlich bezüglich des Verwebens mehrerer Schussarten noch manche Schwierigkeiten zu überwinden sind.

In der Webereiliteratur hat der mechanische Seidenwebstuhl im Vergleiche zu den mechanischen Baumwoll- und Wollstühlen noch relativ wenig Bearbeitung gefunden. Zwar hat E. Lembecke in seinem vorzüglichen Werke über mechanische Webstühle auch den Seiden-Hängladen-, sowie den Laersonstuhl eingehend besprochen, und auch eine prinzipielle Behandlung der Mechanismen der übrigen Seidenwebstühle gegeben, sowie auch in meinem „Lehrbuch der mechanischen Weberei“ eine solche bezüglich aller Seidenstühle enthalten ist; allein gerade einer der allerbesten und, wenn man neben Durchdachtheit, Solidität und Eleganz der Konstruktion auch praktische Erprobtheit fordert, vielleicht der vorzüglichste aller mechanischen Seidenwebstühle überhaupt, nämlich der Honeggerstuhl als solcher in Bezug eben auf diese mustergültige konstruktive Ausführung ist bisher unbesprochen geblieben.

Diese empfindliche Lücke in der Fachliteratur auszufüllen, ist der eine Zweck der vorliegenden Arbeit; ein zweiter ergibt sich aus folgendem.

Manche Werke über mechanische Weberei vermeiden es in geradezu ängstlicher Weise, allzuviel Gebrauch von der orthogonalen Projektion bei der Darstellung der mechanischen Stühle und deren Mechanismen zu machen und begnügen sich, dieselben in perspektivischen Ansichten zu versinnlichen. Mit Hilfe solcher ist aber ein exaktes Studium von Maschinenkonstruktionen, namentlich solch komplizierter Mechanismen, wie sie der mechanische Webstuhlbau aufzuweisen hat, geradezu ein Ding der Unmöglichkeit. Zur Erreichung eines gründlichen Verständnisses (und nur ein solches ist von mir ins Auge gefasst), eines Verständnisses, welches den Weber nicht zum Diener seines Stuhles, sondern zum Beherrscher desselben stempelt, ist unbedingt eine Darstellung nach den Gesetzen der darstellenden Geometrie mit all jenen Freiheiten und Modifikationen, namentlich in der Anwendung der körperlichen Schnitte, wie sie heutzutage im modernen Maschinenbau gang und gäbe ist, erforderlich. Sich mit diesen Grundsätzen wenigstens insofern als es zum Verständnisse von Maschinenzeichnungen erforderlich ist, vertraut zu machen, ist meiner Ansicht nach erste Aufgabe aller jener, welche ein eingehenderes Studium der mechanischen Weberei beabsichtigen. Um dies zu ermöglichen, sind die diesem Werke beigegebenen Zeichnungen durchwegs nach obigen Grundsätzen massstabrichtig ausgeführt und stellen insbesondere die ersten neun Tafeln, die ich speziell als Musterblätter für das textile Maschinenzeichnen betrachtet wissen möchte, wirkliche Konstruktionszeichnungen mit Unterscheidung der verschiedenen Konstruktionsmaterialien und Angabe

aller wichtigen Abmessungen und Konstruktionsdaten vor, wie dieselben der thatsächlichen praktischen Ausführung der betreffenden Bestandteile und Mechanismen zu Grunde liegen müssten. Um auch dem Anfänger das Verständnis dieser Zeichnungen zu erschliessen, sind einzelne Details, wie sie jedem aus der Anschauung geläufig sind und von jedem leicht beschafft werden können, da sich Analogien derselben auch an jedem andern Webstuhle vorfinden, wie Riemenscheiben, Schwungräder, Zahnräder, Lager, Schubstangen, in $\frac{1}{2}$ Naturgrösse separat herausgezeichnet und in Ansichten und Schnitten dargestellt, wobei ich gleich bemerken will, dass der Massstab $\frac{1}{2}$ Naturgrösse nur aus Rücksicht auf ein handliches Format gewählt wurde, während der wirklichen Zeichnung „Naturgrösse“, also linear doppelt so gross zu Grunde zu legen wäre. Nach dem Studium, eventuell dem Kopieren dieser Tafeln, etwa in der angegebenen Reihenfolge, kämen jene Tafeln an die Reihe, welche Zusammenstellungen mehrerer zusammenhängender Details repräsentieren, wie dies bezüglich der Tafeln „Schaltmechanismus“ und „Exzenter und Exzenterkarten“ der Fall ist; und erst hieran wäre das konstruktive Studium der Tafeln in $\frac{1}{5}$ Naturgrösse zu schliessen, welche Dispositionen ganzer Mechanismen darstellen.

Ein solcher Lehrgang wäre auch für den Unterricht im Maschinenzeichnen an Webeschulen zu empfehlen, wobei natürlich nicht alle neun Tafeln kopiert zu werden brauchten. Insbesondere gilt dies von den Zusammenstellungen, die ich mir nicht sowohl als Vorlegeblätter, sondern vielmehr nur als Musterblätter für Darstellung anderer analoger Details und Mechanismen, auch von anderen Webestühlen, denke.

Auf Grund meiner schulmännischen Erfahrung kann ich die Ueberzeugung aussprechen, dass ein Schüler, der diesen Lehrgang an der Hand eines technisch gebildeten Lehrers befolgt, nicht nur zum vollkommenen Verständnisse von Webstuhlmaschinenzeichnungen überhaupt befähigt, sondern auch in den Stand gesetzt wird, selbständig irgend welche Webstuhlbestandteile und Mechanismen in maschinentechnisch richtiger Weise anzunehmen und zu zeichnen, eventuell Veränderungen beziehungsweise Verbesserungen an ihnen vorzunehmen, somit jene Stufe im Maschinenzeichnen zu erreichen, die ihm vermöge einer durchschnittlichen relativ geringen Vorbildung überhaupt zu erreichen möglich ist.

Ich erachte es für meine Pflicht, auch diese Gelegenheit zu benützen, um einige weitere Beiträge zur Theorie der mechanischen Weberei zu liefern. In dieser Beziehung verweise ich die Herren Fachmänner auf die beiden Kapitel: „Grad der Unempfindlichkeit von Differentialregulatoren“ und „Beurteilung und Regulierung der Schlagstärke“. Im ersteren bespreche ich die Ursachen und den Grad der Fehlerhaftigkeit von Differentialregulatoren und die Art und Weise ihrer Rektifikation; im letzteren stelle ich eine exakte Formel für die Schützengeschwindigkeit auf, welche insbesondere den Einfluss der Abweichung der Schlagrollen-Schwingungsebene aus der Exzentermittelebene auf die Schlagstärke klarstellt und gebe die Art der Regulierung dieser mit Hilfe eben dieser Abweichung an.

Zum Schlusse bitte ich die Herren Fachgenossen, auch diese meine neue Arbeit gütigst einer eingehenden und strengen Kritik würdig zu erachten, und gebe der Hoffnung Ausdruck, dass der angestrebte Zweck derselben thunlichst erreicht werden möge.

Wien.

Franz Reh.

I n h a l t.

	Seite
Vorwort	III
Einleitung	1
Die mechanischen Seidenwebstühle im allgemeinen	1
Der Honeggerstuhl	3

Erster Teil.

Bewegungsmechanismen der Kette.

A. Ablassen und Spannen der Kette. Aufwickeln der Ware	5
I. Der Kettbaum samt Bremse	5
II. Der Streichbaum	6
III. Der Brust- und Warenbaum	6
IV. Herstellung und Konstruktion der Bäume	6
V. Der Regulator	7
a) Der Antriebshebel	7
b) Der Differentialmechanismus	7
c) Die Schubstange mit der Kompensationsvorrichtung	8
d) Das Schaltzeug	9
e) Die Räderübersetzungen	9
f) Berechnung des Regulators	10
g) Grad der Unempfindlichkeit von Differentialregulatoren	11
h) Anwendung eines positiven, kontinuierlich treibenden Schneckenregulators	15
B. Fachbildung	15
I. Das Prisma mit den Exzenterkarten	15
II. Die Exzenter für die Kordoni	16
III. Die Tritte	16
IV. Die Schwingen und Leitrollen	17

	Seite
V. Die Schäfte mit den Federn oder Tabletten	17
VI. Regulierung der Schäfteaushebung behufs reiner Fachbildung	17

Zweiter Teil.

Bewegungsmechanismen des Schusses.

A. Die Lade und ihre Bewegung	19
I. Die Ladenachse mit den Ladenstelzen	19
II. Der Ladenklotz mit den Schützenkästen	20
III. Der Blattrahmen und seine Spannungen	20
IV. Die Schubstangen	21
B. Schlagbewegung	21
I. Das Schlagexzenter	21
II. Die Schlagwelle	22
III. Schlagriemen, Picker und Fangvorrichtung	22
IV. Theorie des Schlagmechanismus. Exzenterkonstruktion	22
V. Beurteilung und Regulierung der Schlagstärke	24
Diskussion der Formel für die Schützengeschwindigkeit	25

Dritter Teil.

Antriebs- und Abstellmechanismen. Sicherheitsvorrichtungen.

A. Die beiden Stuhlwellen	30
B. Ein- und Ausrücken von Hand Stuhlbremse	30
C. Der Schützenwächter. Rückdrehen des Stuhles	31
D. Der Schusswächter	32

Einleitung.

Die mechanischen Seidenwebstühle im allgemeinen.

Die zur Erzeugung der verschiedensten Arten von Seidengeweben dienenden mechanischen Stühle werden in zwei, dem Aussehen und der Arbeitsweise nach wesentlich verschiedenen Typen gebaut. Der eine derselben, der Typus Sallier, schliesst sich, indem er die Arbeitsweise des Handstuhles möglichst getreulich wiederzugeben sucht, diesem auch in Form und äusserem Ansehen mehr wie die gewöhnlichen mechanischen Webstühle an; während der zweite, der englische Typus (wie man ihn nennen könnte), in seiner Bauweise den Charakter der englischen Kurbelwebstühle repräsentiert.

Der Typus Sallier ist in der Praxis in den Ausführungen von Sallier aîné in Lyon, Lembcke-Döhmer in Krefeld u. a. vertreten. Er ist charakterisiert durch die Form und Arbeitsweise jenes Organs, welches den eingetragenen Schussfaden an den Warenrand heranzubringen hat, nämlich durch die Konstruktion der Lade, die bei ihm eine sogenannte freifallende Hängelade ist. Dieselbe ist an einem oberen Teile des Webstuhlgestelles drehbar aufgehängt und daraus ergibt sich, dass das Gestell, hoch aufgebaut, ähnlich jenem der Handstühle auch in seinem obersten Teile noch genügende Steifigkeit zur Aufnahme der sich beim Ladenanschlag entwickelnden Kräfte besitzen muss. Die Lade wird durch Mechanismen bloss nach rückwärts ausschwingend gemacht, jedoch frei nach vorne fallen gelassen, wobei die Kraft einer Feder der Schwerkraftskomponente zu Hilfe kommt.

Daraus folgt eine analoge Wirkung wie bei der gewöhnlichen Handlade, die auch auf das Aussehen der erzeugten Ware nur von günstiger Wirkung sein kann. Der Schützenschlag ist beim Sallierstuhl ein Unterfederschlag und kann daher derselbe beliebig langsam, nicht aber beliebig schnell laufen, wie denn überhaupt diese Stühle keine sogenannten Schnellläufer sind, indem ihre Tourenzahlen nur 60—90, selten bis 100 betragen. Der Grund hierfür liegt eben in der Ladenkonstruktion, da die Bewegung der Lade infolge ihres Gewichtes, wenn auch unterstützt durch Wirkung einer Feder, naturgemäss nur eine relativ langsame sein kann.

Die Aufwickelung der Ware erfolgt durch den sogen. Lyoner Kompensationsregulator dadurch, dass beim Anschlage das durch Federn nach vorwärts gehaltene Blatt

Reh, der mechanische Seidenwebstuhl.

nach Erzeugung eines Warenstückes nach rückwärts um die Grösse dieses ausschwingt und, wenn dieselbe ein bestimmtes Mass erreicht, den Zusammenhang des Regulatormechanismas nicht mehr stört, wie dies bei heranschwingender Lade ohne oder bei zu geringer Warenerzeugung geschieht. Es wird also, wenn genügend Ware vorhanden ist, aufgewickelt, wenn dies jedoch nicht der Fall ist, die Aufwindung unterbrochen. Die Kettenspannung erfolgt durch Seilbremse mit Belastungs- und Gegengewicht, die Fachbildung beim Taffetstuhl mittels Rollenkurbeln und Exzenterhebeln, sonst durch eine gewöhnlich über dem Stuhle angebrachte Schaft- beziehungsweise durch eine Jacquardmaschine.

Dieser Sallierstuhl wurde von Lembcke derartig umkonstruiert, dass er mittels weniger Handgriffe in einen Handstuhl umgewandelt werden kann, um auf solche Weise einen für die Hausindustrie besonders brauchbaren Stuhl zu gewinnen. Zu dem Behufe leitete Lembcke sämtliche Bewegungen mit Ausnahme derjenigen des Schlages von einem einzigen langen Hebel ab, welcher der Länge des Stuhles nach in dessen Mitte unten läuft. Dieser Hebel wird, so lange der Stuhl mechanisch arbeitet, mittels einer Rollenkurbel, die auf eine auf dem Hebel aufgebrachte Exzenterform wirkt, niedergedrückt, und durch eine Feder immer wieder gehoben. Soll der Stuhl als Handstuhl arbeiten, so wird dieser Hebel mit dem Fusse niedergetreten und dadurch die Lade, der Regulator und die Schaftmaschine bewegt. Der Schlag wird in diesem Falle mit einem Schnellzeuge wie auf gewöhnlichen Handstühlen gegeben. Die Ausrückung des Sallierstuhles geschieht nicht durch Fest- und Losscheibe, sondern durch eine Klauenkuppelung, welche mittels eines zweiarmligen Hebels von einem federnden Ausrückhebel von einer den englischen Ausführungen analoger Form ausgelöst oder eingerückt werden kann. Der Riemen ist sonach weniger Abnutzung unterworfen, weil er in keiner Riemengabel läuft und auch die Gefahr des Herunterfallens desselben ist gänzlich vermieden. Sicherheitsvorrichtungen sind an diesen Stühlen meist keine angebracht, weil sie bei dem relativ langsamen Gange und bei dem Umstande, dass bei Erzeugung schöner Ware ohnehin die ganze Aufmerksamkeit des Webers dem Stuhle zugewendet sein muss, entbehrt werden können. Da indes Schützen-

schläge bei geringer Geübtheit des Arbeiters doch nicht immer zu vermeiden sind, so hat Lembcke einen eigenen Schützenwächter für solche Stühle mit freifallender Lade konstruiert, welcher, wenn auch etwas diffizil in der Handhabung, doch immerhin dem Zwecke entspricht, allzu häufige Schützenschläge hintanzuhalten.

Der zweite Typus, der englische, ist durch die weit aus meisten der in der Praxis angewendeten Seidenstühle repräsentiert. Ausführungen dieser Art sind die Konstruktionen der Maschinenfabrik Rüti, vormals Kaspar Honegger-Rüti, dann von Gebrüder Benninger in Uzwyll, Jakob Jäggli in Ober-Winterthur, Dièderichs in Bourgoin, weiters die mechanischen Seidenwebstühle der englischen Fabriken, u. a. von George Hodgson in Bradford, George Hattersley & Sons in Keighley, W. Smith Brothers in Heywood, der sächsischen Maschinenfabrik (Richard Hartmann) in Chemnitz, und endlich der Chantiers de la Buire in Lyon und Atherton Brothers in Preston, die sich mit dem Baue der Stühle Laeserson-Wilke beschäftigen.

Alle diese Stühle haben als charakteristisches Merkmal die Kurbelbewegung der Lade und können daher insgesamt als Kurbelstühle bezeichnet werden. Und zwar bedienen sich dieselben entweder des gewöhnlichen Kurbelmechanismus mit einer Schubstange von normaler Länge (namentlich bei rasch laufenden Stühlen und beim Arbeiten mit gewöhnlichen Schützen) oder aber sie verwenden eine abnorm kurze Schubstange behufs Erreichung eines längeren Stillstandes der Lade während des Schützendurchganges bei geöffnetem Fache, wie dies bei Verwendung von Bügel- oder Kondukteurschützen nötig ist. Zu dem gleichen Zwecke kombinieren Laeserson-Wilke die Kurbel mit einem Kullissenhebel, der einen annähernd nach dem Kurbelradius gekrümmten Schleifbogen besitzt und erreichen dieser Art eine noch vorteilhaftere Ladenbewegung.

Auch die Schlagbewegung ist bei allen diesen Seidenstühlen analog durchgeführt. Sie ist bei allen eine Unterschlagbewegung, entweder und zwar in der Regel eine solche mit Exzenter Schlag oder, und zwar nur bei den auch zum Handbetriebe verwendbaren Laesersonstühlen, sowie bei anderen langsam laufenden, für Herstellung besonders schöner Ganzseidenstoffe dienenden Stühlen, eine solche mit Federschlag.

Dabei ist bei den ersteren das Schlagexzenter entweder auf die Welle aufgebracht, wie bei Honegger, Dièderichs und den mechanischen Kraftstühlen von Laeserson oder es sitzt die Exzenterform auf dem Hebel, wie bei Smith, Jäggli etc.

Der Federschlag ist bei den mechanischen Handwebstühlen von Laeserson aus dem Grunde vorteilhaft, weil er auch bei langsamem und unregelmässigem Gange des Stuhles regelrecht funktioniert. Er wird sich daher auch bei unregelmässigem Gange des Motors empfehlen, besonders bei Verwendung sogen. Kleinmotoren in der Hausindustrie.

Was die Geschirrbewegung anbelangt, so ist für die Seidenstühle die Verwendung der Exzenterkarten charakteristisch. Dieselben gestalten einen raschen Wechsel der Bindung und sind sehr übersichtlich in ihrer Anordnung.

Bei dem durch den häufigen Wechsel der Mode hervorgerufenen Umstand, dass man auf einem Seidenstuhle meist nur relativ geringe Längen derselben Bindung herzustellen in der Lage ist, gewinnt diese Eigenschaft der Ex-

zenterkarten eine erhöhte und für ihre allgemeine Verwendung an Seidenstühlen ausschlaggebende Bedeutung. Einfache Exzenter finden Anwendung bei Erzeugung von Taffet, ausnahmsweise bei solcher anderer Grundbindungen und für die Bewegung der Kordoni, Schaftmaschinen sind an englischen Ausführungen gebräuchlich.

Die Spannung der Kette geschieht durch gewöhnliche Bremsen mit Seil oder Kette, und zwar mit Regulierung von Hand; das unbelastete Seilende ist hierbei entweder an einem Fixpunkte befestigt oder trägt ein kleines auf dem Boden aufruhendes Gegengewicht. Letztere Anordnung gibt eine sehr elastische Bremsung. Mitunter dient auch ein einfaches Belastungsgewicht zur Erzeugung der Kettenspannung, so an den Laesersonstühlen in einer äusserst geistreichen Anwendung, welche verhindert, dass das Gewicht beim Abwickeln der Kette sich allmählich zu hoch hebt und vom Weber wieder nachgelassen werden muss. Dieses Nachlassen geschieht vielmehr selbstthätig in äusserst sanfter und die Spannung der Kette nicht im geringsten beeinflussenden Weise.

Charakteristisch ist für Seidenstühle das lange Freilaufen der Kette zwischen Streichbaum und Geschirr, also das sogen. Gereihe und ist in der Regel, um ein solches mit genügender Länge zu erreichen, der Kettbaum samt Bremsung und Streichbaum in einem gesonderten Gestellteil, dem Kettbaumgestelle oder Chevalet détaché untergebracht, welches in beliebiger Distanz hinter dem eigentlichen Hauptgestelle des Stuhles aufgestellt werden kann.

Das lange Gereihe ist bei dem Seidenstuhle deshalb mit Vorliebe verwendet, weil sich bei einem solchen die Kette sehr elastisch und gleichmässig gespannt einwebt, sowie die einzelnen Fäden derselben beim Fachbilden möglichst wenig angestrengt werden, dann aber auch aus dem Grunde, weil bei Erzeugung von halbwegs schöner Ware ein Nachsäubern der Kette im Webstuhle nicht zu umgehen ist. Man legt daher auch in dem Falle, als man von einem eigenen Kettbaumgestelle Umgang nimmt, den Kettbaum im Webstuhle derartig, dass ein langes Gereihe entsteht, z. B. in einem eigenen Support, eine grössere Strecke über oder unter die horizontale Arbeitsebene des Webstuhles, so dass die Kette zuerst vertikal nach ab- oder aufwärts zum Streichbaum und von diesem erst horizontal läuft.

Auf die Konstruktion der Warenaufwinde-Regulatoren ist bei den Seidenstühlen in der Regel grosse Sorgfalt verwendet, da eine gute, richtig funktionierende Regulatorkonstruktion Hauptbedingung für Erzeugung einer gleichmässigen, schön aussehenden Ware ist, worauf bei dem kostbaren Material besonderes Gewicht gelegt werden muss. Die Regulatoren werden sowohl als positive als auch als negative angewendet.

Die gewöhnlichen Artikel wie Satin mit Baumwoll eintrag erlauben ein regelmässiges kontinuierliches Fortgehen des Gewebes, also die Verwendung positiver Regulatoren; Stoffe mit Seideneintrag, welcher immer dünnere und dickere Stellen hat, verlangen, dass das Gewebe im Verhältnis der Dicke des Eintrages nachgezogen werde, also die Aufwicklung eine sogenannte negative, von der jeweilig schwankenden Grösse der Warenerzeugung abhängig sei. Façonnierte Stoffe, bei welchen die Form des Musters strenge einzuhalten Bedingung ist, erfordern hingegen wieder eine nur von der Zahl, nicht aber von der Dicke der Eintragfäden abhängige, also eine positive Nachziehung der Ware. Gleichmässigkeit des Gewebes ist Hauptbedingung und werden

sich daher jene Regulatorkonstruktionen am besten empfehlen, bei welchen, sobald sie positiv wirken, die Grösse des aufgewickelten Stückes beinahe mathematisch genau der theoretisch erforderlichen Länge gleich gemacht werden kann, und, sobald die Wirkung eine negative ist, das Blatt mit konstanter, leicht regulier- und einstellbarer Kraft an den Warenrand anschlägt, sowie die Spannung der Kette weniger belangreich für die Schussdichte ist. Alle diese Bedingungen erfüllen die sogenannten Kompensationsregulatoren, negative Regulatoren mit indirekter Uebertragung, in vollkommenster Weise und sind daher diese, namentlich an den Schweizerstühlen in sehr geistreichen und überaus scharfsinnigen Ausführungen vertreten.

Die meisten Artikel, welche in der Seidenweberei vorkommen, vertragen die Berührung oder Reibung mit einem rauhen Gegenstande nicht und muss daher von der Anordnung der Stoffaufwicklung mit Riffel- oder Sandbaum Umgang genommen und die Ware direkt dem Warenbaum zugeführt werden. Es sind daher in der Regel die Regulatoren mit sogenannten Differentialvorrichtungen versehen, welche bewirken, dass in dem Masse, als der Stoffbaum dicker wird, behufs Konstantbleibens des nachgezogenen Warenstückes der Schaltwinkel ein kleinerer werde.

Die Sicherheitsvorrichtungen an den Seidenstühlen englischer Bauart bieten keine besonderen Eigentümlichkeiten. In der Regel ist an den Stühlen sowohl ein Schützen- als auch ein Schusswächter in Anwendung. Die Schützenwächter gleichen jenen an den Baumwollstühlen englischer Konstruktion und sind nur gewöhnlich noch mit einer Vorrichtung kombiniert, welche die Schützenkastenzunge im Momente des Schützenabganges vom Drucke der Stecherfeder entlastet, damit der Schlag ein sanfterer werde. Von Schusswächtern findet der englische Gabelschusswächter den häufigsten Gebrauch, da eine vollkommen befriedigende, anderweitige Konstruktion bis heute noch nicht gefunden ist.

Gewebe mit mehreren Schussarten, zu deren Erzeugung also Stühle mit mehreren Schützen, sogenannte Wechselstühle gehören, lassen sich heutzutage noch nicht in einer allen Anforderungen genügenden, vollkommen einspruchsfreien Weise auf mechanischen Stühlen herstellen. Zwar wurden an denselben Wechsel von sehr verschiedener Konstruktion in Anwendung gebracht, die der Mehrzahl nach ähnlichen Konstruktionen der Baumwollstühle entlehnt sind, so die Wechsel mit Hebeketten, der einseitige Wechsel von Honegger mit Nadeln und Platinen mit verschiedenen langen Schlitten und Ansätzen, der zweiseitige Wechsel mit zwei übereinander gesteckten Kreisexzentern für vier Kästen, wie ihn die Maschinenfabrik Rüti an ihren Lancierstühlen verwendet u. a.; allein eine Konstruktion, die nicht nur allen praktischen Anforderungen, namentlich jener grösster Uebersichtlichkeit in der Anordnung, sowie möglichst bequemer Beaufsichtigung, Vorrichtung und Bedienung, sondern auch allen theoretischen Bedingungen, wie beispielsweise derjenigen grösster Einfachheit, Zweckmässigkeit und konstruktiver Schönheit der Bauweise, sowie möglichst zwangläufiger, sicherer und ruhiger Kastenbewegung genügen würde, ist auch heute noch ein vielfach angestrebtes aber noch nicht erreichtes Ideal der verschiedenen Webstuhlbauer. Auch die Anwendung eines Schusswächters begegnet bei dem Wechselstuhle mannigfachen besonderen Schwierigkeiten und sind, so viele Konstruktionen solcher auch bereits versucht und thatsächlich angewendet wurden, doch alle wieder mehr weniger ausser Kurs gesetzt worden.

Alle diese angeführten Mechanismen in ein System zu bringen und sie nach ihren Prinzipien zu verfolgen und zu untersuchen, eventuell zu berechnen, ist Aufgabe der Theorie, wie sie von mir an anderer Stelle versucht wurde*). Zweck der folgenden Zeilen ist es, in einem speziellen Beispiele die Ausführung und den Zusammenbau aller zu einem Seidenwebstuhle gehörigen Teile vom konstruktiven Standpunkte aus zu erläutern, um die durch das Material bedingten besonderen Eigentümlichkeiten eines solchen Stuhles hervorheben zu können. Zu diesem Zwecke ist den weiteren Betrachtungen der sogenannte Honeggerstuhl zu Grunde gelegt, ein von der Maschinenfabrik Rüti, vormals Kaspar Honegger-Rüti, gebauter Seidenwebstuhl, der sich ebensowohl durch theoretisch geistreiche, praktisch vollkommen erprobte Konstruktion, als auch durch formvollendete, den Gesetzen der Schönheit im Maschinenbaue entsprechende konstruktive Ausführung in rühmlichst bekannter Weise auszeichnet.

Der Honeggerstuhl. (Fig. 1—4, Taf. X.)

Der Honeggerstuhl wurde in seiner jetzigen Form im Jahre 1879/80 unter der Firma Kaspar Honegger konstruiert und wird heute in gleicher Ausführung von der Maschinenfabrik Rüti gebaut. Derselbe ist mit besonderer Rücksichtnahme auf jene Stoffe, für die sich der mechanische Seidenwebstuhl am besten eignet, und mit Zuhilfenahme jahrelanger eigener Erfahrungen mit durchwegs in der Bedienung bequemen und praktisch erprobten Mechanismen ausgerüstet und stellt in der Art und Weise der Anordnung derselben, sowie deren konstruktiver Ausführung grösstenteils Originalkonstruktionen Honeggers dar. Es kann ausgesprochen werden, dass vor Honegger kein Konstrukteur einen ebenso handlichen, zweckmässigen und schönen Seidenwebstuhl gebaut hatte. Alle bis zu jenem Zeitpunkt bekannten Seidenwebstühle weichen vom Honeggerstuhl wesentlich ab und wenn heutzutage manche Ausführungen anderer Fabriken dem Honeggerstuhle gleichen, so sind dieselben diesem nachgebaut worden, in dem Bewusstsein, dass der Honeggerstuhl in vielen Beziehungen für jeden Konstrukteur mechanischer Seidenwebstühle muster-gültig ist.

Der Honeggerstuhl besteht in der Regel aus zwei Teilen; dem eigentlichen Hauptgestelle des Stuhles mit den zur Kettfaden- und Schussbewegung erforderlichen Mechanismen und dem Kettbaumgestelle, Chevalet détaché mit den Kettbäumen, Kettbaumbremsen und Streichbäumen. Was zunächst das Hauptgestelle des Stuhles anbelangt, so besteht dasselbe aus zwei parallelen gusseisernen Schilden von aus den Zeichnungen ersichtlichen Form (Fig. 1), welche durch gusseiserne Querträger zu einem einzigen starren Ganzen vereinigt sind. Solcher Querträger sind zwei vorhanden, nämlich einer vorne, welcher doppel-T förmigen Querschnitt besitzt, sich beiderseits an den Enden beträchtlich erhöht und mit breiten Prätzen mit je zwei Schrauben, an der Innenseite der Schilde unten angeschraubt ist (vergl. auch Taf. I); und ferner ein eigentlich aus zwei Trägern bestehendes Verbindungsstück rückwärts, dessen oberer und unterer Teil durch zwei Verbindungen in der Mitte zu einem Ganzen vereinigt sind und gleichfalls jeder mit je einer Schraube an jedem Ende mit dem Hauptschilde

*) Franz Reh, Lehrbuch der mechanischen Weberei für Textil-, Gewerbe- und höhere technische Schulen.

sich verbinden (Fig. 4). Dies rückwärtige Verbindungsstück besitzt Γ und \square förmige Querschnitte (vergl. auch Taf. I). Die derartig an je drei Stellen gegenseitig verbundenen Schilde selbst haben \square förmigen Querschnitt mit Randleisten an der Aussenseite und ruhen jeder mit je zwei Füßen auf den Unterlagspfosten auf. Vorne reichen sie nur bis zur Höhe des Brustbaumes (vergl. auch Taf. I und V), während ihr rückwärtiger Teil in formvollendet schönen Umrissen beträchtlich sich über diese Höhe erhebt, um oben nochmals durch zwei schmiedeeiserne Stangen Versteifung zu empfangen. Diese Stangen dienen zugleich als Träger für die obere Hebel und Führungsrollen, sowie etwaiger Supporte der Geschirrbewegung (vergl. auch Taf. III).

Die beiden Schilde des Gestelles und deren Verbindungsstücke dienen nun zur Unterbringung aller zur Erzeugung eines Gewebes nötigen Mechanismen und zur Lagerung jener Wellen, welche den Antrieb derselben zu besorgen haben.

Solcher Wellen sind zwei vorhanden, die eine, obere, erhält den Antrieb von der Transmission durch Riementrieb, sie heisst Hauptwelle und treibt ihrerseits mittels Zahnrädern, die untere, die Schlagexzenterwelle an. Von der Hauptwelle aus wird mittels Kurbelkröpfungen die Lade- und von dem einen Stelzenfusse aus mittels eines Hebelarmes der Regulator bewegt. Die Schlagexzenterwelle dient zum Antrieb des Schlagmechanismus, der Schäftebewegung und des Schusswächterhebels. Die Lagerung der Zettelbäume wird in zweifacher Weise durchgeführt. Entweder sind zu

ihrem Zwecke am Webstuhl besondere Supports angeschraubt mit Gleitwalzen oder Streichbäumen mit Glasstangen, oder wenn ein grösseres Gereihe sich wünschenswert macht, wie das in der Regel der Fall ist, so werden separate Zettelbaumstuhlungen, sogenannte Chevalets détachés hinter dem eigentlichen Webstuhlgestelle aufgestellt. Diese Kettbaumgestelle (Fig. 1, Taf. X) bestehen gleichfalls aus zwei Schilden, die jedes mittels zweier Füße auf den Unterlagspfosten ruhen und an diesen mit zwei Schrauben befestigt sind. Die Verbindung der beiden Schilde geschieht durch einen oder zwei gusseiserne Träger, die sich wieder beiderseits an den Enden erhöhen und daselbst mit je zwei Pratzen mittels zweier Schrauben an den Schilden befestigt sind.

Die Kettbäume sind in gusseisernen Lagerstücken drehbar, welche in die Schilde horizontal verschiebbar eingesetzt sind; die Streichbäume können in schieberförmige Stücke oben eingelegt werden, welche vertikale Einstellung ermöglichen. Die Drehbolzen der Bremshebel befinden sich an besonderen Stücken, die unten an den Schilden angeschraubt sind. —

Die einzelnen Mechanismen sollen nun in derselben Reihenfolge durchgesprochen werden, wie dies von mir an anderer Stelle bezüglich der Mechanismen der mechanischen Webstühle überhaupt geschah; es sollen also zunächst diejenigen zur Bewegung der Kettfäden, hierauf jene zur Bewegung des Schusses und zum Schlusse die Sicherheitsvorrichtungen, Antriebs- und Abstellmechanismen in konstruktiver Beziehung eingehendst Erläuterung finden.

Erster Teil.

Bewegungsmechanismen der Kette.

A. Ablassen und Spannen der Kette. Aufwickeln der Ware.

I. Der Kettbaum samt Bremse.

(Fig. 1, 5 und 6, Taf. X.)

Die Kette, welche in den mechanischen Webstuhl, gebäut auf einen hölzernen Kettbaum von 136 mm Durchmesser, gebracht wird, läuft von diesem nach aufwärts, gelangt über die stählerne oder hölzerne Streichwalze in die horizontale Arbeitsebene des Webstuhles, passiert hierauf Kreuzschienen, Geschirr und Blatt, um von hier ab, als fertige Ware, sich über die hölzerne oder schmiedeeiserne Brustwalze zu schlingen und schliesslich auf dem hölzernen Warenbaum aufgewickelt zu werden. Im Chevalet détaché oder Kettbaumgestelle ist Raum für einen oder zwei Kettbäume vorhanden, insoferne als für einen oder zwei Lagerung vorgesorgt ist. Diese geschieht für jeden Kettbaum an jedem Ende in je einem gusseisernen Stück von der Gestalt einer Röhre oder eines dicken massiven Bolzens, welcher durch eine Bohrung des Schildes des Kettbaumgestelles oder eines besonderen Supportes durchgesteckt und durch eine Klemmschraube festgehalten wird. Dieser Bolzen hat an seinem inneren Ende, von oben herab, eine Vertiefung, die eine nach oben offene Lagerbohrung repräsentiert, in die der Zapfen des Kettbaumes eingelegt wird.

Der Kettbaum besitzt an jedem Ende einen eisernen Zapfen von 18 mm Durchmesser und 55 mm Länge, der in ihn hineingeschlagen ist. Damit hierbei das Holz des Kettbaums nicht zersprengt werde, ist rund um den Zapfen ein eiserner Ring von 40 mm Durchmesser in das Holz getrieben.

Zum Auflegen des Bremsseiles besitzt der Kettbaum an jedem Ende eine gusseiserne Muffe von 58 mm Länge aufgeschoben, deren Durchmesser dort, wo das Seil aufliegt, 120 mm beträgt. Die Muffe besitzt an der Innenfläche drei Vorsprünge, welche in Vertiefungen der Umfläche des Kettbaumendes greifen, wodurch eine Drehung der Muffe auf dem Baum hintangehalten ist.

Zum Einlegen der Rute, welche die Kette auf dem Kettbaum festhält, ist eine Längsnut von 12 mm Breite und

18 mm Tiefe in diesen eingearbeitet. Die Bremsung geschieht, wie schon erwähnt, durch je ein über die gusseiserne Muffe gelegtes Seil, bez. eine eiserne Kette. Das Seil oder die Kette sind mit dem einen, nämlich dem im selben Sinne wie die Webstuhlkette ablaufenden Ende an dem unteren gusseisernen Querträger des Kettbaumgestelles befestigt, alsdann nach aufwärts zum Kettbaum geführt, mehrere Male um dessen Muffe geschlungen, alsdann nach abwärts geleitet und mit dem zweiten Ende mit dem Bremshebel verbunden, welcher ein Belastungsgewicht trägt. Bei Verwendung eines Seiles genügt eine $2\frac{1}{2}$ malige, bei jener einer Kette eine $4\frac{1}{2}$ malige Umwicklung, um ein Maximum der Bremswirkung zu erreichen, welches so gross ist, als ob das Seil oder die Kette direkt am Baume hängen würde. Die Bremsgewichte sind über die Bremshebel geschoben und auf ihnen mit einer Klemmschraube feststellbar oder es sind Gewichte, welche in Einkerbungen der Bremshebel eingehängt werden. Ihre Grösse ist ungefähr 5,3 kg.

Um die Kettenspannung vollkommen konstant zu erhalten, müsste man die Gewichte in demselben Masse als der Kettbaum während des Webens dünner wird, auf ihren Hebeln nach einwärts schieben. Bei einer mässig langen Kette braucht hierauf weniger Rücksicht genommen zu werden; um so weniger, als sowohl die Warenaufwindung als auch der Blattanschlag nahezu unabhängig von der Kettenspannung vor sich gehen.

Damit die Bremsung elastischer werde, ist es oft vorteilhaft, das dem belasteten entgegengesetzte Seilende nicht an einem Fixpunkte zu befestigen, sondern mit einem kleinen Gegen- oder Kontregewicht zu versehen. Während des Arbeitens wird sich dieses Gewicht auf dem Boden aufsetzen, dadurch sein Seilende entlasten und ein Zurückgleiten des Belastungsgewichtes ermöglichen. Dieses erfolgt immer nur um das erforderliche kleine Stück, da in dem Momente, als dasselbe so gross wird, dass das Kontregewicht über den Boden sich hebt, dessen Schwere ein weiteres Rückgleiten des Belastungsgewichtes hindert. Auch mit Hilfe eines einfachen Belastungsgewichtes, also ohne Bremse könnte man die Kettspannung in einer für ein elastisches Weben vorteilhaften Weise erzeugen; wohl am besten mit Hilfe einer Anordnung, die ein Rücklassen des zu weit gehobenen Gewichtes infolge selbstthätigen Rücksinkens desselben überflüssig macht.

Anstatt der Gewichtshebel könnte man natürlich auch mit Beibehaltung der Seilbremse direkte Belastungsgewichte in Anwendung bringen, entweder derartig, dass man an jedes Seil ein separates, am besten aus einzelnen Scheiben zusammengesetztes Gewicht oder an beide Seile zugleich einen mit Gewichten beschwerten Kasten oder eine eben solche Stange hängt.

Bei Erzeugung von sehr dichter Ware wird eine zangenartige Bremse auf dem Zettelbaume angebracht, welche denselben im Momente des Blattanschlags absolut festhält, so dass die Kette in diesem Augenblicke nicht nachgeben kann und daher die volle Kraft des Schlags zur Geltung kommt.

II. Der Streichbaum.

(Fig. 1 und 6, Taf. X.)

Der Streichbaum ist ein sogenannter fester. Er ist, wie schon erwähnt, entweder aus Stahl oder gleichfalls aus Holz; hat dann einen Durchmesser von 65 mm und besitzt an den Enden je einen festen schmiedeeisernen Zapfen, mit welchen er in gusseisernen Supports eingelegt wird. Diese Supports, welche an den Schilden des Kettbaumgestelles angeschraubt werden und indem sie zwischen Führungsleisten verschiebbar sind, eine bequeme Verstellung in der Höhenlage gestatten, besitzen oben offene Halblager entweder nur für einen (Fig. 6) oder aber solche für mehrere Streichbäume. So besitzt die in Fig. 1 gezeichnete Ausführung eines Kettbaumgestelles an der Oberkante, die von rückwärts nach vorn etwas geneigt ist, acht solche Halblager und können daher mehrere Streichbäume in etwas verschiedener Höhe eingelegt werden, so dass die verschiedenen Ketten in etwas getrennten Ebenen dem Geschirre zulaufen. Auch können diese Halblager zum Einlegen von Stäben dienen, über welche die Spulen für die Kordoni geschoben sind oder es sind für diese Kantenrollen eigene Bolzen an anderer Stelle des Kettbaumgestelles vorgesorgt. Der untere Teil dieses in Fig. 1 skizzierten Streichbaum-supportes ist, wie schon erwähnt, schieberartig und wird mittels Schraube festgeklemmt.

III. Der Brust- und Warenbaum.

(Fig. 1, 2, 4, 5, Taf. X.)

Der Brustbaum ist beim Honeggerstuhl eine hohle schmiedeeiserne oder eine hölzerne Walze von 70 mm Durchmesser, welche an den Enden wieder schmiedeeiserne Zapfen eingetrieben besitzt. Er ist in oben offenen Halblagern eingelegt, die sich im oberen Teile gusseiserner Supports befinden, welche an der inneren Seite der Schilde des Stuhlgestelles in deren oberen Hälfte mittels zweier Schrauben befestigt sind (Taf. I, Schnitt C D und Schnitt E F). Vor dem Brustbaum besitzen diese Supports an der Innenseite eine schräge Nut, in die das Schutzbrett zum Schutze der zum Warenbaum laufenden Ware eingesteckt werden kann (Taf. I, Schnitt E F).

Der Warenbaum ist aus Holz und besitzt 180 mm Durchmesser. Er hat behufs Befestigung der Ware am Umfange eine Längsnut eingearbeitet und an den Enden schmiedeeiserne Zapfen, sowie rund um diese eben solche Ringe zum Schutze gegen Zersprengen ins Holz getrieben. Mit der einen Stirnseite desselben ist das Antriebsstirnrad mittels vier Schrauben vereinigt.

Der Warenbaum muss so zwischen den Schilden gelagert sein, dass er leicht weggenommen werden kann, um auf den Tuchschaustuhl behufs Abnehmens der erzeugten Ware gebracht werden zu können. Seine Zapfen sind daher nicht in festen Lagerbohrungen der Gestellschilde oder der daran geschraubten Supporte eingelegt, sondern in separaten Lagerstücken gehalten, welche erst in Bohrungen obengenannter Supporte eingeschoben sind. Indem nun das eine dieser Lagerstücke soweit nach aussen verschoben werden kann, dass der in dasselbe eingelegte Zapfen des Warenbaums vollkommen frei wird, lässt sich dieser Baum, indem man ihn etwas schräg stellt, auch aus dem gegenüberliegenden Lager herausziehen und mithin nach vorn aus dem Stuhle herausnehmen.

Die Lagerstücke sind an ihrem äusseren Umfange gleichfalls cylindrisch und haben 40 mm Aussendurchmesser bei 20 mm Bohrung. Das eine derselben hat die Bohrung für den Warenbaumzapfen zentrisch und ist im Support festgeklemmt; ein 18 mm dicker Fortsatz desselben reicht durch den Schild des Stuhlgestelles durch und trägt aussen einen gusseisernen Knopf zum Anfassen. Hat man zuvor die Klemmschraube gelüftet, so lässt sich dieses Lagerstück mit Hilfe des obengenannten Knopfes ganz in das Innere der Bohrung des Supports zurückziehen, aus welcher es gewöhnlich um die Länge des Warenbaumzapfens herausragt. Dadurch ist eben dieses obenerwähnte Freiwerden erreicht und das bequeme Herausnehmen des Warenbaums ermöglicht. Das andere Lagerstück besitzt für seinen Warenbaumzapfen eine exzentrische Bohrung (Fig. 4) und trägt auf einem durch das Stuhlgestellschild durchreichenden cylindrischen 15 mm dicken Fortsatz, aussen einen Handgriff (Fig. 1) aus Gusseisen, welcher auf dem Fortsatze mittels einer Stellschraube festgeklemmt ist. Dieses Lagerstück befindet sich auf jener Stuhlseite, auf welcher das Antriebsstirnrad des Warenbaums liegt. Erfasst man obigen Griff mit der Hand und dreht man mit dessen Hilfe das Lagerstück, so wird die exzentrische Bohrung ihre Höhenlage verändern; der Warenbaumzapfen, mithin das Warenbaumende mit dem angeschraubten Stirnrad wird gehoben und gelangt dadurch letzteres ausser Eingriff mit dem unter demselben liegenden antreibenden kleineren Rade. Der Warenbaum wird dadurch vollkommen frei beweglich und man kann denselben von Hand beliebig drehen, wie dies z. B. behufs Rückwickeln eines grösseren Warenstückes zweckmässig erscheinen kann; oder aber man kann ihn ganz aus dem Stuhle herausnehmen, wenn man gleichzeitig das gegenüberliegende Lagerstück zurückzieht.

IV. Herstellung und Konstruktion der Bäume.

Die am Honeggerstuhle verwendeten Bäume sind je nach ihrem Zwecke von verschiedener Konstruktion. So werden beispielsweise sowohl hölzerne, als auch schmiedeeiserne und stählerne Walzen als Bäume verwendet.

Sind die Bäume aus Holz, so werden sie aus besonders gut getrocknetem Materiale angefertigt und bestehen meist aus verschiedenen miteinander gut verleimten Stücken. Die schmiedeeisernen Bäume stellen gezogene Rohre vor, während die stählernen massiv sind.

Als Kettbäume dienen Walzen aus Holz, bestehend aus einem mittleren Teile und um diesen geleimten Umfangsstücken (Fig. 7, Taf. XI). Die schmiedeeisernen Zapfen sind in diese Bäume beiderseits eingeschlagen. Sie sind von cylindrischer Form, auch innerhalb des Holzes und

laufen in eine kurze viereckige Spitze zu. Ihr Eindringen ins Holz findet auf einer Länge von 20 cm statt. Damit das Holz nicht zersprengt werde, sind rund um die Zapfen eiserne Zwingen in dasselbe getrieben. Diese haben die Form dünnwandiger schmiedeeiserner Ringe (Fig. 8). Die Bremsringe oder Muffen, worauf das Seil ruht, sind beiderseits auf die etwas im Durchmesser abgesetzten Enden des Kettbaumes aufgezogen. Diese Bremsringe besitzen am inneren Ende einen kleineren Innendurchmesser wie aussens (Fig. 9) und muss daher auch das Holz des Kettbaumes nach ersterem abgedreht werden. Schliesslich werden an der äusseren Stirnseite des Baumes rund herum Holzkeile eingeschlagen und so die volle Ausfüllung des Bremsringes mit dem Holze des Kettbaumes bewirkt. Die derart hergestellte Verbindung ist eine ausserordentlich solide und sitzen die Bremsringe unveränderlich sehr fest, ohne dass es nötig ist, dieselben mit Stiften oder Schrauben festzuhalten.

Die Streichbäume werden neuestens von der Maschinenfabrik Rüti allgemein ganz aus 40 mm dickem Stahl gemacht und nur wenn hölzerne Streichbäume eigens gewünscht werden, werden auch solche beigegeben. Dieselben bestehen aus zwei zusammengeleimten inneren Stücken aus Tannenholz von viereckiger Aussenform, welche auch zwischen sich an den Enden die schmiedeeisernen Zapfen aufnehmen. Letztere sind im Holze vierkantig mit einem hakenartigen Ende (Fig. 10).

Rundum werden dann segmentartige Umfangsstücke aus Hartholz, welches fein poliert wird, um den Innenkörper aufgeleimt.

Die Brustbäume sind bei den neuen Stühlen aus Schmiedeeisen; es sind eiserne gezogene Röhren, sogenannte Gasrohre, an deren Enden (Fig. 11) gusseiserne Büchsen eingesetzt werden, in welche die schmiedeeisernen Zapfen sehr fest eingetrieben sind. Mit vier Stiftchen wird die Büchse gegen das Loswerden mit der Röhre fest verbunden. Die Walze wird dann gut abgedreht und mit schlauchförmig hergestelltem Tuche überzogen, welches gut aufgeleimt wird.

Die Warenbäume sind aus Holz und werden die Zapfen analog den Kettbaumzapfen befestigt. Nur beträgt hier das Eindringen in das Holz ein längeres Stück, nämlich 25 cm.

V. Der Regulator.

(Taf. I, II, VII, VIII und IX.)

Der Regulator ist ein sogenannter Kompensationsregulator, d. h. ein negativer Regulator mit indirekter Uebertragung. Negativ ist derselbe, da er nicht während des Leerlaufes des Stuhles funktioniert und indirekt ist die Uebertragung, da nicht der Druck des Blattes gegen den neu erzeugten Warenrand direkt die Aufwicklung bewirkt, sondern das in einem Blattrahmen eingesetzte, durch Federn gegen den Warenrand gedrückte Blatt durch sein bei Erzeugung eines bestimmten Warenstückes erfolgtes Rückwärtschwingen den Regulatormechanismus einlöst, d. h. die Aufwicklung vor sich gehen lässt*). Diese geschieht dann, nach Art der positiven Regulatoren, um ein vom Aufwicklungswiderstand unabhängiges, nur von den Uebersetzungsverhältnissen des Regulators beeinflusstes Stück, dessen Länge aber grösser ist, als es für die betreffende Schuss-

dichte bei Anwendung eines positiven Regulators sein müsste. Daraus erhellt, dass der Regulator nicht bei jedem Schusse Ware aufwickelt, weshalb man einen solchen Aufwindemechanismus auch als intermittierend wirkenden Regulator bezeichnet.

Der Regulatormechanismus wird also erst, wenn genügend Ware zum Aufwickeln vorhanden ist, durch einen Fortsatz des Blattrahmens eingelöst. Für gewöhnlich stellt er daher einen ausgelösten, nicht zusammenhängenden Mechanismus dar. Er unterscheidet sich daher wesentlich von dem in der Einleitung erwähnten Lyoner Kompensationsregulator, welcher für gewöhnlich ohne Beeinflussung durch das Blatt einen zusammenhängenden Mechanismus vorstellt und erst durch das Blatt beim Anschlage im Falle nicht genügender Warenerzeugung ausgelöst wird. Man könnte sonach den Honeggerregulator einen Einrück-, den Lyoner Regulator einen Ausrückmechanismus nennen. Die Kompensationsvorrichtung des ersteren funktioniert immer dann, wenn geschaltet, jene des letzteren dann, wenn nicht geschaltet werden soll. Will man ersteren positiv, d. h. bei jedem Schusse schaltend machen, so verbinde man seine Teile, so dass sie zusammenhängen; will man letzteren positiv wirken lassen, so lasse man die Beeinflussung durch den Blattrahmen weg. Nach diesem Gesichtspunkte ergibt sich also ein Unterschied in der Konstruktion der verschiedenen Kompensationsregulatoren und man könnte hiernach wieder eine Einteilung in Einrück- und in Ausrückkompensations-Regulatoren treffen. Zu ersteren gehören der Honeggerregulator und auch jener an den Seidenstühlen von Gebrüder Benninger in Uzwyll, zu letzterem der Lyoner Kompensationsregulator, wie er an den Stühlen von Sallier aîné in Lyon und Lembcke-Döhmer in Krefeld sich findet, aber auch der Regulator von Jäggli in Ober-Winterthur, jener an den Seidenstühlen der sächsischen Maschinenfabrik u. a. m.

Der Regulator Taf. I und II besteht aus folgenden Teilen:

- a) dem Antriebshebel;
- b) dem Differentialmechanismus, welcher bewirkt, dass die Länge des aufgewickelten Warenstückes trotz des zunehmenden Durchmessers des Warenbaums konstant bleibt;
- c) der Regulatorschubstange mit der Kompensationsvorrichtung;
- d) dem Schaltzeuge;
- e) den Räderübersetzungen vom Schaltrade zum Warenbaume.

a) Der Antriebshebel (Taf. I).

Der Antriebshebel ist mit dem Fusse der einen Ladenstetzel aus einem Stücke gegossen und macht daher die hin- und herschwingende Bewegung dieser mit. An seinem Ende ist ein Bolzen mittels Stellschraube eingeklemmt, in welchen diejenige Stange eingehängt ist, die zum Antriebe der Kulissee des Differentialmechanismus dient.

b) Der Differentialmechanismus (Taf. I).

Da mit der Zunahme des Warenbaumdurchmessers bei konstantem Drehwinkel das aufgewickelte Warenstück immer grösser würde, so ist es, um dieses konstant zu erhalten, nötig, zwischen Warenbaum und dem mit konstantem Winkel schwingenden Antriebshebel einen Mechanismus einzuschalten,

*) Vergl. Reh, Lehrbuch der mechanischen Weberei.

der diesen Drehwinkel proportional der Zunahme des Warenbaumdurchmessers verkleinert.

Die Schwingung des Antriebshebels überträgt sich mittels einer gusseisernen Stange auf den Stein einer Kulissee (Schnitt A B und C D), die drehbar an einem fixen Bolzen aufgehängt ist. Letzterer steckt festgeklemmt in einem Auge desselben Supportes (Schnitt C D) der auch die Lager für den Waren- und Brustbaum trägt. Die Kulissee besitzt einen mit einem Radius gleich der Länge der Antriebsstange gekrümmten Schlitz, in welchem ein vier-eckiges Gleitstück sich bewegen kann, das den Bolzen der Antriebsstange umgibt. Wenn die Entfernung dieses vom Drehpunkte der Kulissee immer gleich dem Warenbaumradius gemacht werden könnte, dann würde, indem der Schwingungswinkel der Kulissee sich mit zunehmender Entfernung des Steines vom Drehpunkte entgegengesetzt proportional dieser Distanz verkleinert, auch die gewünschte Veränderung des Drehwinkels des Warenbaumes erreicht werden, da sich die Schwingungsgrösse der Kulissee mittels Schaltmechanismus und Räderübersetzungen schliesslich auf den Warenbaum überträgt. Dies geschieht nun folgendermassen:

An der Füllung des Warenbaumes liegt unten eine hölzerne Fühlwalze (Schnitt E F) an. Die in die Enden dieser eingesetzten schmiedeeisernen Zapfen liegen in oben offenen Halblagern (Schnitt C D), welche sich an den oberen Enden gusseiserner Stangen befinden, die vertikal nach abwärts reichen, sich mit einem Langloche längs des festen Drehbolzens der Kulissee führen (Schnitt A B) und mit ihrem unteren Auge in das eine Ende von zweiarmigen Hebeln eingehängt sind.

Letztere besitzen ihren Drehpunkt an dem unteren vorderen Querriegel des Stuhles und sind mit ihrem stuhleinwärtsreichenden freien Ende mit Gewichtsscheiben belastet. Diese bewirken sonach ein beständiges Anliegen der Fühlwalze am Baum.

Wenn nun der Warenbaumdurchmesser bei zunehmender Bewickelung sich vergrössert, werden die Stangen, in denen die Fühlwalze gelagert ist, abwärts gedrängt. In der einen dieser Stangen ist ein Bolzen befestigt, welcher von einem Gleitstück umgeben wird, das in eine einseitige Längsvertiefung des Endes der Antriebsstange reicht (Schnitt A B und C D). Dadurch ist die Höhenlage der letzteren, welche bei ihrem Hin- und Hergange sich an diesem Gleitstück führt, bestimmt und mithin auch die Höhenlage, bez. die radiale Distanz des Steines der Kulissee, da ja dessen Bolzen an der Antriebsstange fest ist. Die Zunahme des Warenbaumradius überträgt sich direkt auf den Kulissenradius und die theoretische Bedingung für Konstantbleiben des aufgewickelten Warenstückes ist mathematisch genau erfüllt.

Bei neueren Ausführungen Fig. 5 ist an dem einen Drehbolzen der Fühlwalze ein Pendel angehängt, welches die Antriebsstange des Regulators, die vom Ladarm aus bewegt wird, trägt. Der Verbindungspunkt dieser Stange und des Pendels wirkt mittelst Gleitstück auf die Kulissee. Indem sich nun durch den Stoffauftrag die Fühlwalze senkt, entfernt sich der Schaltpunkt vom Drehpunkt der Kulissee und wird dadurch der Kurs des Schalthebels immer kleiner, je grösser der Tuchbaum wird.

c) Die Schubstange mit der Kompensationsvorrichtung (Taf. IX).

Die Schwingung der Kulissee überträgt sich mittels der Regulatorschubstange auf den Schalthebel. Würde diese

Schubstange von gewöhnlicher Bauart sein, also eine absolut feste Verbindung zwischen Kulissee und Schalthebel herstellen, so würde bei jedem Ladenhin- und hergang geschaltet, also auch der Warenbaum gedreht und die Wirkung des Regulators wäre analog der einer gewöhnlichen positiven Auswindevorrichtung. Damit diese Wirkung eine negative werde, muss die Thatsache der Schaltung abhängig gemacht werden von jener der Warenerzeugung und dies wird dadurch erreicht, dass die Schubstange nur dann als feste Verbindung zwischen Kulissee und Schalthebel wirkt, wenn genug Ware erzeugt ist, während dann, wenn dies nicht der Fall wäre, die Schubstange derartig ausgelöst wird, dass die Kulissee hin- und herzuschwingen vermag, ohne den Schalthebel zu beeinflussen.

Zu dem Behufe besteht die Schubstange aus zwei Teilen, welche beide von rechteckigem, hochkantigem Querschnitt sind und voreinander liegen. Der eine, der rückwärtige Teil, ist in einem Bolzen des Kulissenhebels eingehängt, der sich hinter dessen Schleifbogen an ihm angebracht findet (Taf. I, Schnitt A B). Dieser Teil, welcher also die Schwingung der Kulissee mitmacht, umgreift einen am Schalthebel festen Bolzen mit einem Langloche (Taf. I, Schnitt E F) und verschiebt sich daher bei seinem Hin- und Hergange längs dieses Bolzens, ohne den Schalthebel mitzunehmen. Mit diesem Bolzen fest verbunden ist der zweite vordere Teil, welcher, wenn er bewegt wird, eine Oszillation des Schalthebels veranlasst (Taf. I, Schnitt A B). Dieser Teil ist nicht so lang wie der rückwärtige, sondern reicht nur etwa bis in die Hälfte desselben und ist an einer zweiten Stelle dadurch vor dem Hinuntersinken bewahrt, dass sich an ihm ein gusseisernes Gleitstück mittels zweier Stockschrauben angeschraubt vorfindet, welches in ein Langloch des rückwärtigen Teiles reicht (Taf. I, Schnitt E F und Taf. IX). Würde man beide Teile miteinander durch eine Schraube verbinden, wofür gleichfalls vorgesorgt ist (Taf. IX), dann wäre die Schubstange als eine gewöhnliche feste zu denken, der Regulator würde bei jedem Schusse schalten und sonach positiv aufwinden. Will man dies haben, so braucht man also nur diese Verbindung zu bewerkstelligen.

Als Kompensationsregulator wirkend wird eine Kuppelung beider Stangenteile folgendermassen erreicht. Der obengenannte vordere Teil reicht wie erwähnt nur etwa bis zur Hälfte des rückwärtigen. An diesem Ende besitzt derselbe einen Fortsatz an der unteren Seite und über diesem einen etwa 50 mm weit in die Stange hineinreichenden Schlitz. Die Endkante über diesem ist durch Einfeilungen rau gemacht. Gegen sie kann sich stemmen eine Einstellfalle, die in einem Bolzen des rückwärtigen Stangenteiles drehbar an diesem angebracht ist und einen zweiarmigen Hebel vorstellt. Der eine Hebelarm kann sich in gehobener Stellung gegen die Stirnseite des vorderen Stangenteiles, wie gerade erwähnt, stemmen und daher diesen beim Rückwärtsgange mitnehmen, dadurch eine Schaltung vollziehend; oder aber in gesenkter Stellung in den Schlitz des vorderen Stangenteiles eintreten und daher diesen unbeeinflusst lassen. Der zweite Hebelarm der Einstellfalle wird zum Einstellen des ersten benutzt. Er ragt zu dem Behufe über die Kante der Stange empor und kann durch einen nach abwärts reichenden Arm des Blattrahmens in der vordersten Stellung der Lade niedergedrückt werden, wenn genug Ware erzeugt ist. Dann wird der zweite Hebelarm der Einstellfalle gehoben und die Warenaufwindung geschieht. Während wenn nicht genug Ware erzeugt, also das Blatt nicht genügend hinausgedrängt ist, der Arm des Blattrahmens nicht soweit

nach vorne kommt, um an die Einstellfalle zu stossen. Dann bleibt der zweite Hebelarm dieser gesenkt, tritt in den Schlitz und die Schaltung unterbleibt.

Wenn der Schalthebel nach rückwärts gedrängt worden ist, so folgt derselbe beim darauffolgenden Vorgange des rückwärtigen Stangenteiles diesem, indem eine Spiralfeder, welche beide Stangenteile beständig gegen einander zieht, ein Anliegen der Stirn des in den Schalthebel eingehängten vorderen Stangenteiles an der ausgehobenen Einstellfalle auch beim Vorgänge bewirkt. Vorne angelangt wird der Schalthebel durch einen gusseisernen Anschlag an seinem weiteren Fortgange gehindert (Taf. I, Schnitt E F), indem eine in ihn eingeschraubte Schraube an diesen trifft. Der rückwärtige Stangenteil geht nun allein noch ein kleines Stück vorwärts, etwa 2—3 mm, die Einstellfalle wird frei und fällt auf den Fortsatz des anderen Stangenteiles herunter, um jetzt von neuem durch den Arm des Blattrahmens eingestellt zu werden. Kommt dieser nicht genügend heran, so bleibt die Einstellfalle gesenkt, tritt in den Schlitz und obengenannte Feder zieht sich dabei immer mehr zusammen. Eine andere Wirkung hat jetzt der Rückwärtsgang des rückwärtigen Stangenteils nicht, ebensowenig hat eine solche dessen darauffolgender Vorgang, mit Ausnahme dessen, dass eben beim Vorgänge die Feder wieder ausgedehnt wird.

Ein kleines in den rückwärtigen Stangenteil unterhalb des vom Blattrahmenarme beeinflussten Endes der Einstellfalle eingeschraubtes Schraubchen (Taf. IX) begrenzt den Hub der Falle, damit dieselbe nicht etwa zu weit nach abwärts geschleudert werde.

Wenn der Regulator als positiver wirken soll, also mit regelmässiger Vorwärtsschaltung arbeiten, so werden wie schon erwähnt beide Schiebeteile zu einer Stange vereinigt, indem man sie mittels einer Schraube fest miteinander verbindet. Dann findet nach jedem Schuss die Schaltung statt, und es ist in diesem Falle nur darauf zu achten, dass der Anschlag, an welchen der Schalthebel in der vordersten Stellung bei der kompensierenden Wirkung stösst, genügend zurückgestellt, beziehungsweise die Schraube im Schalthebel zurückgedreht wird, um dem Schalthebel freie Hin- und Herbewegung zu ermöglichen.

d) Das Schaltzeug (Taf. I und II).

Die Regulatorschubstange ist mit dem unteren Ende des Schalthebels in eben besprochener Weise in Verbindung und bewirkt, im Falle genügend Ware erzeugt worden ist, eine Schwingung dieses. Dieser Schalthebel ist ein zweiarmiger Hebel, welcher sich um einen gusseisernen hohlen Bolzen von 45 mm Durchmesser dreht, der mittels einer auf seiner Achsenrichtung senkrechten Platte durch zwei Schrauben an einem der mittleren Verbindungsstücke des hinteren Querriegels des Stuhles befestigt ist und in seiner Höhlung als mittleres Lager der Schlagexzenterwelle dient.

Der untere Teil des Schalthebels nimmt, in einem Längsschlitz einstellbar, denjenigen Bolzen auf, an dem der hintere Teil der Regulatorschubstange eingehängt ist und besitzt ausserdem in einer zur Schwingungsrichtung parallelen Richtung einen Bolzen eingeschraubt und mittels Gegenmutter an selbständiger Drehung gehindert, der dazu dient, um durch sein Anstossen an einem am unteren Teile des hinteren Querriegels des Stuhles befestigten gusseisernen Anschlagstücke den Hub des Schalthebels nach vorne zu begrenzen, wie dies behufs alleinigen Vorgehens des rückwärtigen

Reh, der mechanische Seidenwebstuhl.

Teiles der Regulatorschubstange, wie oben auseinander gesetzt, nötig ist.

Der obere Teil des Schalthebels ist sektorartig geformt und trägt unter dem oberen kreisförmigen, umgebogenen Rande gleichfalls in einem Kreise an seiner planen Fläche fünf Bolzen, auf welchen immer je zwei Schaltklinken aufgehängt sind, so dass im ganzen zehn Schaltklinken die Drehung des Schaltrades besorgen. Damit die Klinken nicht etwa von den Bolzen sich selbstthätig abschieben, ist vor die Enden dieser eine gusseiserne Deckplatte vorgeschraubt.

Hinter dem Schalthebel, unter dessen Klinken, dreht sich lose auf derselben Achse das Schaltrad, das aus einem Stücke mit dem zur Weiterleitung der Bewegung nötigen Stirnrade ist. Das Schaltrad hat 80 Zähne und ist es vermöge des eben besprochenen Schaltklinkenmechanismus möglich, eine bis auf $\frac{1}{10}$ Zahnteilung genaue Schaltung vorzunehmen, indem die zehn Schaltklinken immer je um $\frac{1}{10}$ Teilung verschiedene Länge besitzen.

Zwischen Schaltrad- und Stirnradkranz ist ein glatt abgedrehter cylindrischer Umhang vorhanden, der zum Auflegen eines Bremsbandes dient, damit die Bewegung des ganzen Regulators eine sichere und streng fixierte sei und jede zufällige Verstellung sowie etwaige Rückdrehung völlig vermieden werde. Dieses Bremsband ist aus Stahlblech von $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ mm Dicke und innen mit 3 mm dickem Lederbande belegt. Es ist befestigt an einem durch eine Bohrung des Räderverdeckes gesteckten Bolzen, indem dieser durch das eine, das feste Ende desselben gleichfalls gesteckt und mit dem anderen nachziehbaren Ende vernietet ist. Eine Spiralfeder, welche zwischen Auflagefläche und Unterlagsplatte der Schraubenmutter über den Bolzen geschoben ist, drückt diese letztere beständig hinaus und spannt dadurch das Bremsband an und zwar mit einer Kraft, welche durch das mehr weniger tiefe Hineinschrauben der Mutter verändert werden kann.

Das Räderverdeckstück ist gleichfalls mit einer Bohrung über jenen gusseisernen hohlen Bolzen geschoben, der zur Stütze für Schalthebel und Schaltrad dient. Festgestellt kann dasselbe werden mittels einer Schraube, die, durch einen konzentrischen Schlitz des Verdeckstückes durchgesteckt, an dem einen mittleren Verbindungsstücke des hinteren Stuhlquerriegels befestigt ist.

Die durch den konzentrischen Schlitz bedingte Verstellbarkeit des Räderverdeckes ist deshalb nötig, damit trotz der veränderlichen Grösse des auf einer fixen Achse befestigten Regulatorwechselrades dessen Eingriff mit dem auf dem Verdeckstücke gelagerten Transportrade stets aufrecht erhalten werden kann (Taf. I, Schnitt A B).

e) Die Räderübersetzungen (Taf. I, II, VII, VIII).

Die Bewegung des Schaltrades teilt sich dem mit ihm aus einem Stücke bestehenden Stirnrade mit 32 Zähnen mit und wird hierauf durch ein auf einem an der planen Fläche des Räderverdeckstückes befindlichen Bolzen frei bewegliches Transportrad mit 90 Zähnen auf die Wechselradwelle übertragen.

Die Wechselradwelle läuft in einem am unteren horizontalen Teil des rückwärtigen Stuhlquerriegels mittels einer Schraube befestigten Lager von der für die 21 mm starke Welle abnormen Länge von 285 mm (im Detail Taf. VIII). Diese Länge ist aus dem Grunde gerechtfertigt, weil dieses Lager die einzige Stütze für die Wechselradwelle bildet. Das Wechselrad sitzt auf dieser Welle an dem stuhlinneren Ende,

ist leicht abnehmbar und mittels vorgeschraubter Mutter (Taf. I, Schnitt C D) gesichert. Die Mitnahme der Welle geschieht mittels Nut und an der Welle angebrachter Keilnase. In den beiliegenden Zeichnungen wurde ein Wechselrad mit 45 Zähnen angenommen.

Die Wechselradwelle führt nach der äusseren Seite des Stuhles und trägt hier ein Kegelrad mit 36 Zähnen, auf ihr mittels Stellschraube festgeklemmt.

Im Falle der Regulator als positiver verwendet wird, wird dieses Rad ersetzt durch ein solches mit 25 Zähnen. Da nämlich in diesem Falle bei jedem Schusse geschaltet wird, so braucht die Uebersetzung nicht so gross zu sein als bei der kompensierenden Wirkung des Regulators, bei welcher die Schaltung hin und wieder behufs Funktionierung des Einstellmechanismus unterbleibt. Sie beträgt beim positiven Regulator nur $\frac{2}{3}$ von der Uebersetzung beim Kompensationsregulator.

Das auf der Stirnseite der Wechselradwelle sitzende Kegelrad übersetzt auf ein solches mit 24, beziehungsweise bei der positiven Wirkung von 25 Zähnen, welches auf einer nach vorne führenden an der Aussenseite des Stuhles gelagerten Welle mittels Stellschraube festgeklemmt ist (Räder im Detail, Taf. VII). Diese Welle ist an zwei Punkten gehalten (Taf. I, Schnitt G H), einmal rückwärts in einem an dem Gestellschilde befestigten Lager und dann vorne in dem Halslager eines Lagerbockes, der am Gestellschilde unten an der Aussenseite angeschraubt ist (im Detail Taf. VIII) und auch das Fusslager für die vertikale Welle besitzt, auf welche die horizontale mittels Kegelrädern, beide mit 35 Zähnen, übersetzt. Das auf der horizontalen Welle sitzende Rad ist festgeklemmt, das auf der vertikalen längs eines Gleitkeils verschiebbar, um den Eingriff beider Räder lösen zu können. Mittels eines in einen eingedrehten Hals der Radnabe reichenden Armes eines Winkelhebels (Fig. 1 u. 2, Taf. X), der auf der Stuhl Vorderseite an dem Gestellschilde gelagert ist und dessen vertikaler Arm durch den Fuss des Arbeiters angestossen werden kann, lässt sich das auf der vertikalen Welle sitzende Rad soweit nach aufwärts verschieben, dass es ausser Eingriff mit den Zähnen des auf der horizontalen Welle sitzenden kommt. Der Zweck hiervon wird später angegeben werden. Ueber die beiden Kegelräder ist ein Räderverdeckstück geschoben.

Die vertikale Welle trägt in ihrem mittleren Teile eine links- oder rechtsgängige (je nach der gewünschten Drehrichtung des Warenbaumes) zweigängige Schnecke mittels Stellschraube festgeklemmt (im Detail Taf. VII), welche das Schneckenrad der Warenbaumvorgelegswelle antreibt.

Ist die Schnecke linksgängig, wie in Fig. 1 und 2, Taf. X und Taf. I sowie im Detail Taf. VII, so wird der Warenbaum so gedreht, dass seine vordere Hälfte des Umfanges nach abwärts läuft; mithin muss auch die Ware vom Brustbaum herab vorne auf den Warenbaum aufgezogen werden. Es liegt also dann auch auf ihm jene Wareseite aussen, die auf dem Webstuhl oben aufliegt. Ist hingegen die Schnecke rechtsgängig, wie in Fig. 5, Taf. X, so dreht sich der Warenbaum vorne nach aufwärts und muss demnach die Ware auf die rückwärtige Hälfte des Umfanges, welche abwärts geht, auflaufen. Dadurch kommt auf dem Warenbaum jene Seite nach aussen, welche auf dem Webstuhl unten liegt, wird also bequem sichtbar, was in manchen Fällen von besonderem Vorteile ist, da diese Seite gewöhnlich die Gebrauchs-aussenseite bildet.

Das Schneckenrad hat 45 Zähne und ist auf seine Welle aufgekeilt. Die Welle selber ist gelagert in einer

105 mm langen Bohrung desjenigen Supportes (Taf. I, Schnitt C D), der auch die Lager für den Waren- und Brustbaum trägt. An ihrem inneren Ende ist diese Vorgelegswelle mit einem Stirnrad mit 15 Zähnen vereinigt, welches endlich jenes Stirnrad antreibt, das mit der einen Stirnseite des Warenbaumes verschraubt ist. Letzteres Rad hat 60 Zähne. Auf diese Art ist die Bewegungsübertragung zwischen Schaltrad und Warenbaum geschlossen und wird hiermit dieser ruckweise durch den Regulatormechanismus angetrieben.

Es macht sich oft nötig, den Warenbaum von Hand zu bewegen und zwar ist es zweckmässig, wenn man dies sowohl in grober, vollkommen freier Bewegung, als auch in feiner Einstellbewegung zu thun vermag. Ersteres ist möglich, wenn man, wie bereits erwähnt, das eine Ende des Warenbaumes mittels seiner exzentrischen Lagerung soweit hebt, dass sein Rad ausser Eingriff mit dem Rade der Vorgelegswelle kommt. Dann ist der Warenbaum vollkommen frei und man kann ihn rasch nach Belieben wenden und drehen, wie dies sich vielleicht zum Abwickeln eines grösseren Warenstückes als zweckmässig erweisen kann. Für die feine Einstellbewegung ist gleichfalls vorgesorgt. Man braucht nur mittels des oben erwähnten Ausrückwinkelhebels (Fig. 1 u. 2) das Kegelrad der vertikalen Welle soweit zu heben, dass seine Zähne nicht mehr in jene des auf der horizontalen sitzenden greifen und hierauf die vertikale Welle von Hand zu bewegen. Zu diesem Zwecke trägt dieselbe oben ein Griffrad mittels Stellschraube (Taf. I) festgeklemmt, welches mit hölzerner Handhabe versehen ist. Wenn man mit Hilfe letzterer die vertikale Welle dreht, so bewegt man den Warenbaum von Hand mittels des Schneckenriebes und kann daher jede feine Bewegung sicher und genau vollführen. Das Griffrad ist aus Gusseisen und hat vier Arme, während alle anderen Räder des Regulatormechanismus Blockräder sind. Unterhalb des Griffrades besitzt die vertikale Welle ihre zweite Lagerung, und geschieht diese in einer vertikalen Bohrung, die sich in einem seitlichen Fortsatze des bereits mehrerwähnten Supportes befindet, welcher auch Brustbaum, Warenbaum und Kulisie trägt.

f) Berechnung des Regulators.

Wirkt der Regulator positiv, so lässt sich die Schussdichte wie folgt rechnen:

Bei leerem Warenbaum schaltet der Schalthebel das Schaltrad um 4 Zähne, mithin, da dasselbe 80 Zähne besitzt, um $\frac{4}{80} = \frac{1}{20}$ einer Umdrehung. Vermöge der Uebersetzungen

wird dann der Warenbaum gedreht um $\frac{1}{y}$ einer

Umdrehung, wobei $\frac{1}{y} = \frac{1}{20} \times$ Produkt der Uebersetzungsverhältnisse.

Die Uebersetzungsverhältnisse sind nun der Reihe nach

$$\frac{32}{90}, \frac{90}{x}, \frac{25}{25}, \frac{35}{35}, \frac{2}{45}, \frac{15}{60}$$

wenn x die Zähnezahl des Wechselrades ist.

Mithin ist

$$\frac{1}{y} = \frac{1}{20} \cdot \frac{32}{90} \cdot \frac{90}{x} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{2}{45} \cdot \frac{15}{60} \cdot \frac{1}{y} = \frac{4}{225x}$$

Der Umfang des leeren Warenbaums ist, da dessen Durchmesser 179 mm misst, $179 \cdot \pi = 562,1 \text{ mm} = 56,2 \text{ cm}$; aufgewickelt wird daher ein Warenstück

$$w = \frac{1}{y} \cdot 56,2 = \frac{4}{225x} \cdot 56,2 \text{ cm} = \frac{225}{225x} = \frac{1}{x} \text{ cm},$$

d. h. es kommen x Schüsse auf 1 cm, mithin ist x die Schussdichte. Man kann daher sagen: Die Schussdichte pro 1 cm ist gleich der Zähnezahl des Wechselrades.

Mit Hilfe dieser Relation ist für jedes Wechselrad sofort die Schussdichte bestimmt, wenn man dessen Zähne abzählt; und umgekehrt für jede beliebige Schussdichte das Wechselrad gewählt, indem man jenes Rad aufsteckt, dessen Zähnezahl gleich der geforderten Schussdichte ist.

Bei der Wirkung des Regulators als Kompensationsvorrichtung ist die mittlere Schussdichte von der Spannung jener Feder abhängig, die den Druck des Blattes gegen den Warenrand erzeugt. Für die hierdurch gegebene Schussdichte wähle man nach obigem das Wechselrad und ersetze zugleich das Kegelräderpaar mit 25 Zähnen, durch ein solches mit 36 und 24 Zähnen wie oben ausführlich erörtert.

Dann wird immer $\frac{36}{24} = \frac{3}{2}$ so viel aufgewickelt als nötig ist und die Funktionierung des Einstellmechanismus der Schubstange ist hierdurch unter allen Umständen gesichert. Die Grösse der Kompensation ist dann, wie man sich ausdrückt $= \frac{1}{3}$.

g) Grad der Unempfindlichkeit von Differentialregulatoren.

Unter dem Grade der Unempfindlichkeit eines Regulators versteht man das Verhältnis derjenigen kleinsten Länge, welche von ihm erst unterschieden, beziehungsweise aufgewickelt werden kann, zu der auf einmal nachgezogenen Länge.

Eine solche Unempfindlichkeit ist bei jedem Regulatormechanismus vorhanden, welcher sich zum Schalten eines Schaltrades mit Zähnen bedient; sie ist in der Natur dieses begründet und lässt sich daher theoretisch nicht vollständig vermeiden.

Dass dies der Fall ist, erhellt aus folgendem: Habe ein Schaltrad z Zähne, und werde mit „einer“ Schaltklinke geschoben. Stelle man sich weiter vor, es sei gerade die Schaltung geschehen. Es geht nun der Schalthebel mit der Klinke zurück; geschieht dies um $\frac{1}{z}$ einer ganzen Umdrehung, so wird die Klinke gerade um eine Zahnteilung zurückgewichen sein und wird im nächsten Moment in den vorhergehenden Zahn einfallen. Bei einem darauffolgendem Vorgang wird sie diesen vor sich her schieben und, einen konstanten Hub vorausgesetzt, um eine Teilung vordrängen, also das Schaltrad um $\frac{1}{z}$ seines Umfanges drehen.

Ist jedoch das Zurückweichen der Schaltklinke um weniger als eine Teilung geschehen, so wird es zu einem Einfallen derselben in den vorhergehenden Zahn nicht kommen können, sondern die Klinke wird eben nur auf dem Rücken desselben Zahnes hinaufgestiegen sein. Beim darauffolgenden eventuellen Vorgange wird sie an diesem wieder hinuntergleiten, ohne aber eine Drehung des Schaltrades zu erzeugen. Die ganze Rückbewegung ist also überflüssig

gewesen, das Schaltrad hat von der Schalthebelbewegung gar nichts verspürt, der Mechanismus ist eben zu unempfindlich, um eine solch kleine Bewegung der Klinke zu merken. Und wenn man sich nun fragt, wann wird denn also das Schaltrad erst in Bewegung gesetzt? wie gross muss derjenige Winkel sein, um den sich der Schalthebel drehen, bez. wie gross muss der Weg sein, den die Klinke zurückweichen muss, damit auch das Schaltrad gedreht werde? so ist die Antwort: Der Grenzwert hierfür ist eben jenes $\frac{1}{z}$ Umdrehung oder der Wert einer Zahnteilung, bei welcher ein abermaliges Einfallen der rückweichenden Klinke vor sich geht.

Bei gewöhnlichen Regulatoren mit fixem Schaltwinkel während des ganzen Verlaufes des Webens wird sich diese Unempfindlichkeit des Schaltmechanismus nicht nachteilig in Bezug auf die Gleichmässigkeit der nachgezogenen Länge der Ware äussern können. Denn vorausgesetzt, es sei eine Schaltung um etwas mehr als n Zähne eingestellt, so wird, wenn auch das Rückweichen grösser als n Zähne ist und das Vordrängen nur um n Zähne, also nicht um den ganzen Betrag des Rückweichens geschieht, doch immer dasselbe Stück Ware nachgezogen, weil eben stets um n Zähne vorgeschoben wird; die Schussdichte wird dann eben diesem Vorschube um n Zähne entsprechen. Die Erreichung verschiedener Schussdichten bei konstantem Schub um n Zähne wird dann nur durch Aufstecken verschieden grosser Wechselräder erzielt werden können. Wollte man den Wirkungskreis dieser Wechselräder erweitern, dadurch dass man auch den Schub der Klinken veränderlich macht, so könnte man dies nur um eine ganze Anzahl Zahnteilungen thun, da man eben Bruchstücke einer Zahnteilung durch den Schaltmechanismus nicht unterscheiden kann. Die Unempfindlichkeit dieses wird sich daher gewissermassen nur in dem Mangel an Unbeschränktheit bei Annahme verschiedenen Klinkenhubs, nicht aber als Ungleichmässigkeit in der Ware äussern.

Wesentlich anders wird die Sache und ungleich wichtiger wird der Grad der Unempfindlichkeit bei den sogenannten Differentialregulatoren, welche nicht wie die oben erwähnten Regulatoren mit konstantem Schaltklinkenhub während des ganzen Verlaufes des Webens arbeiten, sondern in dem Masse als die Warenerzeugung fortschreitet, den Schaltklinkenhub verkleinern müssen, bekanntlich aus dem Grunde, weil die Uebertragung der Schaltradbewegung nicht auf einen Baum mit konstantem Durchmesser, einen sogenannten Riffelbaum, sondern auf eine Walze mit variablem Durchmesser, nämlich auf den Warenbaum selbst statthat. Beträgt bei einem solchen Differentialregulator die Schaltung ursprünglich bei leerem Baume n Zähne, so wird sie bei einem doppelt so grossen Füllungsdurchmesser nur mehr $\frac{n}{2}$ Zähne betragen dürfen, damit die Länge des nachgezogenen Stückes, mithin auch die Schussdichte konstant bleibt. Zwischen diesen Werten der Durchmesser des leeren und des vollen Baumes wird aber der Uebergang in der Füllung ganz allmählich stattfinden und sollte daher auch der Uebergang vom einfachen Klinkenhub auf die Hälfte ganz allmählich geschehen. Wäre nur „eine“ Schaltklinke vorhanden, so könnte aber der Schaltmechanismus nur immer eine Zahnteilung unterscheiden, d. h. der Hub könnte immer nur um eine ganze Teilung, also gewaltig ruckweise abnehmen und zwischen diesen Schaltungsmomenten um

$n, n - 1, n - 2$ etc. Zähne würde immer zu wenig geschaltet, mithin da n ohnehin eine kleine Zahl ist, sehr ungleich Ware nachgezogen, was sehr verschiedene Schussdichten und grosse Sprünge in dieser zur Folge hätte.

Bedenke man nur, dass z. B. wenn $n = 4$ ist, ein Zahn $\frac{1}{4}$ d. h. 25 Prozent des Hubs bedeutet, mithin Schussdichtenungleichheiten bis 25 Prozent entstehen würden. Man wird durch diese Ueberlegung selber darauf geleitet, nachdem man in dem Werte einer Zahnteilung, d. h. in der Zahl Zähne des Schaltrades sowohl, als in dessen Grösse an enge konstruktive Grenzen gebunden ist, anstatt „einer“ Klinke eine grössere Anzahl solcher zu verwenden, aber diesen Klinken nicht gleiche, sondern um den ebenso vielen Bruchteil einer Zahnteilung differierende Längen zu geben, als die Zahl der Klinken beträgt. Hat man z. B. 10 Klinken, die jede um $\frac{1}{10}$ Teilung in ihrer Länge verschieden sind, so wird bei jeder Stellung des Schaltrades immer nur eine Klinke ganz an der Stirnfläche eines Zahnes anstossen, nämlich jene, welche kurz zuvor geschoben hat. Die andern Klinken, welche um 0,1, 0,2, 0,3 Teilung kürzer sind, werden um ebenso viel von der Stirnfläche ihres gegenüberliegenden Zahnes zurückstehen, was zur Folge hat, dass z. B. in dem Falle, wenn der Schalthebel auch nur um $\frac{1}{10}$ einer Teilung rückginge, schon wieder ein Einfallen einer Klinke, nämlich der um $\frac{9}{10}$ Teilung kürzeren statthätte und bei einem darauffolgenden Vorgange also auch das Schaltrad um $\frac{1}{10}$ einer Teilung vorgeschoben werden könnte. Der Schaltmechanismus wäre jetzt im stande, wenn $n = 4$ ist, nicht nur um 4, 3, 2 Zähne oder 1 Zahn zu schalten, sondern auch um 4, 3,9, 3,8, 3,7, 3,6 etc. Zähne, so dass also der Uebergang viel allmählicher statthätte und die Sprünge in der Schussdichte auf $\frac{1}{10}$ ihrer früheren Grösse herabgemindert wären.

Aus dem Gesagten erhellt, dass ein Differentialregulator um so empfindlicher sein, also um so genauer arbeiten wird, je kleiner der tote Rückgang des Schalthebels, der ohne Einfluss auf das Schaltrad bleibt, ist; und dieser ist bei einer bestimmten Grösse des Schaltrades um so kleiner, je mehr dasselbe Zähne und je mehr es Schaltklinken besitzt.

So richtig es nun ist, dass die Grösse dieses toten Ganges des Schalthebels oder das diesem toten Gange entsprechende Stück des Warenbaumumfanges bereits ein Mass für die Ungenauigkeit eines Differentialregulators bilden könnte, indem es sicherlich dieser direkt proportional ist, so ist doch andererseits ebenso begreiflich, dass dieser tote Gang desto fühlbarer werden wird, je kleiner die Schwingungsgrösse des Schalthebels überhaupt ist. Es wird daher der Grad der Ungenauigkeit auch von der Schwingungsgrösse oder dem dieser entsprechenden Stück des Warenbaumumfanges mit bestimmt werden und zwar wird er diesen beiden Grössen verkehrt proportional sein. Ein Beispiel möge dies erläutern.

Es sei ein Schaltrad mit 80 Zähnen und 10 in ihrer Länge je um $\frac{1}{10}$ Zahnteilung differierenden Klinken verwendet, so wird der tote Gang des Schalthebels, gemessen am Umfange des Schaltrades $\frac{1}{10}$ Zahnteilung oder $\frac{1}{80 \cdot 10}$ = $\frac{1}{800}$ einer ganzen Umdrehung betragen. Ferner betrage der ganze Schwingungswinkel oder Hub in einem Falle vier, im andern aber nur zwei Zähne, so wird obiger tote Gang um $\frac{1}{10}$ Teilung in einem Falle

$$\frac{1}{10} = \frac{1}{40} \cdot 4 \text{ d. h. } \frac{1}{40}$$

des ganzen Hubs, im andern Falle

$$\frac{1}{10} = \frac{1}{20} \cdot 2 \text{ d. h. } \frac{1}{20}$$

des Hubs betragen. Also im ersteren Falle würde die Unempfindlichkeit = $\frac{1}{40}$, d. i. 2,5 Prozent, im andern Falle

$\frac{1}{20}$ = 5 Prozent sein und diese würde schliesslich Ungleich-

heiten in der Länge der nachgezogenen Warenstücke, bez. Ungleichmässigkeiten der Schussdichte zur Folge haben, die in ersterem Falle 2,5, im zweiten 5 Prozent ausmachen würden.

Daraus ist nun wohl ersichtlich, dass die Grösse obigen toten Ganges in ihrem absoluten Masse nicht ein ausreichendes Mittel zur Beurteilung der Genauigkeit der Arbeitsweise eines Regulators abgeben kann, indem dieselbe eine um so stärkere Wirkung auf die Gleichmässigkeit der Ware übt, je kleiner der Gesamthub des Schalthebels überhaupt ist. Man wird sie vielmehr zu diesem Hube ins Verhältnis setzen müssen und bekommt dann eben jenen Begriff für den Grad der Unempfindlichkeit oder bei Differentialregulatoren der Ungenauigkeit, welcher an die Spitze dieser Zeilen gesetzt wurde.

Der Grad der Ungenauigkeit eines Differentialregulators wird also gegeben sein durch das Verhältnis des durch die Grösse der Zahnteilung und die Anzahl der Schaltklinken bedingten toten Ganges des Schalthebels zum Gesamthube dieses Hebels oder was dasselbe ist, durch das Verhältnis derjenigen kleinsten Länge der erzeugten Ware, welche vom Regulator noch nicht oder erst unterschieden, bez. nachgezogen werden kann, zu der auf einmal aufgewickelten Länge.

Wenn man unter diesem Gesichtspunkte den Honegger-Differentialregulator betrachtet, und zwar zunächst während seiner positiven Wirksamkeit, die, wie später noch näher beleuchtet werden soll, hierbei überhaupt nur in Betracht kommt, so gewinnt man folgende Ergebnisse.

Der Antrieb des Schaltrades geschieht mittels 10 Schaltklinken, die je um $\frac{1}{10}$ Zahnteilung in ihrer Länge differieren. Es kann daher am Umfang des Schaltrades bis auf $\frac{1}{10}$ Zahnteilung genau vorwärts geschoben und können Längen oder Differenzen, die darunter im Masse verbleiben, nicht unterschieden werden. Der tote Gang oder das Maximum des Fehlers beträgt sonach $\frac{1}{10}$ Zahnteilung, d. h. man kann z. B. wohl um 2,6 Zähne, um 2,7 Zähne, 2,8 etc. vorwärts schieben, nicht aber um 2,66; denn wenn auch der Schalthebel um dies Mass zurückgeht, so werden nach-einander zweimal dieselbe Klinke (dazwischen natürlich die andern neun Klinken jede zweimal) und schliesslich noch sechs Klinken nacheinander einfallen. Zum Einfallen der siebenten Klinke, welche um 0,7 Teilung verschoben würde, kann es aber nicht kommen, und es werden sonach beim Vorgang die letzten 0,06 als toter Gang auftreten und wird nur um 2,6 und nicht um 2,66 Zahnteilung geschaltet werden.

Dieser Fehler von $\frac{1}{10}$ Zahnteilung im Maximum ausgedrückt in Teilen des Umfangs oder einer ganzen Umdrehung, wird, nachdem 80 Zähne am Schaltrad vorhanden sind,

$$\frac{1}{10} \cdot \frac{1}{80} = \frac{1}{800}$$

einer ganzen Umdrehung betragen. Der Warenbaum würde hierbei um einen Teil einer ganzen Umdrehung gedreht, welcher gleich wäre $\frac{1}{800}$ mal dem Produkte der Uebersetzungsverhältnisse. Letzteres ist aber wie oben bereits erwähnt

$$\frac{32}{90} \cdot \frac{90}{x} \cdot \frac{25}{25} \cdot \frac{35}{35} \cdot \frac{2}{45} \cdot \frac{15}{60} = \frac{64}{180x}$$

Sonach beträgt der Fehler

$$\frac{1}{800} \cdot \frac{64}{180x} = \frac{1}{2250x}$$

einer ganzen Umdrehung des Warenbaums, oder, dessen Durchmesser D gesetzt,

$$f = \frac{1}{2250x} \cdot D\pi \text{ mm,}$$

wenn D in Millimeter gegeben ist. x ist die Zähnezahl des Wechselrades oder die Masszahl der Schussdichte.

Um nun von diesem linearen Masse des Fehlers, hat man denselben in Beziehung zur überhaupt bei einem Schusse nachgezogenen Länge zu bringen.

Wenn die Schussdichte = x ist, so entfallen x Schuss auf 1 cm und entfällt daher auf einen Schuss eine Länge von $\frac{1}{x}$ cm oder $\frac{10}{x}$ mm.

Der Grad der Ungenauigkeit ist sonach

$$g = \frac{f \text{ mm}}{\frac{10}{x}} = \frac{1}{2250x} \cdot D\pi \cdot \frac{x}{10}$$

$$g = \frac{1}{22500} \cdot D\pi.$$

Der Grad der Ungenauigkeit steht also im direkten Verhältnis mit dem Durchmesser des Warenbaums, d. h. in dem Masse als sich der Warenbaum füllt, wird der Regulator ungenauer funktionieren.

Nun ist bei Honegger der Durchmesser des leeren Baumes

$$D_0 = 179 \text{ mm}$$

$$D_0 \pi = 562 \text{ mm,}$$

$$\text{also } g_0 = \frac{562}{22500} = \frac{1}{40} = \frac{2,5}{100},$$

$$\text{sonach } g_0 = 2\frac{1}{2} \text{ Prozent,}$$

d. h. die Grösse derjenigen Länge, welche vom Regulator am ganz oder fast leeren Warenbaume nicht unterschieden werden kann, beträgt $2\frac{1}{2}$ Prozent der überhaupt nachgezogenen Länge, so dass in der Schussdichte der Ware Ungleichmässigkeiten nicht zu vermeiden sind, und zwar werden diese $2\frac{1}{2}$ Prozent der Schussdichte im Maximum betragen, so lange der Warenbaum noch fast leer ist. Es wird sonach die Schussdichte einer Ware, welche mit einem Wechselrad mit x Zähnen erzeugt ist, unmittelbar am Umfange des Warenbaumes, so lange um vier Zähne geschaltet wird, x Schuss pro 1 cm betragen. Wie aber die geringste Bewickelung sich bildet, also z. B. der Radius des Warenbaums um $\frac{1}{2}$ mm grösser wird, mithin der Warenbaum auf 180 mm anschwillt, sein jetziger Durchmesser also $\frac{180}{179}$

des ursprünglichen beträgt, so wird jetzt auch bei vollkommen genauer Funktionierung des Differentialmechanismus die Schaltung $\frac{179}{180} \cdot 4$ Zähne betragen, d. i. 3,98 Zähne,

also nicht mehr ganz 4 Zähne. Der Schalthebel wird nur um 3,98 Zähne vorgehen und zurückweichen und kann daher beim nächsten Vorgange nur mehr um 3,9 Zähne schalten, d. i. aber weniger als er schalten sollte und die Schussdichte wird daher zu gross ausfallen. Das Maximum der Ungleichmässigkeit wird gegeben sein durch die $2\frac{1}{2}$ Prozent, welche die Unempfindlichkeit des Regulators beträgt. Die maximale auftretende Schussdichte wird daher sein

$$x + 0,025x = 1,025x.$$

Wie nun der Warenbaum sich etwas mehr füllt, wird diese Ungleichmässigkeit immer geringer werden, bis sie in dem Momente, wo der Durchmesser desselben $\frac{40}{39}$ des ursprünglichen, also 183 mm beträgt, was einer Schaltung um $\frac{39}{40} \cdot 4 = 3,9$ Zähne entspricht, wieder genau x Schuss pro

1 cm betragen wird, da in diesem Momente die Schaltung sich mathematisch genau um die theoretisch erforderliche Länge vollzieht. Kurz darauf wird die Schussdichte wieder $1,025x$ betragen, um dann wieder langsam bis x abzunehmen, was in dem Momente, als die Schaltung 3,8 Zähne beträgt, der Fall sein wird etc.

Das Mass der Ungenauigkeit bleibt aber nicht konstant, sondern wächst, wie aus der Gleichung

$$g = \frac{1}{22500} D\pi$$

ersichtlich, mit dem Durchmesser D und zwar im einfachen geraden Verhältnisse. Wenn daher der gefüllte Baum doppelt so dick wie der leere sein würde, würde $g = 5$ Prozent sein, d. h. es werden dann auch Schussdichten in der Ware vorkommen können, welche gleich sind $1,05x$ pro 1 cm, abwechselnd mit solchen von x und dazwischen allen möglichen Massen von $1,05x$ bis x.

Die mittlere Schussdichte bei Verwendung eines Wechselrades mit x Zähnen wird sonach nicht x sein, sondern am fast leeren Baum $1,0125x$ und am doppelt so starken $1,025x$ Schuss pro 1 cm, im Mittel also $1,018x$; was aber jedenfalls zu hoch gegriffen erscheinen wird, da die Füllungen des Warenbaumes nicht so grosse sein werden. Ist der gefüllte Baumdurchmesser $\frac{5}{4}$ vom leeren Baumdurchmesser, so wären die maximalen Abweichungen in der Schussdichte bei leerem Baume wieder 2,5 Prozent, und bei gefülltem $\frac{5}{4} \cdot 2,5 = 3,1$ Prozent, daher die mittleren Schussdichten

$$1,0125x \text{ und } 1,015x$$

$$\text{und das Mittel hieraus } 1,0137x$$

und allgemein, wenn der Durchmesser des gefüllten Baumes

$D' = \frac{m}{n} D$ ist, werden die Abweichungen in der Schuss-

dichte 2,5 und $\frac{m}{n} \cdot 2,5$ Prozent betragen, mithin die mittleren Schussdichten

$$1,0125x \text{ und } \left(1 + \frac{\frac{m}{n} \cdot 2,5}{2 \cdot 100}\right)x \text{ sein,}$$

$$\text{d. i. } 1,0125x \text{ und } \left(1 + 0,0125 \frac{m}{n}\right)x,$$

daher das Mittel der Schussdichte überhaupt

$$\frac{1}{2} \left(2,0125 + 0,0125 \frac{m}{n} \right) x$$

$$S_m = \left(1,006 + 0,006 \frac{m}{n} \right) x.$$

Dies ergibt für die Baumfüllungen

$\frac{m}{n} = 1$	1,1	1,2	1,3
$S_m = 1,012 x$	1,013 x	1,013 x	1,014 x
$\frac{m}{n} = 1,5$	1,6	1,7	1,8
$S_m = 1,015 x$	1,016 x	1,016 x	1,017 x
$\frac{m}{n} = 1,9$	2		
$S_m = 1,017 x$	1,018 x		

bei Verwendung eines Wechselrades mit x Zähnen.

Wollte man dieses Mittel der Schussdichte auf x herabgemindert haben, also bei Verwendung eines Wechselrades mit x Zähnen eine mittlere Schussdichte $= x$ erzielen, so müsste man bei leerem Baume nicht um vier Zähne, sondern um denselben Prozentsatz mehr schalten als S_m grösser wie x ist und daher den Angriffsbolzen des Schalthebels, in den die Regulatorschubstange eingreift, nicht in der für eine Verschiebung um vier Zähne ausgerechneten Distanz, sondern in der um den entsprechenden Prozentsatz verkleinerten Entfernung feststellen. Bei geringen Füllungen wäre also diese Distanz um circa 1,4 Prozent, bei grösseren um 1,6 Prozent zu vergrössern.

Hat man an einem Regulator von Honegger diese Rektifizierung vorgenommen, findet aber trotzdem noch, dass die mittlere Schussdichte diejenige x um allgemein p_m Prozent übersteigt, so sind diese p_m Prozent auf Rechnung eines andern toten Ganges zu setzen, der im Mechanismus infolge nicht ganz exakter Ausführung vorhanden oder infolge Abnutzung entstanden ist. Ein solcher toter Gang wird wieder in dem Masse als der Baum dicker wird, fühlbarer sein, so dass am Anfang der Ware der Prozentsatz der Ungleichmässigkeit ein geringerer als bei gefülltem Baume ist. Sei er im Anfang p_0 am Ende p' bei einer Füllung

$$D' = \frac{m}{n} D_0, \text{ so wird}$$

$$p' = \frac{m}{n} p_0 \text{ und daher}$$

$$p_m = \frac{1}{2} \left(p_0 + \frac{m}{n} p_0 \right) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{m}{n} \right) p_0$$

sein.

Um diesen Prozentsatz wegzubringen, wird man die Distanz des Angriffbolzens des Schalthebels von dessen Drehachse noch um p_m Prozent verkleinern müssen, wird dann eine um p_m Prozent vergrösserte Schaltung, daher um p_m Prozent verringerte Schussdichte bekommen und derart das Ziel erreicht haben, mit einem Wechselrade mit x Zähnen auch wirklich eine Schussdichte x zu erhalten, von welcher zwar immerhin noch Abweichungen zu konstatieren sein werden, die aber so gering sind, dass sie praktisch keine Bedeutung besitzen.

Um einen Begriff von der Kleinheit der Grössen zu erhalten, die hierbei in Betracht kommen, sei die absolute Grösse jener Fehlerdifferenz, die vom Regulator nicht unter-

schieden werden kann, um welche also die Ungenauigkeit in der Länge der nachgezogenen Stücke stattfindet, tatsächlich ausgerechnet.

Es ist

$$f = \frac{1}{2250 x} \cdot D \pi \text{ mm.}$$

Für ein Wechselrad mit 30 Zähnen

$$f_{30} = \frac{1}{67500} \cdot D \pi,$$

für ein solches mit 60 Zähnen

$$f_{60} = \frac{1}{135000} \cdot D \pi.$$

Bei leerem Baume, also

$$D_0 = 179 \text{ mm,}$$

$$D_0 \pi = 562 \text{ mm,}$$

$$f_{30}^0 = \frac{1}{120} \text{ mm, } f_{60}^0 = \frac{1}{240} \text{ mm,}$$

und bei gefülltem Baume z. B.

$$D^1 = 2 D_0$$

$$f_{30}^1 = \frac{1}{60} \text{ mm, } f_{60}^1 = \frac{1}{120} \text{ mm,}$$

also Grössen, welche wohl sprechender wie langwierige Worte zeigen, mit welcher Präzision ein solcher Regulator arbeiten muss, um oben ausgerechneten Grad der Genauigkeit zu erreichen. Es muss daher auch auf die sorgfältigste konstruktive Ausführung aller Teile das grösste Gewicht gelegt werden, beziehungsweise muss man diejenigen Bestandteile verstellbar machen, die sich theoretisch nicht zum voraus und für alle Stoffe in gleichem Masse gültig berechnen lassen.

Es darf nicht unterlassen werden zu bemerken, dass kleine variierende Ungleichmässigkeiten in der Schussdichte durch die während des Webens stets konstant bleibende Spannung des federnden Blattrahmens auch beim positiven Regulator in etwas ausgeglichen werden.

Arbeitet der Regulator als Kompensationsvorrichtung, dann kann überhaupt nur von einer mittleren Schussdichte gesprochen werden und die Abweichungen von dieser werden durch die verschiedenen Durchmesser der Eintragfäden entstehen, während das Mass des Mittels der Dichte durch die Spannung der Blattfeder bestimmt sein wird. Die durch die stets vorhandenen und bei einem Klinken-Differentialmechanismus nicht zu umgehenden Ungenauigkeiten im Nachzuge der erzeugten Ware werden sich bei der kompensierenden Arbeitsweise nicht in der Schussdichte äussern können, sondern werden nur zur Folge haben, dass die Grösse der Kompensation nicht mathematisch genau $\frac{1}{3}$ betragen und auch nicht während des ganzen Verlaufes des Webens absolut konstant bleiben wird, d. h. die Einstellfalle wird z. B. während 100 Schuss bei leerem Baum nicht so oft nicht arbeiten als bei gefülltem. Dass dies aber von keinem nachteiligen Einfluss auf die Gleichmässigkeit der Ware sein kann, wenn nur, was bei der Grösse der Kompensation von $33\frac{1}{3}$ Prozent der Fall ist, die kompensierende Wirkung stets gesichert bleibt, ist selbstverständlich, und ist daher der Honegger Differentialregulator als Kompensationsregulator für Herstellung der allerfeinsten Seidengewebe bei Verwendung feinsten Einschlags vorzüglich

brauchbar und funktioniert derselbe als solcher in jeder Beziehung bei Anlegung des strengsten Massstabes tadellos.

b) Anwendung eines positiven, kontinuierlich treibenden Schneckenregulators.

An Honeggerstühlen, die zur Erzeugung einseitiger Armures-Artikel bestimmt sind, wird mitunter eine wesentlich modifizierte Regulatorkonstruktion angetroffen, die ungleich einfacher ist.

Dieselbe bedient sich zum Heranziehen der Ware eines mit feinem Schmirgel überzogenen Förderungs- oder Riffelbaumes, an welchem erst der eigentliche Stoffbaum anliegt, analog den Anordnungen des englischen Baumwollstuhles.

Der Antrieb des Riffel- oder Förderungsbaumes geschieht vermitteltst Schneckentriebes, direkt von der unteren Welle des Stuhles aus, und ist die Übersetzung derart, dass die Schusszahl pro 1 cm in der Waare genau mit der Zähnezahl des Wechselrades übereinstimmt.

Diese Anordnung hat den Vorteil, dass der Regulator mit dem Stuhl vor- und rückwärts geht. Wenn zum Beispiel der Schuss bricht und der Arbeiter den Stuhl von Hand rückwärts dreht, um den Schuss zu suchen, so geht der Regulator ebensoviel zurück, als Schüsse verloren waren. Dadurch kommt der Tuchanschlag immer wieder an die richtige Stelle und werden somit lichte Stellen im Gewebe vollständig vermieden.

B. Fachbildung.

Die Fachbildung kann am Honeggerstuhl in vierfach verschiedener Anordnung durchgeführt werden:

1. mittels Gegenzugbewegung für Erzeugung von Taffet, als innere Geschirrbewegung konstruiert;
2. mittels Exzentern und Exzenterkarten, ersteres für die Leisten, letzteres für das eigentliche Gewebe in der Anordnung einer unabhängigen, äusseren Flügelbewegung. Diese Bewegungsart ist charakteristisch und findet in der Regel und auch bei dem hier besprochenen Stuhle Anwendung;
3. mittels Ratiären oder Schaftmaschinen, die auf Supporten gelagert sind, welche oberhalb auf den Traversen des Stuhlgestelles befestigt werden;
4. mittels Jacquardmaschinen.

Die ad 2 angeführte Anordnung wird am relativ häufigsten angetroffen. Sie ist in ihrer Anordnung bezüglich der Konstruktion der Kette eigene Erfindung Honeggers und ist für Artikel mit kurzem Rapporte, z. B. bis höchstens 24 Schuss berechnet.* Sie erlaubt einen raschen Wechsel der Bindung, ist sehr handlich und bequem zugänglich und hat sich daher bei den Seidenstühlen allgemein rasch Eingang verschafft, zum grössten Teile als Nachbildung der Honeggerschen.

Die Anordnung besteht in folgendem: Auf einer Welle (Fig. 1, Taf. X), welche in gleicher Höhe wie die untere Welle des Webstuhles gelagert ist, und von dieser mit konischen Rädern mit der Übersetzung 1 : 4 angetrieben wird, sind das Prisma mit der Musterkette für den Fond des Gewebes und die Excenter für die Bewegung der Kordoni aufgebracht. Durch die Musterkette und durch Excenter werden zweiarmige Tritte bewegt, Fig. 2, Taf. X, welche mit Schwingen verbunden sind, die oberhalb im Stuhle Lagerung empfangen. An dem inneren Ende dieser Schwingen hängen die Schäfte, welche

durch Federn oder Gewichte niedergezogen werden. Die Anordnung besteht daher aus folgenden Teilen:

1. dem Prisma mit der Musterkette oder den sog. Exzenterkarten,
2. den Exzentern für die Kordoni,
3. den Tritten,
4. den Schwingen und Führungsrollen mit ihren Supporten,
5. den Schäften mit den Tabletten oder Federn.

I. Das Prisma mit den Exzenterkarten.

(Taf. III, beziehungsweise im Detail Taf. IV.)

An dem einen Schilde des Stuhlgestelles sind aussen zwei Supporte zur Unterbringung der ganzen Trittvorrichtung je mittels zweier Schrauben befestigt. Diese Schilde haben doppel T förmigen Querschnitt und nehmen die Welle für die Mustertrommel, den Bolzen für die Tritte, sowie die später zu besprechende Schlagwelle auf und sind oben mittels einer Traverse aus Gusseisen mit einander verbunden, die wieder an jedem Supporte mittels je einer Schraube angeschraubt ist.

Die 30 mm starke Trommelwelle trägt auf dem einen Ende einen Bund, läuft aber sonst in gleicher Stärke durch. Innerhalb der beiden Supporte in der Nähe des rückwärtigen trägt sie das Antriebsrad. Letzteres hat 80 Zähne und ist mittels zweier unter 90° sitzender Stellschrauben festgeklemmt. Es erhält seinen Antrieb von einem Rade mit 20 Zähnen, das auf der unteren Welle des Stuhles gleichfalls mittels zweier unter 90° sitzender Stellschrauben festgeklemmt ist.

Auf der Trommelwelle sitzen weiter zwei Kettensterne mit acht Einschnitten, über welche die Musterkette gelegt wird. Die Kettensterne sind mit ihren Naben mittels je einer Stellschraube auf der Welle festgeklemmt. Die Musterkette oder Karte besteht der Leichtigkeit halber aus Holzschienen, welche mit Gussgelenken zusammengehalten sind, und auf welche die Segmente, welche die Tritthebel regieren, beliebig aufgeschraubt werden können. Die Verbindung zwischen Latten einerseits und Gussgelenken sowohl als Segmenten andererseits geschieht mittels Schrauben mit vier-eckigen in die Latten versenkten Köpfen und oben drüber geschraubten viereckigen Muttern (Taf. III, bzw. Taf. IV im Detail).

Die Segmente wirken auf die Trittrollen; sie sind geradflankig und besitzen oben eine Abrundung. Die dadurch erzeugte Trittbewegung ist eine anfangs beschleunigte, am Schlusse verzögerte, wie es sein soll, mit Stillstand während ungefähr $\frac{1}{3}$ Umdrehung der Hauptwelle in ausgehobener Stellung. Letzteres ist aus dem Grunde vorteilhaft, weil während des Schützendurchganges, also während ungefähr $\frac{1}{4}$ bis $\frac{3}{8}$ Tour der Hauptwelle die Schäfte möglichst wenig Bewegung machen, am besten ganz ruhen sollen (siehe Untersuchung der Exzenterform für die Schäfte auf Taf. IV).

In gewöhnlicher Anordnung arbeitet die Trittvorrichtung aus dem Sacke mit einfachem Aufzug, d. h. die Flügel werden durch Federn oder Gewichte hinuntergezogen und bleiben ruhig in dieser Lage, bis durch die Einwirkung der Segmente der eine oder andere Flügel gehoben wird. Die Fachbildung ist gewöhnlich eine sog. Geschlossenfachbildung, indem zwischen zwei auf einander folgenden Aushebungen ein Rückgang der Tritte erfolgt.

Man kann indessen auch mit Offenfach arbeiten, wenn man etwas anders geformte Hubsegmente aufschraubt. Wenn nämlich während zweier auf einanderfolgenden Aushebungen der Schaft nicht gesenkt werden soll, so müssen die höchsten Punkte beider Segmente mittels eines konzentrischen Kreises ineinander übergehen. Die Segmente haben daher an der höchsten Stelle keine abgerundete Spitze, sondern eine längere Zeit andauernde, nach einem konzentrischen Kreise gekrümmte Begrenzungskurve zu bekommen. Es gibt dann viererlei verschiedene Glieder:

1. solche wie bei der Geschlossenfachbildung, wenn der Schaft nur während eines Schusses ausgehoben werden soll, mit Hub- und Fallkurve,

2. solche mit Hubkurve und Stillstandskreis für jene Glieder, denen Tieffach vorangeht und Hochfach folgt,

3. solche mit Stillstandskreis und Fallkurve für jene, denen Hochfach vorangeht und Tieffach folgt,

4. solche mit Stillstandskreis allein für jene, denen Hochfach vorangeht und auch Hochfach folgt.

Das Fach ist ein einseitiges, ein symmetrisches Oberfach, insofern als die Schäfte ebensoviel über die Horizontale gehoben werden als sie in der Ruhelage im Sacke unter dieser standen. Wie eine zweiseitige Fachbildung erzeugt werden kann, wird später Erläuterung finden.

Die Musterkette dreht sich immer genau mit der Stuhlachse. Wenn der Einschlag bricht und der Arbeiter den Schuss suchen muss, so dreht er einfach den Stuhl von Hand rückwärts, bis der Tritt, in welchem der letzte Schuss liegt, offen ist. Gewöhnlich werden die Musterketten für 16 Grundflügel eingerichtet. Die Kette kann je nach dem Rapport, zwischen den Zahlen 8 als Minimum und 24 als Maximum, aus einer beliebigen Anzahl Schienen bestehen.

II. Die Exzenter für die Kordoni.

(Tafel IV.)

Mit dem einen der beiden Kettensterne ist mittels Schraube das Gros de tour-Herz in Verbindung, welches zur Bewegung der Kordoni dient. Dieses besteht aus vier kongruenten Exzentern. Jedes Exzenter hat zwei Rapporte im Umfange, nämlich zwei Hebungen, zwei Senkungen, zwei Hebungen, zwei Senkungen. Die Fachbildung ist eine solche mit Offenfach, indem zwischen den beiden aufeinanderfolgenden Hebungen ein Rückgang der Tritte nicht stattfindet. Der Uebergang zwischen hohen und tiefen Stellen des Exzenterumfangs ist geradflankig mit Abrundung an den Enden, wodurch eine beschleunigte Bewegung beim Anhub mit Verzögerung am Schlusse erzeugt wird. Der Stillstand der Schäfte im offenen Fache beträgt $\frac{1}{3}$ Tour der Hauptwelle (siehe Untersuchung der Exzenterform für die Kordoni auf Taf. IV). Die vier Exzenter sind einander in Bezug auf die Form ihres Umfanges vollkommen gleich. Das erste derselben, das Randexzenter, ist in der Mitte voll, die übrigen drei sind durchbrochen mit einem mittleren Querstege, über die Nabe des ersten geschoben und mit ihm durch zwei durch alle vier Exzenter gehende Schrauben verbunden. Die Verbindung findet derartig statt, dass die vier Exzenter um je 45° gegeneinander versetzt sind, so dass das erste und dritte Exzenter für die eine, das zweite und vierte für die andere Leiste verwendet werden können.

Das erste, das Randexzenter mit voller Scheibe hat in dieser einen über mehr als einen Viertelkreis gehenden Schlitz, durch welchen die Schraube gesteckt ist, welche

dasselbe mit dem einen Kettensterne verbindet. Diese Schraube hat die Gestalt eines Stehbolzens mit Verjüngungen an den beiden Enden, welche, die eine durch das Exzenter, die andere durch den Kettenstern ragen. Vorgeschraubte Muttern halten Gros de tour-Herz und Mustertrommel zusammen.

Das Gros de tour-Herz befindet sich gewöhnlich hinter der Mustertrommel und nicht wie in den Zeichnungen vor derselben. Dann befinden sich die Schäfte für die Leisten hinter denjenigen für den Fond des Gewebes, wie es in der Regel vorteilhafter ist. Dann werden aber auch deren Heberschnüre in ganz gleicher Weise wie jene der vorderen Schäfte geführt und bieten nichts besonderes; während in dem Falle als man die Leistenexzenter vorne anordnet, die Führung der Heber für die Kordoni in besonderer Weise geschehen muss, damit die eigentlichen Schäfte nicht zu weit nach rückwärts kommen. Aus diesem Grunde, um auch diesen Fall zu illustrieren, wurde letztere Anordnung den Zeichnungen zu Grunde gelegt, ohne aber damit ausprechen zu wollen, dass dieselbe den Vorzug vor der erst-erwähnten verdient, was im Gegenteile nicht der Fall ist.

III. Die Tritte.

(Taf. III.)

Sowohl die Segmente der Musterkette als auch die Leistenexzenter wirken auf Tritthebel, welche um einen 24 mm dicken Bolzen lose sich drehen.

Die Tritthebel der Musterkette sind schwerer konstruiert und tragen an dem einen Ende eine 80 mm im Durchmesser messende Trittrolle, die um einen mit dem Tritthebel vereinigten Bolzen sich dreht. Das andere Ende mit abnehmendem Querschnitte hat am unteren Rande Einkerbungen zum Einhängen der Zugschnuren und zwar zehn an der Zahl. Reines Fach wird dadurch erzielt, dass man die Zugschnüre bei den rückwärts gelegenen Tritten entfernter vom Drehpunkte anhängt, so dass daraus eine grössere Hebung der mit ihnen verbundenen Schäfte trotz der gleich grossen Segmente resultiert.

Die Tritthebel für die Kordoni sind leichter und haben keine Rolle, sondern nur ein kreisförmig abgerundetes Ende, worauf die Exzenter wirken.

Alle Tritthebel liegen in ihrer Ruhelage, veranlasst durch die die Schäfte nach abwärts ziehenden Gewichte oder Federn, mit ihrem die Zugschnüre tragenden Arme oben an der Verbindungstraverse der beiden Schilde der Tritmaschine an (Taf. III) und sind dadurch in ihrem Hube begrenzt, so dass die Tritrollen in ihrer Ruhelage nicht auf den Latten der Mutterkette aufliegen. Die Traverse ist eben so gestellt, dass die Tritthebel aufgehoben werden, bevor die Rollen derselben die Musterkette berühren. Somit wird der Zug der Federn oder Gewichte aufgehoben, ohne auf den Gang des Stuhles den geringsten Einfluss zu üben. Nur die Segmente, welche die Flügel heben müssen, kommen mit den Rollen in Berührung. Dadurch arbeitet die Tritvorrichtung äusserst leicht und mit weniger Kraftverbrauch. Die Flügelbewegung ist eine anerkannt sanfte und für das Gewebe vorteilhafte, hauptsächlich für schnellen Gang.

Für gewisse Stoffe ist die Tritvorrichtung auch dahin abgeändert, dass die Tritthebel nach jedem Schuss von einer beweglichen Traverse auf ihre mittlere Lage gebracht werden. Dazu noch entsprechende Segmente angebracht, bewirken, dass alle Flügel nach jedem Schuss auf die Mitte kommen

und sich das Fach von der Mitte aus (also zweiseitig) öffnet, infolgedessen nicht mehr aus dem Sack arbeitet.

IV. Die Schwingen und Leitrollen.

(Taf. III.)

Die hochaufragenden beiden Seitenschilder des Stuhlgestelles sind oben durch zwei schmiedeeiserne Stangen verbunden, welche als Träger für die leicht auswechselbaren Geschirrbewegungsbestandteile dienen. Ist der Stuhl ein Taffetstuhl, so dienen sie für Unterbringung der Supports der konischen Gegenzugrollen, ist er ein solcher mit einer Schaftmaschine oder Ratière, so nehmen sie die Supports für diese auf. Bei einem Jacquardstuhl sind die Chorbrettträger an ihnen befestigt und endlich bei einem Stuhle, wie dem vorliegenden, mit seitlicher Trittvorrichtung mit Exzentern und Exzenterkarten, tragen sie die Supports für die Schwingen und Leitrollen.

Zunächst ist in geringer Entfernung von einem Gestellschilder ein hochaufstrebender Support befestigt, welcher mit einem Auge mit abschraubbarem Deckel die obere Stange umfasst, während er die untere Stange nur mit einem unten offenen Halbauge umgibt. Dieser Support besitzt oben eine 125 mm lange Bohrung, in der ein 25 mm starker Bolzen mittels zweier Stellschrauben festgeklemmt wird. Um diesen Bolzen drehen sich die der Leichtigkeit wegen aus Holz angefertigten Schwingen; zweiarmige Hebel, welche am einen Ende die von den Tritthebeln heraufreichenden Zugschnuren in vertikalen Bohrungen aufnehmen, während ihr anderes Ende die zu den Schäften hinabführenden Schnüre trägt. Am ersten Arme sind eine Reihe von Löchern zur Aufnahme der Zugschnüre vorhanden, damit man dieselben an verschiedenen langen Hebelarmen befestigen könne, wie dies zur Unterstützung der Bildung reinen Faches sowie zur Regulierung der Fachhöhe sich als zweckmässig herausstellen kann.

Die Schnur, welche zu dem betreffenden Schafte hinunterführt, gabelt sich eine kurze Strecke unterhalb der Schwinde und ihre beiden divergierenden Teile werden über Leitrollen geführt, um von da ab vertikal bis zum Einhängpunkt an den Schäften zu laufen. Diese Leitrollen, welche also in zwei Reihen vorhanden sind, sind aus Holz und sind auf je einen Bolzen aufgesteckt, der in je einem besonderen Support eingeklemmt ist. Diese Supports, welche die Bolzen für die Leitrollen in einer Bohrung mittels Stellschraube festgeklemmt tragen, umgeben gleichfalls die obere der beiden Verbindungsstangen mit ganzem Auge mit abschraubbarem Deckelstück und die untere derselben mit halbem, unten offenem Auge, analog dem die Schwingen unterstützenden Supporte.

Gewöhnlich ist, wie schon erwähnt, das Gros de tour-Herz für die Kordoni hinter dem Musterprisma auf die Trommelwelle der Trittvorrichtung aufgebracht und dann bieten die Führungen der Schnüre für die Leisten keine besonderen Eigentümlichkeiten. Bringt man obiges Herz jedoch vorne an, so kann man die Schnüre, welche die Heber der Kordoni vorstellen, über besondere kleinere Führungsrollen, bez. durch kleine Führungsösen leiten, die sich an einem hölzernen Querstück angebracht befinden, welches vorne auf die beiden Bolzen der grossen Führungsrollen aufgesteckt ist. Letztere Anordnung, gezeichnet in den Details, hat den Nachteil einer etwas grösseren Aushebung der Schäfte, wenn das gleiche reine Fach erzielt

Reh, der mechanische Seidenwebstuhl.

werden soll und einer mangelhafteren Führung der Leistenheber. Sie wird daher gewöhnlich nicht verwendet.

V. Die Schäfte mit den Federn oder Tabletten.

Die Schäfte bieten keine besonderen Eigentümlichkeiten. Sie besitzen hölzerne Schaftstäbe, in welche kleine Eisenringel zur Aufnahme der Schnüre oben und unten eingeschraubt sind. Federn ziehen dieselben beständig nieder oder man bringt an deren statt Belastungsgewichte, sog. Tabletten an. Diese sind aus Holz und stellen 10 mm dicke Tafeln dar, welche im vorliegenden Falle circa 690 mm lang und 220 mm hoch sind. Die Schnüre sind in sie in kleine Bohrungen eingehängt.

VI. Regulierung der Schäfteaushebung behufs reiner Fachbildung.

Um reines oder sog. Schrägfach zu erzeugen, ist es nötig, dass die rückwärtigen Schäfte im selben Masse, als sie vom erzeugten Warenrande weiter entfernt sind, um ein grösseres Stück aus ihrer Ruhelage ausgehoben werden.

Seien die Entfernungen der einzelnen Schäfte vom Warenrande

$$l_1, l_2, l_3, \text{ etc.}$$

und deren Aushebungen

$$h_1, h_2, h_3, \text{ etc.,}$$

so muss bestehen

$$l_1 : l_2 : l_3 : \dots = h_1 : h_2 : h_3 \dots$$

Dies erhellt aus dem Umstande, dass die Fäden der Ruhelage, die Fäden in ausgehobener Stellung und die Schaftebenen in der Seitenansicht Dreiecke bilden, welche, wenn reines Fach gebildet wird, einander wegen der Gleichheit der Winkel ähnlich sind. In solchen ähnlichen Dreiecken sind aber die homologen Dimensionen d. h. die den gleichen Winkeln gegenüberliegenden Seiten, sowie die gleichliegenden Grundlinien und Höhen einander proportional und daraus folgt eben oben aufgestellte Proportion.

Hat man sich daher in Anbetracht der Grösse des Schützens für eine bestimmte Fachöffnung im Riete und dem entsprechend eine bestimmte Aushebung des der Lade zunächst liegenden Schafte entschieden, also h_1 gewählt, so ergeben sich die übrigen Schäfteaushebungen durch die Gleichungen

$$h_2 = \frac{l_2}{l_1} h_1$$

$$h_3 = \frac{l_3}{l_1} h_1$$

etc.

Bei der Anordnung der Geschirrbewegung am Honeggerstuhl mittels zweiarmiger Tritthebel und ebensolcher Schwingen steht nun die Schäfteaushebung mit den Abmessungen des Geschirrbewegungsmechanismus in folgendem Zusammenhang:

Der Hub der Flügeldauen ist für alle Schäfte derselbe und auch gleich jenem der Leistenexzenter.

Die Entfernung des Mittels der Trittrolle vom Mittel des Tritthebeldrehbolzens sei t , gleichfalls für alle Schäfte, und ebenso gleich der korrespondierenden Abmessung der Tritthebel für die Kordoni.

Der andere Hebelarm der Tritthebel, an welchem die Zugschnüre, welche zu den Schwingen hinaufreichen, eingehängt sind, sei x . Er ist eine variable Grösse. Ebenso ist auch der Hebelarm der Schwingen, welcher mit den

Tritten verbunden ist, von variabler Länge y , während der zweite Hebelarm der Schwingen, an dem die Schäfte hängen, von gleicher Grösse für alle diese ist; er sei gleich s und ist nur bei den verschieden breiten Stühlen von verschiedener Länge, am selben Stuhle jedoch als Konstante zu betrachten.

Der Weg der Trittrollen ist nun bei ihrer Beeinflussung durch die Daumen und Exzenter gleich dem Hub dieser; eigentlich etwas kleiner gleich ε , da behufs ruhiger und leichter Bewegung, sowie Nichtbeeinflussung des Stuhlganges durch den Druck der Flügelfedern oder Tabletten die Tritte in ihrer Ruhelage nicht an den Latten der Trittmachine, bez. an den Leistenexzenter anliegen, sondern etwas entfernt hiervon stehen, weil die andern Arme derselben durch die Verbindungstraverse der beiden Schilde der Trittvorrichtung früher in ihrer Bewegung aufgehalten werden, bevor ein Anliegen der Trittrollen erfolgen kann.

Der Weg der Zugschnüre, welche die Tritte mit den Schwingen verbinden, ist nun gleich ε , multipliziert mit dem Verhältnis der Hebelarme, also

$$\frac{\varepsilon \cdot x}{t}$$

Dieser überträgt sich auf die äusseren Arme der Schwingen und erzeugt daher einen Schäftehub

$$h = \varepsilon \cdot \frac{x}{t} \cdot \frac{s}{y}$$

im allgemeinen, und daher für die einzelnen Schäfte

$$h_1 = \frac{x_1}{y_1} \cdot \frac{s}{t} \varepsilon$$

$$h_2 = \frac{x_2}{y_2} \cdot \frac{s}{t} \varepsilon$$

$$h_3 = \frac{x_3}{y_3} \cdot \frac{s}{t} \varepsilon$$

.....

sonach

$$h_1 : h_2 : h_3 : \dots = \frac{x_1}{y_1} : \frac{x_2}{y_2} : \frac{x_3}{y_3} : \dots$$

Oder

$$\frac{x_1}{y_1} : \frac{x_2}{y_2} : \frac{x_3}{y_3} : \dots = h_1 : h_2 : h_3 : \dots$$

Vorausgesetzt, dass man die Zugschnüre alle am selben Hebelarme y einhängen würde, wie man dies bei geringer Schäfteanzahl ohne weiteres thun kann,

$$x_1 : x_2 : x_3 : \dots = h_1 : h_2 : h_3 : \dots$$

d. h. man hat die Einhängpunkte der Zugschnüre an den Tritten so zu wählen, dass sich deren Entfernungen von der Drehachse der Tritthebel wie die Entfernungen der Schäfte vom Warenrande verhalten.

Die Grösse des gewählten y bestimmt sich aus der Grösse der gewünschten Fachöffnung oder dem Hube des der Ladung zunächst liegenden Schaftes, indem

$$h_1 = \frac{x_1}{y} \cdot \frac{s}{t} \varepsilon$$

$$y = \frac{x_1}{h_1} \cdot \frac{s}{t} \varepsilon$$

und ist sonach y , wenn man eine grössere Fachhöhe h_1 wünscht, im selben Verhältnis kleiner zu nehmen.

Findet man bei Vorhandensein vieler Schäfte durch alleinige Variabilität der Hebelarme x nicht das Auslangen, so hat man für die rückwärtigen Schäfte kleinere Hebelarme y als für die vorderen zu wählen und dabei zu berücksichtigen, dass sich dann die Aushebung der betreffenden Flügel mit den neuen y zur Aushebung des Schaftes mit dem gleichen x verhalten wird, wie das y dieses zu den neu gewählten.

Die ganze Rechnung wird sich eigentlich auf eine blosser Beurteilung hinauslaufen und wird das volle Verständnis der verschiedenen Einflussnahme der Einhängungen der Schnüre sicherlich vor einem langwierigen Herumprobieren bewahren.

Zweiter Teil.

Bewegungsmechanismen des Schusses.

A. Die Lade und ihre Bewegung.

(Fig. 4, 5, Taf. X und Taf. V.)

Die Lade ist, wie gewöhnlich an den mechanischen Stühlen, auch beim Honeggerstuhl eine stehende, d. h. sie ist unten im Stuhle gelagert, wodurch der Stuhl grössere Stabilität als bei Anwendung einer Hängelade besitzt.

Die hin- und hergehende Bewegung der Lade wird durch einen Kurbelmechanismus mit normaler Schubstange erreicht. Die Hauptwelle des Stuhles, welche den Antrieb von der Transmission durch Riementrieb erhält, besitzt nämlich innerhalb der Stuhlgestellwände den Ladenstelzen gegenüber zwei Kröpfungen, deren Zapfen mit je einem an den Ladenstelzen befindlichen Bolzen durch je eine Schubstange verbunden sind. Der Halbmesser der Kröpfungen beträgt 55 mm, die Schubstangenlänge 400 mm, sonach ist

die Schubstange $\frac{400}{55} = 7,3$ mal so lang wie der Kurbelradius; besitzt also eine, man könnte sagen, mehr wie normale Länge. Die dadurch hervorgerufene Ladenbewegung wird daher das Charakteristische der Kurbelbewegung zeigen, d. h. sich im Anfang beschleunigt, in der Mitte am schnellsten und von da ab gegen das Ende verzögert mit langsamem Uebergang der verschiedenen Bewegungsarten nahezu symmetrisch von der Mittellage aus und möglichst ruhig vollziehen und wird daher namentlich für schnellen Gang die relativ beste Bewegung für den Ladenantrieb sein. Während des Schützendurchganges wird die Lade nur eine relativ geringe Bewegung vollführen und daher das Fach genügende Zeit beinahe ganz offen bleiben.

Um mit Bügel- oder Kondukteurschützen arbeiten zu können, verwendet man einen Kurbelmechanismus mit kurzer Schubstange oder sog. gebrochenen Stossarmen. Mit der Lade bewegt sich nämlich eine gerade geführte Stange, oder ein nach rückwärts sich ausladender Fortsatz der Ladenstelze hin und her, welche bis an die Kröpfung heranreichen und dort eine kurze Schubstange eingelenkt tragen. Durch diese Anordnung wird bei gleichmässiger Drehung der Kurbelachse der Gang der Lade von der Mitte nach rückwärts und wieder auf die Mitte sehr verlangsamt, dagegen von der Mitte nach vorn im Vergleich zur normalen Kurbelbewegung beschleunigt. Die Lade bleibt rückwärts beinahe vollständig stille stehen, und wird sonach dem Schützen

mehr Zeit zum Durcheilen des Faches gelassen. Andererseits wird durch die raschere Bewegung vorne der Eintrag energischer an den Warenrand angeschlagen.

Der Druck des eingetragenen Schussfadens an den Warenrand erfolgt durch das Blatt, welches in einem besonderen Blattrahmen eingehängt ist, der durch Federn gespannt wird. Lässt sich dadurch einerseits dieser Druck durch Einstellen der Federspannung genau und leicht regulieren und absolut konstant erhalten, so ist dadurch andererseits ein Mittel gegeben, um bei Nichtvorhandensein des Eintrags oder nicht genügender Stärke desselben eine auslösende Wirkung auf den Regulator auszuüben und dessen die verschiedenen Schussstärken kompensierende Arbeitsweise zu bedingen. Auch lässt sich bei gewünschtem besonders scharfen Schlag durch eine besondere Vorrichtung ein solcher leicht und bequem erzeugen, worauf später noch zurückgekommen werden wird.

Die Lade besteht sonach aus folgenden Teilen:

1. der Ladenachse mit den Ladenstelzen,
2. dem Ladenklotze mit den Schützenkästen,
3. dem beweglich eingehängten Blattrahmen mit seinen verschiedenen Spannungen,
4. den Schubstangen zum Antriebe.

I. Die Ladenachse mit den Ladenstelzen.

(Taf. V.)

Die Ladenachse ist unten im Stuhle in Augen gelagert, von welchen sich das eine in dem vorderen Supporte der Trittvorrichtung (Taf. III), das andere in einem besonderen kleinen Supporte befindet (Fig. 3), welcher letzterer am Gestellschilde mit einer Schraube befestigt ist. Sie ist aus Schmiedeeisen, 26 mm in der Mitte, 24 mm an den Enden stark. Auf ihr sind mittels Stellschrauben festgeklemmt die gusseisernen Stelzenfüsse (Taf. V), welche mit den Stelzen verschraubt sind. Mit dem einen der Füsse ist der Regulatorantriebshebel aus einem Stücke (Taf. I).

Die Verbindung zwischen Füßen und Stelzen geschieht derartig, dass eine Höhenverschiebung letzterer möglich ist, um den Ladenklotz vollkommen genau horizontal und in die richtige Höhe einstellen zu können. Sie geschieht (Taf. V) mittels je einer Schraube, die durch ein viereckiges Loch des Fusses gehend, in diesem arretiert ist, und durch

ein Langloch der Stelze reicht. Lüftet man die Befestigungsmutter, so kann man mittels einer Stellschraube, die, in einem Fortsatz der Stelze eingeschraubt, sich gegen die obige horizontale Fläche des Fusses stützt, ein genaues Einstellen der Ladenstelzen in der Höhenrichtung vornehmen.

Etwas oberhalb der Mitte tragen die Stelzen eine Bohrung zur Aufnahme der Lagerstücke für den beweglichen Blattrahmen, weiter oben haben sie die Fortsätze für Festklemmung des Antriebsbolzens, in den die Schubstangen eingehängt sind und darüber sind sie mittels einer durchgehenden Schraube mit dem Ladenklotz verbunden. Weiter nach aufwärts ist die Schützenkastenhinterwand an sie angeschraubt (Taf. V, Schnitt l m) und endlich oben tragen sie das oben offene Langloch für Aufnahme des Deckelbolzens, durch dessen blosses Lüften sich der Ladendeckel abheben lässt.

Die Ladenstelzen sind aus Gusseisen und haben [förmigen Querschnitt, welcher oben hinter Schützenkastenhinterwand und Ladenklotz in eine einseitig verrippte Platte übergeht.

II. Der Ladenklotz mit den Schützenkästen.

(Taf. V.)

Der Ladenklotz ist aus Holz und besitzt rechteckigen Querschnitt. Seine Höhenlage wird bedingt und bestimmt sich durch den Umstand, dass bei ausgeschwungener Lade die unteren Fäden des Faches auf der Ladenbahn aufrufen sollen, um für den in dieser Zeit durchgehenden Schützen eine Unterstützung zu bekommen.

Die Ladenbahn ist mit einem besonders zähen, festen Materiale, der sog. Vulkanfiber belegt, welche sich im Gebrauche durch die Reibung des darüberlaufenden Schützen immer glätter und feiner poliert.

Der Ladenklotz besitzt in seinem mittleren, zwischen den Stelzen befindlichen Teile, eine grosse Nut eingearbeitet, welche die untere Leiste des Blattrahmens aufzunehmen bestimmt ist (Schnitt a b c d). Diese Leiste stützt sich nach vorne an zwei Stellschrauben, je eine auf jeder Seite in der Nähe der Ladenstelze, welche Stellschrauben ihr Muttergewinde in einer Eisenplatte finden, die in den Ladenklotz vorne eingelassen ist. Wo sich die durch eine vorgeschraubte Gegenmutter gesicherten Stellschrauben gegen die Blattrahmenleisten stemmen, ist auch in diese ein Eisenplättchen eingelassen und mittels zweier Holzschrauben festgehalten (Schnitt l m).

Die das Muttergewinde für die Blattrahmenstellschrauben tragenden Eisenplatten sind am Ladenklotze festgehalten durch zwei Schrauben; die eine derselben geht durch den Ladenklotz und die rückwärts liegende Stelze durch und stellt zugleich die feste Verbindung mit dieser her. Die zweite Schraube ist eine Holzschraube mit versenktem Kopfe, in den Ladenklotz eingeschraubt.

An den beiden Enden des Ladenklotzes befinden sich die Schützenkästen. Diese besitzen eine hölzerne Rückwand, die einerseits mit der Ladenstelze verschraubt ist, andererseits mit einem gusseisernen Schuhe, welcher zugleich die Schützenkastenseitenwand bildet und mit dem Ende des Ladenklotzes durch Holzschrauben verbunden ist. Die Schützenkastenvorderwand ist gleichfalls aus Holz und stellt eine 20 mm hohe Leiste dar, welche auf dem Ladenklotz mittels zweier durchgehenden Eisenschrauben befestigt ist. Nach oben ist der Schützenkasten gleichfalls durch eine hölzerne Leiste begrenzt, welche mit der Schützenkastenhinterwand mittels zweier Schrauben verschraubt ist.

Die Schützenkastenhinterwand trägt an ihrer innersten Stelle, wo der Schützen in den Kasten tritt, ein abgerundetes Schutzblech aus Bronze mittels zweier Holzschrauben angeschraubt (Taf. V, Schnitt n o, p q, r s).

Unterhalb des Schützenkastens besitzt der Ladenklotz eine durchgehende Ausnehmung zur Aufnahme des Pickers (Taf. V, Schnitt g h und i k). Dieser führt sich längs des sog. Vogelstängli einerseits und längs der oberen, etwas näheren Lochkante des Laderklotzes andererseits. Das Vogelstängelchen ist mit seiner Spitze eingesteckt in ein Eisenstück, welches in den Ladenklotz eingelassen und mit ihm verschraubt ist (Taf. V, Schnitt e f) und wird gehalten und an einem selbstthätigen Herausgehen gehindert durch ein seitlich vorgelegtes Eisenblech, welches mittels einer Schraube am obengenannten eisernen Endschuhe des Ladenklotzes befestigt ist. Lüftet man diese Schraube, so kann man das vorgelegte Blech nach auswärts drehen und das Vogelstängli herausnehmen, wie dies behufs Einsetzens eines neuen Pickers nötig ist.

Die Schützenführungsleisten sowohl, als auch die Vogelführung sind gleichfalls mit Vulkanfiber belegt.

III. Der Blattrahmen und seine Spannungen.

(Fig. 4 und 5, Taf. X und Taf. V.)

Das Blatt ist mit seinen Wangen in hölzerne Leisten eingesetzt, welche an den Enden an vertikale Bleche angeschraubt sind. Diese Bleche führen nach abwärts und sind mit der hölzernen Blattrahmenachse gleichfalls durch Schrauben verbunden, Taf. V, Schnitt a b c d. Das eine derselben ragt in einem Fortsatz noch tiefer hinunter und hat unten das Einstellplättchen verstellbar angeschraubt, welches die Aufgabe hat, auf die Einstellfalle des Regulators zu wirken (Taf. V, Schnitt e f).

Die Blattrahmenachse ist aus Holz, von rechteckigem Querschnitt und trägt an den Enden gusseiserne Schuhe, mit welchen die Zapfen verbunden sind. Die Lager für diese sind gusseiserne Hülsen, welche in Bohrungen der Ladenstelzen festgeklemmt sind.

Die Endschuhe der Blattrahmenachse besitzen nach vorne und rückwärts je einen Fortsatz mit einem Auge an jedem Ende. In diese Augen werden Bolzen gesteckt und festgeklemmt, die die Stängelchen für die Spannvorrichtungen aufzunehmen bestimmt sind.

Der Blattrahmen wird vorne mit Federn links und rechts gespannt. Zu dem Behufe geht das von dem vorderen Fortsatz herabreichende Stängelchen durch eine Bohrung eines an der Ladenstelze weiter unten angeschraubten Supportes frei durch und trägt unten Mutter und Gegenmutter. Zwischen diese und den Support ist eine Pufferfeder gelegt.

Eine Variante dieser Blattrahmenspannung ist jene, wo in den vorderen Fortsatz direkt eine Spiralfeder eingehängt ist (Fig. 5, Taf. X), welche andererseits in dem Kurbelbolzen eines Schneckenrades hängt, das am Ladearm gelagert ist. Durch Drehung der in dieses Schneckenrad greifenden Schnecke kann man den Blattrahmen nach Bedarf bequem mehr oder weniger spannen.

Die Spannfedern werden in verschiedenen Sorten beigegeben, um je nach dem gewünschten Artikel solche mit grösserer oder geringerer Federkraft anbringen zu können.— Das in den hinteren Fortsatz eingehängte Stängelchen (Taf. VI, Schnitt a b c d) geht weiter nach abwärts frei durch die Bohrung eines am Schild befestigten Supportes

hindurch und besitzt oberhalb dieses eine Pufferfeder eingeschaltet. Diese Vorrichtung dient zur Blattaufhaltung während des Schützendurchgangs und soll diese Spannung den Blattrahmen andrücken, wenn die Lade aus der Mitte nach hinten sich bewegt, soll aber wieder ganz frei werden, wenn die Lade aus der Mitte nach vorne geht.

Für schwerere Artikel kann die Blattaufhaltung in die unten am Ladenarm nach hinten angebrachte Verlängerung gestellt werden und dient in diesem Falle ebenfalls zur Spannung des Blattrahmens.

Für ganz dichte Ware kann am Stuhle der sogenannte Blattschlag angebracht werden, eine Vorrichtung, welche, nachdem der Schützen durchgegangen ist, das Blatt von der Lade wegzieht und erst, wenn die Lade in der vordersten Stellung ist, abspringt und somit einen ausgeprägten Zuschlag auf die Ware erzeugt.

An Stühlen für Erzeugung leichter Ware ist der Blattrahmen besonders leicht konstruiert und sind auch die Blatt tragenden Schienen an den für verschiedene Artikel dienenden Stühlen in leichter oder schwerer Ausführung auswechselbar vorhanden, um grössere oder geringere Empfindlichkeit je nach Bedarf erreichen zu können.

IV. Die Schubstangen.

(Taf. IX.)

Die Schubstangen sind aus Gusseisen von elliptischem, in der Mitte geschwelltem Querschnitt; sie hängen sich mit dem einen geschlossenen Auge in Bolzen, welche in rückwärtigen Fortsätzen der Ladenstelzen festgeklemmt sind und umgeben mit offenen Köpfen die Kröpfungszapfen der Hauptwelle. Letztere Köpfe haben nachstellbare Bronzeschalen, von welchen die äusseren mittels Keil und Bügel an die Zapfen herangezogen werden, so dass man eine etwa eingetretene Abnutzung rasch und sicher durch Lüften der den Keil klemmenden Schrauben und besseres Eintreiben dieses beheben kann.

Das Auge der einen Schubstange trägt einen Fortsatz nach abwärts, in welchen eine Stellschraube geschraubt und mittels Gegenmutter gesichert ist. Diese Stellschraube dient zur Stecherausrückung beim Rückdrehen des Stuhles und zur Entlastung der Schützenkastenzunge, mithin auch des Schützens vom Druck der Stecherfeder beim Beginn des Schlages, worauf später bei Besprechung des Schützenwächters noch zurückgekommen werden wird.

B. Schlagbewegung.

Der Durchgang des Schützens durch das Fach erfolgt auch beim Honeggerstuhl, wie fast durchwegs bei mechanischen Stühlen infolge einer Schlagbewegung.

Diese wird erzielt (Fig. 1 und 2, Taf. X und Taf. V) mittels Schlagexzenter, Schlagwelle und Schlagarm mit Schlagriemen und Vogel, in prinzipiell ähnlicher Weise wie bei gewöhnlichen Baumwollwebstühlen, nur mit dem Unterschiede, dass die Schlagwelle horizontal und unten im Stuhle gelagert ist und der Schlagarm sich vertikal unter dem Ladenklotze bewegt. Die Bewegung ist also, weil die Schlagwelle unten gelagert ist (was dem Stuhle grössere Stabilität verleiht, da die sich beim Schlage entwickelnden Kräfte von möglichst tiefen Gestellteilen aufgenommen werden), eine solche mit Unterschlag; und andererseits, weil die Einwirkung des

Exzenters auf die Rolle beim Ingangsetzen des Schützens erfolgt, eine solche mit Exzentereschlag.

Da die Verbindung des Schlagriemens mit dem Picker von unten her geschieht, so kann der Vogel unter der Ladenbahn in einer Oeffnung im Ladenklotze unter dem Schützenkasten geführt werden, welche Anordnung bei einigermassen sorgfältiger Befettung der sogenannten Vogelstängli das Werfen von Oelflecken auf den Stoff vermeidet, was natürlich von besonderer Wichtigkeit bei Seidenwebstühlen ist.

Die Anordnung bietet den gleichen sanften, leicht zu regulierenden Schlag, wie ihn die englischen Baumwollstühle eigen haben, ohne jedoch den Arbeiter so sehr zu belästigen, wie dies bei Anbringung eines horizontalen Schlagarmes über der Lade der Fall ist.

In neuerer Zeit wird der Schlag auch so konstruiert, dass Fig. 12, Taf. XI, an der horizontalen Schlagwelle nur ein kurzer Hebelarm angebracht wird, welcher mittels eines Lederriemens mit einem langen Schlagarme verbunden wird. Der letztere ist auf der Ladenachse gelagert, geht durch den Schlitz des Ladenklotzes unter dem Schützenkasten nach oben und treibt, indem er durch einen Braunledervogel direkt durchgesteckt ist, diesen ohne Vermittelung eines Riemens an. Es ist dies der sogenannte Schlag à sabre und wird derselbe von vielen Webermeistern aus dem Grunde vorgezogen, weil bei seiner Anordnung kein Teil, der mit dem Vogel direkt in Berührung kommt, gefettet werden muss, somit von vornherein jede Verunreinigung des Stoffes absolut ausgeschlossen ist. Dieser Schlag à sabre findet namentlich bei schmalen Stühlen Verwendung.

In folgendem soll die zuerst besprochene Schlagvorrichtung, wie sie gewöhnlich zur Anwendung gelangt, dem Honeggerstuhle eigentümlich und in ihrer Anordnung von unten her mit Beibehaltung des Peitschenschlages Originalkonstruktion ist, nähere Besprechung finden. Dieselbe besteht also, wie schon erwähnt, aus:

- I. dem Schlagexzenter;
- II. der Schlagwelle mit Schlagrolle und Schlagarm;
- III. dem Schlagriemen, dem Picker und der Fangvorrichtung.

I. Das Schlagexzenter.

(Taf. V, Schnitt ef, gh und ik, sowie pq, no und rs.)

Das Schlagexzenter ist auf die untere Stuhlwelle aufgebracht, welche von der oberen, der Antriebswelle mit der Uebersetzung 1 : 2 mittels Stirnrädern angetrieben wird und daher halb so viele Touren wie diese macht.

Um das Schlagexzenter bequem auf der Welle verstellen zu können, ist dasselbe nicht direkt mit dieser verbunden; es ist vielmehr nur lose auf dieselbe gesteckt und mit einer Scheibe, welche auf die Welle festgekeilt ist, verschraubt. Die Schrauben gehen durch viereckige Löcher des Exzenters, werden dadurch arretiert und ragen durch Schlitz der festgekeilten Scheibe, so dass man durch blosses Lüften der vor diese gelegten Muttern das Exzenter auf seiner Welle verdrehen und mithin gegenüber der Ladenbewegung bequem richtig einstellen kann.

Die Schlagnase ist mit dem Exzenterkörper aus einem Stücke oder aber sie wird als besonderer Teil auf denselben erst aufgeschraubt; sie ist etwas breiter wie der übrige Teil des Umfanges, dabei ganz schwach an der Breitseite

gewölbt, damit ein sicheres Anliegen an der Schlagrolle statthatt.

II. Die Schlagwelle.

(Taf. V, Schnitt gh und ik, sowie no, pq und rs.)

Auch die Schlagwelle besitzt eine den englischen Ausführungen des Mittelschlages analoge Konstruktion.

Auf der einen Stuhlseite ist die Schlagwelle in denselben Supporten gelagert, welche auch zur Lagerung der Trommelwelle der Kettentrittvorrichtung dienen; auf der anderen findet die Lagerung in zwei kleineren Supporten statt, welche an den betreffenden Gestellschild aussen angeschraubt werden.

In ihrem rückwärtigen Teile, wo die Schlagrollen auf ihnen befestigt werden, sind die Schlagwellen prismatisch geformt, von viereckigem Querschnitte und besitzen einen Schlitz, in welchem die Drehbolzen der Schlagrolle festgeschraubt sind. Dieser ist 218 mm lang, verjüngt sich einerseits vor einem Bunde zur Befestigungsschraube und trägt am andern Ende gleichfalls vor einem Bunde die konische Schlagrolle, welche sich lose um ihn dreht. Eine vorge-schraubte Mutter hindert, dass dieselbe selbstthätig heruntergleitet.

An diesem Bolzen wird auch die Schlagfeder eingehängt, welche andererseits an einem am Gestellschild angeschraubten Teile Befestigung findet. Diese drückt die Rolle beständig an das Exzenter an und dreht den Schlagarm in seine äussere Stellung zurück.

In der Nähe des vorderen Endes ist die Schlagwelle wieder abgesetzt, auf ein kurzes Stück viereckig sich nach vorne verjüngend und geht dann in einen Schraubenbolzen über.

Ueber das viereckige Stück ist der eine Muff einer Zahnkuppelung geschoben und über den davor liegenden Bolzen der zweite mit ihm in Eingriff stehende Teil. Dieser lässt sich sonach, wenn man seine Zähne aus dem Eingriffe mit den Zähnen des ersteren Muffes aushebt, beliebig verdrehen und da mit ihm der Schlagarm in Verbindung ist, so kann man also auch diesen in seiner Winkelstellung gegenüber der Schlagrolle verändern.

Die Befestigung des Schlagarmes geschieht zwischen dem vorderen Kuppelungsteil und einer darübergelegten gusseisernen Deckplatte, vor welche eine Schraubenmutter geschraubt ist. Lüftet man letztere, so kann obige Verdrehung bewerkstelligt und also der Winkel zwischen Schlagarm und Schlagrolle verändert werden.

Der Schlagarm ist aus Holz. Er ist an seinem oberen Teile von kreisrundem, sich gegen die Spitze etwas verjüngenden Querschnitt. Unten hat er die Form eines hochkantigen Sechseckes, welches sich an der Stelle der Befestigung in der Breite absetzt.

III. Schlagriemen, Picker und Fangvorrichtung.

(Taf. V, Schnitt ef.)

Der Schlagriemen ist durch eine Oeffnung des Schlagarmes durchgesteckt, mehrmals um diesen gewunden und schliesslich mit Drahtstiften an ihm befestigt. Oben ist derselbe mit dem Picker verbunden, welcher in bereits besprochener Weise sich längs des Vogelstängli und der oberen Seitenkanten der Oeffnung im Ladenklotze unter dem Schützenkasten führt.

Hinter dem Picker ist der lederne Fangschieber, gleichfalls auf das Vogelstängli aufgesteckt. In diesen Schieber ist unten eine Lederschnur, die lange Fangschnur, welche zum anderen Schützenkasten hinüberreicht, eingesetzt. Diese Fangschnur besteht aus zwei Teilen, welche an ihrem inneren Ende in Riemen übergehen und mit Schnalle verbunden sind. Derart lässt sich die Fangschnur in ihrer Länge leicht und schnell beliebig verändern und dadurch eine mehr minder kräftige Aufhaltung des in dem Kasten eintretenden Schützens erreichen.

Die Fangschnur ist geführt in sechs kleinen Bronze-führungen, die am Ladenklotze unten angeschraubt sind. Die mittleren zwei Führungen, welche die kurzen Riemenstücke führen, haben dementsprechend eine etwas abweichende Form.

IV. Theorie des Schlagmechanismus. Exzenterkonstruktion.

Der Schlagmechanismus des Honeggerstuhles ist, wie bereits mehrfach erwähnt, ein solcher mit Exzenter Schlag und unterscheidet sich prinzipiell in nichts von den Mittelschlagkonstruktionen der englischen Baumwollwebstühle, wie eine einfache Ueberlegung beweist.

Das Schlagexzenter ist auf eine von der Hauptwelle aus mit der Uebersetzung 1 : 2 angetriebene Welle in besprochener Weise aufgebracht und besitzt daher, weil eine einfache Lade vorhanden ist, im Verlaufe des Umfanges eine Nase. Auf etwa $\frac{2}{3}$ seines ganzen Umkreises, also auf etwa 240° oder wenn wir die Winkel im Bogenmasse bezeichnen, auf $\frac{2}{3} \cdot 2\pi$ ist das Exzenter von konzentrischen Kreisen begrenzt und wird sonach die an ihm anliegende Schlagrolle während dieser Zeit keine Bewegung empfangen. Es vollzieht sich dann eben die Schlaggebung von der anderen Seite, auf welcher ein zweites Exzenter um 180° verwendet sitzt. Sobald die Exzenterumfangkurve über den konzentrischen Kreis hinaustritt, beginnt sich die Schlagrolle zu bewegen, mithin auch der Schlagarm. Diese erste Bewegung dient dazu, um den Schlagriemen anzuspinnen; sie vollzieht sich langsam, kann sich über einen relativ grösseren Teil des Exzenterumfangs erstrecken und ist für die Schlaggebung selbst ohne Einfluss. Ist einmal der Riemen, welcher Schlagarm und Picker verbindet, angespannt, so wird sich jede Bewegung der Schlagrolle auf den Picker und den vor diesem liegenden Schützen übertragen und muss daher die weitere Bewegung der Schlagrolle wohl überlegt werden, da sie eben die Schlaggebung bedingt. Der Schützen hat nur einen kurzen Weg, nämlich von seiner Endposition im Schützenkasten bis zum Eintritt in das Fach, zur Verfügung, um mit der nötigen Geschwindigkeit versehen zu werden, welche seinen Lauf durch das Fach ermöglicht. Er muss daher rasch beschleunigt bewegt werden und daher muss auch die Bewegung der Schlagrolle eine solche beschleunigte sein.

Die Schlagnase ist nun derartig geformt, dass die entstehende Bewegung eine rasch beschleunigte ist. Es folgt daher auf die langsame Erhöhung des Exzenterumfangs auf einmal eine rasch ansteigende Krümmung, deren Tangente eine immer steilere Lage annimmt. Dies geschieht während eines bestimmten Winkels, welchen man den Schlagnasenwinkel nennt.

Von einem bestimmten Punkte aus hört der immer rascher ansteigende Charakter der Begrenzungskurve auf

und dieselbe geht in einer kleinen Abrundung in die Spitze der Schlagnase über. Wenn die Schlagrolle auch während dieses Stückes der Kurve beständig anliegt, so bewegt sich dieselbe hierbei rasch verzögert und muss sich demnach auch der Schlagarm verzögert bewegen und mit ihm der Picker. Nicht aber so der Schützen, denn dieser verlässt in dem Momente, wo die beschleunigte Bewegung des Pickers aufhört, denselben und eilt mit der erlangten Geschwindigkeit allein weiter, durch das Fach hindurch nach der andern Stahlseite.

Wenn die äusserste Abrundung der Schlagnase die Schlagrolle berührt, so hat diese die Geschwindigkeit 0 erlangt, d. h. sie ist in ihrer äussersten Endlage wieder zur Ruhe gekommen und mit ihr auch Schlagarm und Picker. Von nun ab kommen wieder kleinere Radien des Exzenter zur Geltung und Schlagrolle und Schlagarm bewegen sich unter dem Einfluss der Schlagfeder wieder zurück; die Bewegung hierbei kann eine gleichförmige sein mit allmählichem Uebergang in die Ruhelage am Schlusse.

In dem Momente, wo der Wendepunkt in der ansteigenden Krümmung der Schlagnase die Schlagrolle erreicht und diese ihre grösste Geschwindigkeit erlangt hat, verlässt, wie oben gesagt, der Schützen den Treiber um seinen Lauf durch das Fach allein zu beginnen. Natürlich muss zu diesem Zwecke dieses bereits genügend geöffnet sein und bestimmt sich daraus die Stellung des Schlagexzenter gegenüber jener der Trittvorrichtung. Auch die Lade muss bereits genügend weit nach rückwärts gekommen sein und ist hieraus die Stellung der Schlagexzenter gegenüber der Kurbelkröpfung der Hauptwelle zu entnehmen. Für die Zeit, welche vom Beginne der Bewegung des Schützens durch den Picker bis zu seiner Ankunft am Ende des gegenüberliegenden Kasten verstreicht, kann man $\frac{1}{2}$ Umdrehung der Hauptwelle annehmen. Der Schützenwächter beginnt dann zu funktionieren und stellt den Stuhl ab, wenn der Schützen bei der vertikalen Stellung der Kurbel nach aufwärts noch nicht völlig im Kasten angelangt ist. Er muss daher schon früher in diesem eingetreten sein, also bevor die Kurbel 90° nach oben über der Horizontalen steht. Er muss also seine Bewegung anfangen, bevor die Kurbel die vertikale Stellung nach unten erreicht hat. Die Zeit, während welcher der Schützen sich im Fache bewegt, wird beiläufig $\frac{1}{4}$ Umdrehung der Hauptwelle oder etwas darüber betragen dürfen, da nur während dieser Zeit das Fach ganz offen ist und die Lade als ganz rückwärts stehend angenommen werden kann. Die Kurbel der Hauptwelle wird dabei von mehr als 45° unter der Horizontalen bis mehr als 45° über dieser sich bewegen. Da die Bewegung des Schützens nun dann beginnen soll, bevor die Kurbel die vertikale Stellung unten erreicht, bleiben sonach etwa 45° oder etwas darüber für die Schlagerteilung zu Gebote.

Die mit der Uebersetzung 1 : 2 angetriebene Schlagexzenterwelle macht während 45° der Hauptwelle nur einen Winkel von $\frac{1}{2} 45^\circ = 22\frac{1}{2}^\circ$ oder $\frac{\pi}{8}$. Diesen Winkel hat man sonach für die Wirkung des konkaven Teiles der Schlagnase zur Verfügung, d. h. jenes Teiles der Umfangskurve, der sich von demjenigen Punkte, bei dessen Einwirkung auf die Rolle der Riemen gespannt ist, bis zum Wendepunkte des ansteigenden Teiles der Kurve erstreckt. Während sonach das Exzenter um $22\frac{1}{2}^\circ$ oder $\frac{\pi}{8}$ sich dreht,

muss die Umfangskurve derartig geformt sein, dass die Schlagrolle eine beschleunigte Bewegung vollführt.

In Fig. 13, Taf. XI, ist ein derartiges Schlagexzenter, wie es den am Honeggerstuhl vorliegenden Verhältnissen entspricht, konstruiert und in Fig. 14, Taf. XI, das Bewegungsdiagramm der Schlagrolle entworfen.

Die Schlagrolle liegt unterhalb des Exzenter, aber nicht in der Vertikalen, sondern um einen gewissen Abweichungswinkel der Bewegungsrichtung des Exzenter entgegen, ausserhalb dieser. Ihr Gesamtweg sei s_1 . Dieser Weg wird folgendermassen durchlaufen (Fig. 14). Während eines Winkels von $\frac{1}{2} 45^\circ = \frac{\pi}{8}$ bewegt sich die Rolle langsam ein kleines Stück in gleichförmiger oder langsam beschleunigter Bewegung. Diese dient zum Spannen des Schlagriemens. In Fig. 14 ist nun auf einer Abscissenachse der Drehwinkel als Abscisse und im Endpunkte dieser die Grösse der entsprechenden Rollenbewegung als Ordinate aufgetragen. Man erhält so den Punkt I. Von 0 bis I eine Gerade gezogen, entspricht einer gleichförmigen Bewegung der Rolle während der 1. Periode. In der 2. Periode erfolgt die Schlagerteilung; wieder während $\frac{45^\circ}{2} = \frac{\pi}{8}$ geschieht nun die Bewegung beschleunigt. Dies ergibt den zweiten Teil der Kurve bis zum Punkt IV. In einer 3. Periode soll die Rolle allmählich in die Endposition und zur Ruhe gelangen und dies ergibt das Kurvenstück IV V, welches einer rasch verzögerten Bewegung während eines Winkels von $\frac{\pi}{16}$ entspricht.

Für dieses Diagramm ist nun in Fig. 13, Taf. XI, das Exzenter konstruiert.

Es ist zunächst eine Schlagrolle vom Radius 0 angenommen. Vom Radius 0 aus sind die Winkel $\frac{\pi}{8}, \frac{\pi}{8}$ und $\frac{\pi}{16}$ nach rückwärts aufgetragen, so erhält man die Radien, die in den kritischen Momenten nach 0 kommen. Es sind die Radien 1, 4 und 5. Ebenso sind auf dem Rollenwege s_1 die entsprechenden Wegstücke aus dem Diagramm aufgetragen, nämlich 0 I = 1 I (im Diagramm) und 0 4 = 4 IV (im Diagramm). Durch die Punkte 0, 1, 4 und 5 der Vertikalen s_1 sind Kreise geschlagen und auf diesen die entsprechenden Winkel, nach deren Durchlaufen diese Rollenpositionen eintreten sollen, nach rückwärts aufgetragen. Also auf dem durch 1 geschlagenen Kreis der Winkel $\frac{\pi}{8}$, auf dem durch 4 gehenden $\frac{\pi}{8} + \frac{\pi}{8}$ und auf dem durch 5 gehenden $\frac{\pi}{8} + \frac{\pi}{8} + \frac{\pi}{16}$. So erhält man die Punkte I, IV, V der Fig. 13, Taf. XI. Da das Kurvenstück I, IV besonders wichtig ist, so ist in Fig. 14, Taf. XI, noch eine Unterteilung in drei Teile vorgenommen, die entstehenden Ordinaten 2 II, 3 III der Fig. 14 sind auf dem Rollenwege s_1 in Fig. 13 gleichfalls aufgetragen, dann die Kreise geschlagen und auf diesen die Winkel $\frac{\pi}{8} + \frac{1}{3} \frac{\pi}{8}$ und $\frac{\pi}{8} + \frac{2}{3} \frac{\pi}{8}$ nach rückwärts abgeschnitten. So bekommt man noch die Punkte II und III. Verbindet man nun die Punkte 0, I, II, III, IV, V, so erhält man eine Kurve, welche die Begrenzungsform des Exzenter für eine Rolle vom Radius 0 gäbe.

Da nun die Rolle einen bestimmten Radius besitzt, so ist in diesen Punkten überall der Rollenkreis geschlagen und so endlich die Umfangskurve des Exzentrers erhalten worden. Vom Radius V aus wurde der Rücken des Exzentrers allmählich in den konzentrischen Kreis übergehend ohne Annahme einer bestimmten Bewegung gezeichnet, da ja der Rückgang des Schlagarmes, wenn er sich nur allmählich vollzieht, keinen weiteren theoretischen Bedingungen unterworfen zu werden braucht.

Aus der Form des Exzentrers, welche derartig gewonnen wurde, ist wohl zu ersehen, dass man eigentlich bei der Konstruktion hauptsächlich nur die 1. und 2. Periode, nämlich jene während der Riemenanspannung und Schlaggebung zu berücksichtigen braucht, indem die 3. Periode sich gleichsam von selbst infolge der Abrundung der Nasenspitze ergibt.

Natürlich ist die Konstruktion der Umfangskurve zweimal, nämlich für die vordere und für die rückwärtige Exzenterebene durchzuführen und sind auch die jeder dieser beiden Ebenen entsprechenden Rollenkreise einzuzichnen*).

V. Beurteilung und Regulierung der Schlagstärke.

Die Schlagstärke dieses Exzentrerschlag-Mechanismus wird sich bestimmen aus der Geschwindigkeit, mit welcher der Schützen den Treiber verlässt. Diese Geschwindigkeit ist die Endgeschwindigkeit der 2. Periode, d. h. die Endgeschwindigkeit der Periode der Schlagerteilung. Sie wird, da in dieser Periode der Riemen angespannt ist, gleich jener des Schlagarmes sein. Habe der Schlagarm eine Länge l und sei die mittlere Entfernung der Schlagrolle von der Drehachse der Schlagwelle l_1 , so wird bestehen:

Geschwindigkeit des Schlagarmes verhält sich zu jener der Schlagrolle wie Länge des Schlagarmes (wo der Riemen eingehängt ist) l zu l_1 .

Also

$$v : v_1 = l : l_1$$

$$v = v_1 \cdot \frac{l}{l_1}$$

Die Geschwindigkeit der Schlagrolle bestimmt sich nun folgendermassen (Fig. 15, Taf. XI):

Der Weg der Schlagrolle ist s während der Periode der Schlaggebung. Die Zeit, welche der Rolle zur Verfügung steht, sei t . Der Stuhl mache n Touren in einer Minute, so macht die Schlagexzenterwelle $\frac{n}{2}$ Touren, braucht also für eine Tour die Zeit

$$\frac{1}{\frac{n}{2}} = \frac{2}{n} \text{ Minuten}$$

oder

$$\frac{60 \cdot 2}{n} \text{ Sekunden.}$$

Die Schlagrolle wird vom Schlagexzenter während des Durchlaufens eines Winkels β der Schlagwelle bewegt.

Für Durchlaufen einer ganzen Umdrehung, oder $360^\circ = 2\pi$ im Bogenmasse braucht die Schlagexzenterwelle die

Zeit $\frac{2 \cdot 60}{n} = \frac{120}{n}$ Sekunden, für Durchlaufen des Winkels β die Zeit t , während welcher die Schlagrolle in der 2. Periode bewegt wird.

Sonach besteht

$$\frac{120}{n} : t = 2\pi : \beta$$

$$t = \frac{120}{n} \cdot \frac{\beta}{2\pi}$$

$$t = \frac{60}{n} \cdot \frac{\beta}{\pi}$$

Der Weg der Schlagrolle ist s , sonach die mittlere Geschwindigkeit

$$v^1_m = \frac{s}{t} = \frac{n}{60} \frac{\pi}{\beta} \cdot s$$

und die Endgeschwindigkeit einem Vielfachen hiervon

$$v_1 = C \cdot v^1_m = C \cdot \frac{n}{60} \frac{\pi}{\beta} s,$$

wobei sich C nach der Art der Bewegung richtet.

Ist die Bewegung z. B. eine gleichförmig beschleunigte, so ist die mittlere Geschwindigkeit gleich dem arithmetischen Mittel aus Anfangs- und Endgeschwindigkeit, also speziell

$$v^1_m = \frac{0 + v^1}{2} = \frac{v^1}{2}$$

$$v^1 = 2 v^1_m$$

also $C = 2$ für die gleichförmig beschleunigte Bewegung.

Allgemein ist also jetzt die Schützengeschwindigkeit beim Beginn des Eintritts desselben ins Fach

$$v = v_1 \frac{l}{l_1} = C \frac{n}{60} \frac{\pi}{\beta} \frac{l}{l_1} s$$

und es wird sich nun darum handeln, in dieser Gleichung die Grössen β und s durch wirkliche Abmessungen des Schlagexzentrers zu ersetzen, da dieselben keine konstanten, sondern variable, vom Abweichungswinkel δ abhängige Grössen sind.

In einem Dreiecke verhalten sich die Seiten wie die sin der gegenüberliegenden Winkel, sonach in dem schraffierten Dreiecke

$$r : r_1 = \sin \varepsilon : \sin (\pi - \delta)$$

$$r : r_1 = \sin \varepsilon : \sin \delta.$$

Unbekannt ist ε , also:

$$\sin \varepsilon = \frac{r}{r_1} \sin \delta$$

$$\varepsilon = \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right).$$

Der dritte Winkel im schraffierten Dreiecke ist $\beta - \gamma$, wobei β der Winkel ist, währenddessen das Exzenter bei der Schlaggebung wirkt und γ den Schlagnasenwinkel vorstellt. Die Summen der Winkel in einem \triangle ist 180° oder π , sonach

$$(\beta - \gamma) = \pi - (\pi - \delta) - \varepsilon$$

$$= \delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right)$$

$$\beta = \gamma + \delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right).$$

*) Vergl. auch Reh, Lehrbuch der mechanischen Weberei.

Mithin ist β bestimmt und aus dem Schlagnasenwinkel γ , dem Abweichungswinkel δ und dem grössten (r_1) und kleinsten Exzenterradius r (strenggenommen „grössten“ und „kleinsten“ Radius während der 2. Periode) ausrechenbar.

Wie gross ist s ?

Im selben Dreiecke besteht weiters:

$$s : r_1 = \sin(\beta - \gamma) : \sin(\pi - \delta)$$

$$s = r_1 \frac{\sin(\beta - \gamma)}{\sin(\pi - \delta)}$$

$$\text{oder } s = \frac{r_1}{\sin \delta} \sin \left[\delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right].$$

Nun ist

$$\sin(x - y) = \sin x \cos y - \cos x \sin y,$$

$$\text{mithin } \sin \left[\delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right] =$$

$$= \sin \delta \cos \left[\arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right] -$$

$$- \cos \delta \sin \left[\arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right].$$

Der \cos eines Winkels, dessen $\sin = \frac{r}{r_1} \sin \delta$ ist, ist aber

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{r_1^2} \sin^2 \delta}$$

$$\text{also } \cos \left[\arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right] = \sqrt{1 - \frac{r^2}{r_1^2} \sin^2 \delta}$$

und der \sin desselben Winkels ist eben $\frac{r}{r_1} \sin \delta$ selber, sonach

$$\sin \left[\delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right) \right] =$$

$$= \sin \delta \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{r_1^2} \sin^2 \delta} - \cos \delta \cdot \frac{r}{r_1} \sin \delta$$

und daher

$$s = \frac{r_1}{\sin \delta} \left(\sin \delta \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{r_1^2} \sin^2 \delta} - \frac{r}{r_1} \cos \delta \sin \delta \right)$$

$$\text{oder } s = \sqrt{r_1^2 - r^2 \sin^2 \delta} - r \cos \delta,$$

also auch der Rollenweg ausgerechnet in Funktion der beiden Exzenterradien und des Abweichungswinkels aus der Vertikalen δ .

Nun ist aber die Geschwindigkeit

$$v = C \frac{n}{60} \frac{\pi}{\beta} \frac{1}{l_1} \cdot s$$

und folglich, die Werte für β und s eingesetzt:

$$v = C \frac{n}{60} \frac{1}{l_1} \pi \frac{\sqrt{r_1^2 - r^2 \sin^2 \delta} - r \cos \delta}{\gamma + \delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right)}$$

womit die Schützengeschwindigkeit, also auch die Schlagstärke in Funktion der Abmessungen des Schlagmechanismus ausgerechnet erscheint.

Reh, der mechanische Seidenwebstuhl.

Diskussion der Formel für die Schützengeschwindigkeit.

1. Die Schützengeschwindigkeit ist zunächst direkt proportional der Tourenzahl des Stuhles n . Da aber mit wachsender Tourenzahl auch die für den Schützendurchgang zur Verfügung stehende Zeit kleiner wird und zwar diese Zeit der Tourenzahl verkehrt proportional ist, nämlich circa $\frac{1}{4} \frac{60}{n}$, so würde hieraus noch nicht folgen, dass die Schlag-

gebung bei rascherem Laufe des Stuhles eine günstigere sei. Da dies aber bei Exzenterschlag-Vorrichtungen dennoch der Fall ist und durch die Praxis bewiesen wird, so muss eine andere Ursache vorhanden sein und diese ergibt sich auch aus folgender theoretischer Betrachtung.

Der Schützen hat bei seinem Durchgange durch das Fach einen gewissen passiven Widerstand W zu überwinden, welcher hauptsächlich in der Reibung besteht, die bei seinem Laufe über die unteren Fäden des Faches auftritt. Dieser Widerstand ist daher der Hauptsache nach unabhängig von der Schützengeschwindigkeit und erzeugt, ob der Stuhl langsam oder schnell rotiert, der Schützen langsam oder schnell läuft, eine nahezu konstante sekundliche Verzögerung g , wobei $g = \frac{W}{m}$, wenn m die Masse des Schützens ist.

m wäre dann $= \frac{G}{g}$, wobei G das Gewicht des Schützens und g die Beschleunigung der Schwere $= 9,81$ m bedeutet.

Die Bewegung des Schützens durch das Fach ist sonach eine nahezu gleichförmig verzögerte mit einer Verzögerung $= g = g \frac{W}{G}$ und da $W = f G$, wenn f der Reibungskoeffizient zwischen Schützen und Unterlage ist

$$g = g \cdot \frac{f G}{G} = g \cdot f$$

$$g = f \cdot g.$$

Die Verzögerung ist sonach vom Reibungskoeffizienten zwischen Schützen und Unterlage abhängig und man wird daher, um sie möglichst herabzumindern, den Schützen so glatt als möglich zu polieren oder eventuell mit Röllchen zu versehen haben.

Beträgt nun die Schützenanfangsgeschwindigkeit v , so beträgt die Endgeschwindigkeit

$$v_e = v - g t,$$

wobei $t = \frac{1}{4} \frac{60}{n}$ die Zeit für den Schützendurchgang ist.

$$v_e = C \frac{n}{60} \frac{1}{l_1} \pi \frac{\sqrt{r_1^2 - r^2 \sin^2 \delta} - r \cos \delta}{\gamma + \delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta \right)} - \frac{f g}{4} \cdot \frac{60}{n}$$

oder nach Zusammenfassung der konstanten Grössen

$$v_e = C_1 n - \frac{C_2}{n},$$

daher die mittlere Schützengeschwindigkeit

$$v_m = \frac{v + v_e}{2} = \frac{C_1 n + C_1 n - \frac{C_2}{n}}{2}$$

$$v_m = C_1 n - \frac{C_2}{2n}$$

und für eine andere Tourenzahl

$$v_m^1 = C_1 n^1 - \frac{C_2}{2n^1}$$

Die mit diesen Geschwindigkeiten in den Zeiten t und t^1 zurückgelegbaren Wege sind

$$b = v_m \cdot t = C_1 n t - \frac{C_2 t}{2n}$$

und

$$b^1 = C_1 n^1 t^1 - \frac{C_2 t^1}{2n^1}$$

Oder

$$b = C_1 n \cdot \frac{1}{4} \frac{60}{n} - \frac{C_2}{2n} \frac{1}{4} \frac{60}{n}$$

$$b = C_3 - \frac{C_4}{n^2}$$

und

$$b^1 = C_3 - \frac{C_4}{n^{12}}$$

Ist $n^1 > n$, so ist

$$b^1 > b$$

d. h. der Stuhl könnte für dieselbe Schlagvorrichtung breiter sein, wenn man ihn rascher laufen lässt oder bei Beibehaltung derselben Stuhlbreite, der Schlag ist gegenüber dem Gange des Stuhles ein stärkerer geworden.

Also eine Erhöhung der Tourenzahl des Stuhles verstärkt den Schlag, und man wird daher den Stuhl so rasch als möglich laufen lassen, um die Schlagvorrichtung vollständig sicher funktionieren zu machen. Nur ist man eben bei Wahl der Tourenzahl auch von mannigfachen anderen Rücksichten abhängig, von welchen die wichtigsten jene auf die Festigkeit des Schuss- und Kettenmaterials, das sichere Funktionieren der andern Stuhlmechanismen, namentlich aber, eventuell des Wechsels und der Jacquardmaschine sind. Man lässt daher Honeggerstühle mit einfacher Lade und Kettentrittvorrichtung im Maximum mit 160 Touren in einer Minute laufen, Stühle mit einseitigem Wechsel mit 125—130, Jacquardstühle mit zweiseitigem Wechsel aber höchstens mit 100 Touren in einer Minute. Höhere Tourenzahlen dürften sich bei diesen Seidenstühlen wohl kaum empfehlen.

2. Die Schützengeschwindigkeit ist der Länge des Schlagarmes direkt proportional. Diese beträgt beim Honeggerstuhl ungefähr 500 mm und ist vermöge der ganzen Anordnung nicht wohl zu vergrössern, also als eine konstante zu betrachten.

3. Die Schützengeschwindigkeit ist verkehrt proportional dem Abstände l_1 , nämlich der Entfernung des Angriffspunktes der Schlagrolle durch das Exzenter von der Drehachse der Schlagwelle. Auch diese Grösse ist nicht veränderlich, da die Länge der Schlagrolle nur 40 mm beträgt und gleich der Breite der Schlagnase ist, sonach ein

Näherrücken des Exzenters an die Schlagwelle nicht platzgreifen kann. l_1 ist daher auch als konstant zu betrachten.

4. Die Schlagstärke ist verkehrt proportional dem Winkel γ , den die Schlagnasenkrümmung auf dem Exzenter umfasst, also dem sog. Schlagnasenwinkel. Feilt man die Nase derart nach, dass sie an einem späteren Punkte beginnt, verkleinert also γ , so kann man den Schlag verstärken.

5. Die Schlagstärke ist abhängig von der Grösse der Konstanten C . Je grösser diese ist, desto grösser ist sie selber. C hängt aber ab von der Art der Bewegung. Bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung ist $C = 2$. Nehmen die Radien langsamer zu als der gleichförmig beschleunigten Bewegung entspricht, so nimmt C ab und ist < 2 , im entgegengesetzten Fall ist $C > 2$. Diesem Umstande kann man durch Konkaverfeilen der Schlagnase oder Einsetzen einer konkaver gekrümmten Nase Rechnung tragen.

6. Die Schlagstärke ist abhängig von der Grösse des Abweichungswinkels aus der Vertikalen, nämlich von δ . Der Einfluss dieses ist nicht so leicht eruiert, da mit wachsendem Winkel δ , d. h. mit wachsender Entfernung der Rollenschwingungsebene von der vertikalen Exzentermittelebene sich sowohl Zähler als Nenner im Werte v vergrössern*).

Um nun diesen Einfluss des Winkels δ dennoch zu konstatieren, seien für δ der Reihe nach die Winkelwerte des ersten Quadranten nämlich

$$\delta = 0, \frac{\pi}{12}, \frac{\pi}{6}, \frac{\pi}{4}, \frac{\pi}{3}, \frac{5\pi}{12}, \frac{\pi}{2}$$

gesetzt, die den Gradwerten

$$0, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ, 90^\circ$$

entsprechen.

Nun ist

$$v = C \frac{n}{60} \frac{1}{l_1} \pi r_1 \cdot B,$$

$$\text{wobei } B = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)^2} - \frac{r}{r_1} \cos \delta}{\gamma + \delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)}$$

$$\text{Angenommen } \frac{r}{r_1} = \frac{3}{5}; \quad \gamma = \frac{\pi}{9} = 0,349, \quad \gamma^\circ = 20^\circ.$$

* In meinem Lehrbuch der mechanischen Weberei ist auf diesen Umstand nicht gebührend geachtet worden und daher in der Diskussion der Formel für die Schützengeschwindigkeit ein Fehler unterlaufen. Es vergrössert sich mit Zunahme des Winkels δ nicht nur der Rollenweg, sondern auch der Winkel β , währenddessen das Exzenter die Rolle bei der Schlaggebung beeinflusst. Und da β sogar rascher wächst als der Rollenweg, so verringert sich mit wachsendem δ die Schlagstärke, also sie wird nicht, wie in meinem Lehrbuche angegeben, mit wachsendem δ grösser. In den vorliegenden folgenden Zeilen ist dies ausführlich an der Hand der genauen Formel für v erörtert.

Berechnung des Zählers des Bruches B.

$\delta =$	0	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{12}$	$\frac{\pi}{2}$
$\sin \delta =$	0	0,259	0,500	0,707	0,866	0,966	1,000
$\frac{r}{r_1} \sin \delta =$	0	0,155	0,300	0,424	0,514	0,580	0,600
$\left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)^2 =$	0	0,024	0,090	0,180	0,264	0,336	0,360
$1 - \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)^2 =$	1	0,976	0,910	0,820	0,736	0,664	0,640
$\sqrt{1 - \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)^2} =$	1	0,988	0,954	0,906	0,858	0,815	0,800
$\cos \delta =$	1	0,966	0,866	0,707	0,500	0,259	0
$\frac{r}{r_1} \cos \delta =$	0,600	0,580	0,514	0,424	0,300	0,155	0
Zähler =	0,4	0,408	0,440	0,482	0,558	0,660	0,800

Berechnung des Nenners des Bruches B.

δ	0	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{12}$	$\frac{\pi}{2}$
δ	0	0,262	0,524	0,785	1,047	1,309	1,570
$\sin \delta$	0	0,259	0,500	0,707	0,866	0,966	1,000
$\frac{r}{r_1} \sin \delta$	0	0,155	0,300	0,424	0,514	0,580	0,600
$\arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)$	0°	9°	17° 30'	25° 10'	31°	35° 30'	37°
$\arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)$	0	0,157	0,306	0,439	0,541	0,620	0,646
$\delta - \arcsin \left(\frac{r}{r_1} \sin \delta\right)$	0	0,105	0,218	0,346	0,506	0,689	0,924
Nenner	0,349	0,454	0,567	0,695	0,855	1,038	1,273

Wert des Bruches B.

δ	0	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{12}$	$\frac{\pi}{2}$
B	1,439	0,898	0,776	0,693	0,653	0,636	0,629

Angenommen weiters $\frac{l}{l_1} = 3$, was ungefähr entsprechen würde $l = 500$ mm, $l_1 = 166$ mm und $C = 2$, was eine gleichförmig beschleunigte Bewegung zur Voraussetzung hätte:

$$v = 2 \cdot r_1 \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot 3 \cdot B$$

$$v = \frac{B}{20} \cdot n \cdot 2 r_1 \pi.$$

Für $r_1 = 150$ mm.

δ	0	$\frac{\pi}{12}$	$\frac{\pi}{6}$	$\frac{\pi}{4}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{5\pi}{12}$	$\frac{\pi}{2}$
$\frac{B}{20}$	0,0720	0,0449	0,0388	0,0347	0,0326	0,0318	0,0315
$\frac{B}{20} \cdot 2 r_1 \pi$	67,70	42,21	36,47	32,62	30,64	29,89	29,61

Daher endlich

$$\begin{aligned} v &= 67,70 \text{ n für } \delta = 0 \\ 42,21 \text{ n für } \delta &= \frac{\pi}{12} \\ 36,47 \text{ n für } \delta &= \frac{\pi}{6} \\ 32,62 \text{ n für } \delta &= \frac{\pi}{4} \\ 30,64 \text{ n für } \delta &= \frac{\pi}{3} \\ 29,89 \text{ n für } \delta &= \frac{5\pi}{12} \\ 29,61 \text{ n für } \delta &= \frac{\pi}{2} \end{aligned}$$

woraus deutlich ersichtlich ist, dass die Geschwindigkeit des Schützens, die demselben durch den Schlagmechanismus erteilt wird, also auch die Schlagstärke, mit Zunahme des Winkels δ , also mit Zunahme der Entfernung der Rollenschwingungsebene von der Exzentermittelebene entschieden abnimmt. Wenn man also die Schlagrolle in dem Schlitz der Schlagwelle weiter nach rückwärts setzt, wird der Schlag schwächer. Bei Honegger ist dies um ein Stück von etwa 30 mm möglich, was ungefähr den Winkeln δ zwischen 30° und 60° entsprechen würde. Man könnte sonach durch Versetzen der Schlagrolle in dem Schlitz der Schlagwelle v variieren zwischen 36,47 n und 30,64 n, was einer Veränderlichkeit der Schlagstärke um circa 20 Prozent, also gegenüber einem Mittelwerte um 10 Prozent nach auf- und abwärts entsprechen würde.

Je mehr man den Winkel δ vergrößert, desto mehr verringert sich die Schlagstärke; desto sanfter wird aber auch der Rollenangriff, desto stossloser wird die Bewegung. Dies ist auch der Grund, weshalb man überhaupt die Rollenschwingungsebene entgegengesetzt der Rotationsrichtung des Exzenters aus der vertikalen Mittelebene dieses versetzt und erhellt aus folgendem:

Die Rollenbewegung erfolgt in der Vertikalen, veranlasst durch den Druck, den die aufsteigende Kurve des Schlagexzenters auf sie ausübt. Dieser Druck steht senkrecht zur Tangente der Kurve im jeweiligen Berührungspunkte und zerlegt sich in zwei Komponenten. Die eine Komponente wirkt in der Schwingungsrichtung der Rolle und bewegt diese, die zweite steht senkrecht zu ihr und erzeugt einen Achsdruck in der Längsrichtung der Schlagwelle.

Nun steigt die Kurve der Schlagnase behufs Erzeugung einer rasch beschleunigten Bewegung in ihrem höheren Teile immer scharf in die Höhe und wird nahezu radial, daher der Druck auf die Schlagrolle nahezu senkrecht zum Radius. Ist $\delta = 0$, so ist aber auch die Bewegungsrichtung der Rolle radial und es wird daher die Komponente, welche von dem dazu nahezu senkrechten Exzenterdrucke in diese Richtung entfällt, sehr klein. Es würde daher nur mit einem sehr grossen Kraftaufwande eine Bewegung der Rolle überhaupt erfolgen, ja wenn die Tangente an die Schlagnase mit dem Radius einen Winkel einschliessen würde, der kleiner wie der Reibungswinkel ist, eine solche überhaupt auch bei noch so grossem Exzenterdrucke nicht stattfinden können.

Als Reibungskoeffizient zwischen Rolle und Rollenachse kann man nehmen $f = 0,18$, sonach als effektiven Reibungskoeffizienten zwischen Schlagrolle und Schlagexzenter 0,18

mal dem Verhältnis des Rollenzapfenradius zum Rollenradius. Letzteres mit $\frac{1}{3}$ angenommen, ergäbe

$$\frac{1}{3} f = 0,06 = \operatorname{tg} \rho$$

und der Reibungswinkel ρ

$$\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} 0,06 = 3^\circ 30'.$$

Wenn also die Schlagnasekurve in ihrem letzten Stück mit dem Radius einen Winkel $<$ als $3^\circ 30'$ bilden würde, könnte überhaupt bei $\delta = 0$ keine Bewegung stattfinden.

Tritt aber die Rollenschwingungsebene aus der Exzentermittelebene um einen Winkel δ heraus, so schliesst dieselbe mit dem Radius einen Winkel δ ein und sonach also auch die Nasenkurve mit ihr einen Winkel δ , selbst wenn dieselbe nahezu radial wäre. Je grösser δ wird, desto grösser wird die Komponente des Exzenterdruckes, welche in die Rollenschwingungsrichtung fällt, desto geringer also der Kraftaufwand zur Bewegung des Schlagmechanismus, desto sanfter und stossloser diese.

Welche Breite kann nun die am vorliegenden Stuhle erzeugte Ware haben? Sei dieselbe $= b$, so ist, die maximale Zeit für den Schützendurchgang $\tau \frac{60}{n}$ (wobei $\frac{60}{n}$ die Zeit für eine Umdrehung der Hauptwelle) und die Bewegung hierbei gleichförmig angenommen (da es sich ja nur um einen Näherungswert handelt),

$$b = v \cdot \frac{60}{n} \tau.$$

Nun ist $v = c \cdot n$, wobei c die oben ausgerechneten Werte besitzt und daher

$$\begin{aligned} b &= c \cdot 60 \tau \\ &= 60 c \cdot \tau \end{aligned}$$

τ ist im Maximum $\frac{3}{8}$, sonach

$$b = \frac{3}{8} \cdot 60 \cdot c.$$

$$\text{Für } \delta = \frac{\pi}{4}, c = 32,62$$

$$b = \frac{3}{8} \cdot 60 \cdot 32,62$$

$$b = 730 \text{ mm.}$$

Für diese Breite von 730 mm ergeben sich für die Werte

$$\delta^0 = 15^0, 30^0, 45^0 \text{ die Werte von}$$

$$\tau = \frac{1}{4} \quad \frac{1}{3} \quad \frac{3}{8} \text{ Umdrehung der Hauptwelle.}$$

Käme also der Schützen zu spät im Kasten an, so dass z. B. der Stuhl öfter abstellt, ohne dass Ursache dazu vorhanden ist, so braucht man nur die Schlagrolle im Schlitz vorzusetzen, um die Zeit für den Schützendurchgang herabzubringen, ist also im stande, eine bequeme Regulierung der Schlagstärke und hiermit der Zeit für den Schützendurchgang vorzunehmen.

Sollten die thatsächlichen Werte der Schützensgeschwindigkeit Interesse haben, so ergeben sich dieselbe unter obigen Voraussetzungen für

$$n = 100 \text{ mit}$$

$$v = 6,77 \text{ m, } 4,22 \text{ m, } 3,65 \text{ m, } 3,26 \text{ m, } 3,06 \text{ m, } 2,99 \text{ m} \\ \text{und } 2,96 \text{ m,}$$

für die Winkelwerte

$$\delta^{\circ} = 0^{\circ}, 15^{\circ}, 30^{\circ}, 45^{\circ}, 60^{\circ}, 75^{\circ}, 90^{\circ}$$

und für $n = 150$ mit

$$v = 10,15 \text{ m}, 6,33 \text{ m}, 5,47 \text{ m}, 4,89 \text{ m}, 4,59 \text{ m}, 4,48 \text{ m}, 4,44 \text{ m}$$

für dieselben Abweichungswinkel.

Diese Werte gelten insbesondere für eine gleichförmig beschleunigte Bewegung und erhöhen sich für eine rascher beschleunigte Bewegung im selben Verhältnis als dann das Verhältnis der Endgeschwindigkeit zur Mittelgeschwindigkeit die Zahl 2 übersteigt. Es ist dies auch meist der Fall und wird dann das Verhältnis der Zeit für den Schützen-durchgang zum Gange des Stuhles weitaus günstiger.

7. Die Schlagstärke ist endlich noch abhängig von den radialen Abmessungen des Exzenters. Um diesen Einfluss deutlich zu suchen, sei für δ irgend ein Wert, z. B. $\delta = 0$ angenommen.

Dann ergibt sich

$$\begin{aligned} v_0 &= C \frac{n}{60} \frac{1}{l_1} \pi \frac{\sqrt{r_1^2 - r}}{\gamma} \\ &= C_1 \cdot (r_1 - r). \end{aligned}$$

Die Schlagstärke ist also direkt proportional der Differenz des grössten und kleinsten Radius der 2. Periode, oder wie man sich ausdrückt der Schlagnasenlänge, indem r_1 ja nicht wesentlich kleiner als der Radius der Exzenter-spitze ist.

Ein Exzenter mit längerer Schlagnase erzeugt daher gleichfalls, wenn die übrigen Abmessungen konstant erhalten werden, einen stärkeren Schlag. Dieses Mittel, den Schlag zu verstärken, setzt daher eine Auswechslung des Schlagexzenters voraus oder aber, wenn die Schlagnase für sich allein auswechselbar ist, das Einsetzen einer längeren Schlagnase. Dies ist auch das Mittel, welches Honegger benutzt, um die Schlagvorrichtung für die breiteren Stühle tauglich zu machen. Er verwendet für Stühle von verschiedener Breite Schlagnasen von etwa um 10 mm variabler Länge, welche ausserdem noch konkaver gekrümmt sind, so dass dadurch einerseits der Schlagnasenwinkel γ sich verkleinert, andererseits die Bewegung rascher als gleichförmig beschleunigt sich vollzieht, also der Wert C in obiger Gleichung sich vergrössert, alles Mittel, den Wert für v , also die Schlagstärke in die Höhe zu bringen. Die Breite der Stühle nimmt hierbei bei Honegger von 70 — 140 cm Warenbreite zu.

Dritter Teil.

Antriebs- und Abstellmechanismen. Sicherheitsvorrichtungen.

A. Die beiden Stuhlwellen.

Am Honeggerstuhl sind zwei Wellen vorhanden, welche parallel zur Schussrichtung laufen; die obere, die sog. Hauptwelle, empfängt den Antrieb von der Transmission aus und bewegt Lade und Regulator, sowie mittels Zahnrädern mit der Uebersetzung 1 : 2 die untere Welle, die sog. Schlagexzenterwelle, von der wieder die Schlag-, Flügel- und Schusswächterbewegung abgeleitet werden.

Die Hauptwelle ist in zwei Lagern (im Detail Taf. VIII) gestützt, welche in einen Ausschnitt des Gestellschildes eingesetzt, mittels ihrer Lagerplatten an diesem mit zwei Schrauben befestigt sind. Die Länge der Lagerbohrung beträgt 100 mm, bei einem Zapfendurchmesser von 44 mm. Die Lager sind Augenlager aus Gusseisen, ohne Lagerschalen und ist daher eine Nachstellbarkeit infolge eingetretener Abnutzung nicht vorhanden, aber auch kaum nötig, da letztere infolge der grossen Länge der Bohrung eine minime ist. Zur Schmierung dient eine einfache schräge Bohrung.

Zwischen den beiden Lagern hat die Hauptwelle eine Stärke von 38 mm und verdickt sich an der Ansatzstelle der Kröpfungen auf 42 mm, während die Kröpfungszapfen nur 30 mm stark sind. Der Halbmesser der beiden Kröpfungen, welche bezüglich ihres Mittels genau dem Mittel der Ladenschwinge gegenüberstehen, beträgt 55 mm, so nach der Hub derselben, also auch der Lade am Orte des Angriffes der Schubstange 110 mm (vergl. auch Taf. V).

Ausserhalb des einen Gestellschildes trägt die Hauptwelle, bei einem Durchmesser von 34 mm, von aussen nach innen folgende Teile:

Ganz aussen zunächst einen Stellring, hierauf die Losscheibe, alsdann die Festscheibe, welche mittels zweier unter 90° stehender Stellschrauben festgeklemmt ist. Daran reihen sich ein Stirnrad zum Antrieb der unteren, der Schlagexzenterwelle und endlich ein zugleich als Bremscheibe dienendes Schwungrädchen, beide letztere auf die Welle gekeilt.

Auf der andern Stuhlseite trägt die Hauptwelle aussen noch ein Schwungrädchen aufgekeilt (Fig. 1, Taf. X).

Die Antriebsriemenscheiben sind jede 40 mm breit, haben 260 mm Durchmesser und besitzen vier gebogene Arme zur Verbindung des Radkranzes mit der Nabe. Taf. VI.

Das oben erwähnte Stirnrad zum Antrieb der unteren Welle hat 230 mm Teilkreisdurchmesser, 45 Zähne und ist voll gegossen (Taf. VII).

Die Schwungrädchen haben 400 mm Durchmesser und fünf gebogene Radarme. Taf. VI.

Die untere Stuhlwelle, welche die Schlagexzenter trägt, ist dreimal gelagert und zwar je einmal in jedem Gestellschild (im Detail Taf. VIII) und einmal im mittleren Teile in dem einen vertikalen Verbindungsstege des rückwärtigen Querträgers des Stuhles und zwar in jenem, der auf der Regulatorseite des Stuhles liegt (im Detail Taf. II). Alle diese Lager sind aus Gusseisen, einfache Augenlager ohne Schalen und ohne Nachstellbarkeit und sind mit ihren senkrecht zur Bohrung stehenden Platten an dem jeweiligen Gestellteile mittels zweier Schrauben befestigt. Das mittlere Lager dient mit seinem äusseren, abgedrehten Umfange als Stütz- und Drehbolzen für das Regulatorschaltzeug, wie bei Besprechung dieses ausführlich erörtert (Taf. II).

Die Schlagexzenterwelle geht in einer Stärke von 34 mm glatt durch und trägt ausser den eine Verschiebung hindern den Stellringen folgende Teile:

Innerhalb der Gestellschilde sind in der Nähe derselben die Schlagexzenter aufgebracht; ferner der Daumen zur Bewegung des Schutzwächterhebels. Taf. V. Letzterer ist mittels Stellschraube festgeklemmt, erstere sind durch Vermittelung von Scheiben indirekt aufgekeilt (siehe Schlagbewegung). Ausserhalb der Gestellschilde ist auf der einen Stuhlseite das von dem Stirnrad der Hauptwelle angetriebene Rad mittels vorgelegter Mutter festgeschraubt (im Detail Taf. VII), auf der andern Seite das kleine Antriebskegelrad der Trommelwelle der Trittvorrichtung mittels zweier Stellschrauben festgeklemmt. Taf. III.

Ersteres Rad hat 90 Zähne, 460 mm Teilkreisdurchmesser und sechs gerade Radarme mit sternförmigem Querschnitt, letzteres ist ein kleines Blockrad mit 20 Zähnen und übersetzt auf ein viermal so grosses Rad der Trittvorrichtung (siehe diese).

B. Ein- und Ausrücken von Hand. Stuhlbremse.

(Taf. V.)

Das Ein- und Ausrücken des Stuhles geschieht durch Verschiebung des Antriebsriemens, welcher von der Transmission zu den Scheiben des Stuhles herunterläuft. Zu dem Behufe läuft derselbe in einer Riemengabel, die das eine Ende eines zweiarmigen Hebels bildet, dessen anderer Arm an seinem Ende in ein Loch des federnden Ausrückhebels

durchgesteckt ist. Letzterer hat die den englischen Ausführungen entnommene bekannte Konstruktion. Er ist nämlich eine flache, um ihre Längsachse verdrehte Schiene, deren unterer Teil abgebogen und am Stuhlgestellschilde befestigt ist. Er besitzt zwei Stellungen; eine ungespannte Ruhelage, welche der Position des Riemens auf der Losscheibe entspricht und eine gespannte durch eine Stufe aufgehaltene Arbeitsstellung, welche die Lage des Riemens auf der Festscheibe, mithin den Gang des Stuhles bedingt.

Auf der einen Stuhlseite ist vorne ganz oben am Gestellschilde in der Höhe des Brustbaums eine Platte mit einem rechtwinkelig zu ihrer Längsrichtung stehenden Flantsche angeschraubt. Diese Platte, welche, nebstbei erwähnt, auch eine flache Vertiefung zum Einlegen eines Reserve-schützens besitzt, hat eine Ausnehmung, die einen Längsschlitz darstellt, welcher nach stuhlaussen abgesetzt verbreitert ist. Die hierdurch gewonnene Stufe dient dazu, den federnden Ausrückhebel in seiner gespannten Lage zu halten. Hebt man ihn durch Vorwärtsdrängen von dieser Stufe ab, so wird derselbe vermöge seiner Federkraft im Längsschlitz stuhleinwärts schnellen und den Stuhl hierdurch abstellen.

Dieses Vorwärtsdrängen kann von Hand in jedem beliebigen Momente geschehen; es erfolgt selbstthätig, wenn eine eingetretene Störung das Stillehalten des Stuhles wünschenswert macht. Zu ersterem Zwecke besitzt der Ausrückhebel oben einen hölzernen Handgriff, zu letzterem Zwecke sind die später zu besprechenden Konstruktionen des Schützen- und Schusswächters vorhanden.

Was den die Riemengabel tragenden Hebel anbelangt, so ist derselbe aus Schmiedeeisen, aufgepresst auf eine gusseiserne Nabe, die über einen vertikalen Drehbolzen gesteckt ist. Die Riemengabel umfasst den auflaufenden Riemen und ist, über einen grösseren Bogen der Antriebs-scheibe reichend, konzentrisch zu dieser gekrümmt.

Der Drehbolzen des Riemengabelhebels ist fest eingeschraubt in eine Platte, in deren Längsschlitz er vor- und rückwärts verstellt werden kann. Diese Platte selber ist wieder schieberartig, seitlich verstellbar, mit einem Supporte verbunden, der am Gestellschilde befestigt ist.

Damit der Stuhl rasch, beinahe momentan stille stehe, ist eine kräftige Bremse an demselben vorhanden, welche im Momente der Abstellung zu funktionieren beginnt. Diese Bremse besteht in einem mit Leder belegten Bremsbacken, der das eine Ende eines zweiarmigen Hebels bildet, dessen anderer Arm vermöge seiner Länge und seiner relativ massigen Ausführung das Bremsgewicht bildet und ein separat aufzusteckendes Gewicht entbehrlich macht. Der Bremsbacken wird hierdurch an den Umfang der auf der Hauptwelle aufgekeilten Schwungscheibe gepresst und die Bremswirkung erreicht, falls man den Hebel sich selber, d. h. der Einwirkung der Schwerkraft überlässt.

Während des Ganges des Stuhles wird das schwere Hebelende mittels eines Stängelchens gehoben gehalten, welches unten in den Bremshebel, oben in einen kleinen, einarmigen Hebel eingehängt ist, der seine Drehachse unten an der Brustbaumplatte besitzt und auf einem am federnden Ausrückhebel angeschraubten Fortsatz aufliegt. Dieser kleine Hebel besitzt an seinem innern Ende eine nach unten offene Krümmung, welche in dem Falle, als der Ausrückhebel in seine ungespannte Lage schnellt, über den Fortsatz desselben zu liegen kommt. Dadurch vermag in dieser Lage des Ausrückhebels der Bremshebel zu sinken und sein Gewicht drückt den Bremsbacken an die Brems-scheibe

an. Die Bremse kommt also selbstthätig beim Abstellen des Stuhles zur Wirkung.

Rückt man den Stuhl ein, d. h. schiebt man den federnden Ausrückhebel in seine gespannte Lage auf die Stufe, so drängt sich sein Fortsatz unter den geraden Teil des obengenannten kleinen Hebels und hebt denselben, damit auch den Bremshebel und lüftet die Bremse. Beim Ingangsetzen des Stuhles wird also selbstthätig die Bremse gelöst.

Wenn der Stuhl abgestellt ist, so macht es sich oft nötig, die Lade hin und her zu bewegen, um das Aufsuchen und Einziehen gebrochener Fäden zu erleichtern. Dies geschieht mit Hilfe der Hauptwelle, indem man dieselbe von Hand hin- und herdreht. Dabei muss man die Brems-scheibe vom Drucke des jetzt anliegenden Bremsbackens entlasten und geschieht dies, indem man das vordere Ende des Bremshebels mit der Hand hebt. Thut man dies, so drängt man damit einen kleinen Winkelhebel, welcher am federnden Ausrückhebel drehbar eingehängt ist, etwas zur Seite und im nächsten Momente schnappt dieser kleine Hebel wieder zurück, legt sich unter den Bremshebel und hält diesen gehoben, indem ein rechtwinkelig umgebogener Anschlag eine weitere entgegengesetzte Drehung des kleinen Hebels verhindert. (Vorderansicht Taf. V.)

C. Der Schützenwächter. Rückdrehen des Stuhles.

(Taf. V.)

Der Schützenwächter hat eine den englischen Ausführungen analoge Konstruktion. Nur ist die Ausführung der Frösche eine andere und ungemein solide.

Wenn der Schützen in den Kasten tritt, so drängt er einen einarmigen in der Schützenkastenhinterwand eingesetzten Hebel, die Schützenkastenzunge hinaus. Schnitt n o, p q, r s. Diese ist aus Holz, ragt mit einer Wölbung in den Kasten hinein, ist um einen von oben her eingesteckten vertikalen Stift drehbar und wird durch eine Flachfeder, welche an einen weiter stuhlaussen gelegenen Teile der Schützenkastenhinterwand mittels zweier Holzschrauben angeschraubt ist, nach einwärts in den Schützenkasten gepresst. Begrenzt wird ihre Lage durch eine Nase, die durch ein angeschraubtes, etwas über ihr Ende hinausragendes Eisenplättchen gebildet ist, mit welchem sie an der rückwärtigen Fläche der Schützenkastenhinterwand anliegt. Diese Schützenkastenzunge dient einerseits als Bremse für den in den Kasten eintretenden Schützen, die denselben auch beim Beginn des Schusses bis zur Erreichung genügender Geschwindigkeit des Schlagarmes festhält, andererseits bildet sie den ersten Bestandteil des Schützenwächters, indem ein Nichthinausdrängen beider Schützenkastenzungen offenbar das sicherste Zeichen für ein Steckenbleiben des Schützen im Fache bildet.

An der Schützenkastenzunge liegen rückwärts die oberen Enden der Fühlhebel der Stecherwelle an. Schnitt g h und i k. Diese ist unten am Ladenklotze mittels vorgeschraubter kleiner Halblagerstücke gehalten, Schnitt e f und a b c d, und trägt beiderseits etwas ausserhalb des Mittels der Ladenstelzen die Stecher; Hebelarme, welche, wenn sie gesenkt sind, das Abstellen des Stuhles bewirken.

Diese Stecher werden nach abwärts durch eine Spiralfeder gehalten, Schnitt a b c d, die einerseits an ihnen, andererseits an den vorderen Blattfedersupporten der Ladenstelzen eingehängt ist. Tritt der Schützen in einen der Kästen ein, sodrängt

er die betreffende Zunge und damit auch den an dieser anliegenden einen Fühlhebel hinaus und dreht damit die Stecherwelle derartig, dass die Stecherfedern überwunden und die Stecher gehoben werden. Ist jedoch der Schützen im Fache stecken geblieben, so bleiben die Stecher gesenkt und wenn nun die Lade aus ihrer mittleren Position nach vorne eilt, treffen die Stecher auf die Nasen der Frösche oder Aufhalter, und stellen den Stuhl ab.

Diese Frösche sind beim Honeggerstuhl sehr solide und kräftig ausgeführt. Sie sind aus Schmiedeeisen, haben oben die Gestalt eines Hammers mit einer Nase und gehen in bedeutender Länge, 25/35 mm im Geviert nach abwärts, wo sie mittels zweier Schrauben an dem vorderen unteren Querriegel des Stuhles befestigt sind. Nach vorne zu liegen sie oben an Kautschukeinlagen, die sich in Höhlungen befinden, welche in demselben Supporte untergebracht sind, der den Warenbaum, Brustbaum etc. trägt. Durch diese Kautschukeinlagen werden sie federnd nach rückwärts gehalten, so dass, wenn die Stecher sie nach vorn drängen, sie eine kleine derartige Bewegung zu vollführen in der Lage sind und der Anprall möglichst unschädlich gemacht wird. Der eine der Frösche hat nun einen seitlichen Ansatz, der bis hinter eine in den federnden Ausrückhebel eingeschraubte Stellschraube reicht, so dass, wenn dieser Frosch nach vorne gedrückt wird, er den Ausrückhebel von seiner Stufe abdrängt und dieser, infolge seiner Federkraft stuhleinwärts schnellend, den Stuhl abzustellen in der Lage ist.

Wenn man den Stuhl leer von Hand rückdrehen will, so sind dabei die Frösche im Wege, indem die Stecher, da sich jetzt kein Schützen in den Kästen befindet, an deren Nasen stossen und ein Rückdrehen hindern. Man müsste dann mit der Hand die Stecherwelle so drehen, dass die Stecher über die Nasen der Frösche frei hinweggehen.

Um diesen Handgriff zu ersparen, ist an der Stecherwelle noch ein Arm vorhanden, der auf der einen Stuhlseite dem Mittel der Ladenstelze gegenüber sitzt und vertikal nach abwärts reicht, Schnitt gh und ik. Hinter diesem Arm hat die Ladenstelze eine Ausnehmung und durch diese Ausnehmung tritt in entsprechenden Momente, nämlich, wenn die Kurbel von vertikal unten nach vorne schwingt, diejenige Schraube ein, welche in den nach abwärts reichenden Fortsatz des einen Schubstangenauges eingeschraubt ist. Diese Schraube trifft dann auf den vertikalen Arm der Stecherwelle und drängt ihn nach vorne, damit die Stecherwelle derartig drehend, dass die Stecher gehoben und frei über die Froschnasen hinweggehen in der Lage sind.

Beim Vorwärtsgange des Stuhles erfolgt dieses Vordrehen des vertikalen Armes der Stecherwelle durch die Schubstangenschraube gleichfalls dann, wenn die Kurbel sich ungefähr vertikal unten befindet, also in jenem Momente, wo das Schlagexzenter auf die Schlagrolle zu wirken beginnt, also bei Beginn des Schlags. Es hat dies zur Folge, dass der an der Schützenkastenzunge anliegende Fühlhebel in dem Momente, wo der gespannte Schlagriemen den Picker und Schützen zu bewegen beginnt, hinausbewegt wird, mithin die Schützenkastenzunge, also auch der Schützen, vom Drucke der Stecherfeder entlastet werden, was zur Folge hat, dass der Schlag ein viel sanfterer wird. Dieser ist auch beim Honeggerstuhle ein anerkannt milder und ist daher auch diese Stecherausrückung beim Beginn des Schlags in mannigfachen Modifikationen bei anderen Seiden- ja neuerer Zeit auch Baumwollstühlen gleichfalls angewendet worden. Man erreicht hiermit ausserdem den Vorteil, dass

man die Stecherfedern behufs sicheren Wirkens des Schützenwächters stark spannen kann, ohne hierdurch den Schlag zu beeinflussen.

D. Der Schusswächter.

(Taf. V.)

Der am Honeggerstuhle verwendete Schusswächter ist der gewöhnliche englische Gabelschusswächter in einer den englischen Ausführungen analogen Konstruktion.

Dasjenige Bronzeplättchen, mit welchem die Schützenkastenhinterwand am Eingange des Kastens verkleidet ist, ist auf der einen Stuhlseite mit dem Schusswächtergitter aus einem Stück. Es ist mit drei Holzschraubchen an der Hinterwand befestigt und ragt, als Rahmenstück mit zwei Querstegen, in das Stuhlinnere. Vor dem hierdurch entstehenden Gitter ist der Ladenklotz oben im Stück ausgekommen, so dass die Zinken der Schusswächtergabel mit ihren Enden etwas unterhalb der Ladenbahn in das Gitter eintreten können, falls beim Heranschwingen der Lade kein Schussfaden vor dem Gitter liegt.

Ist jedoch ein Schussfaden eingetragener worden, so hindert derselbe die Zinken der Gabel, in das Gitter einzutreten und drängt dieselben nach vorne.

Die Schusswächtergabel bildet das eine Ende eines zweiarmigen kleinen Hebels, dessen anderes Ende schwerer und hakenförmig ist. Werden die Gabelzinken nach vorn gedrängt, so wird das andere Hebelende, also der Haken gehoben und es geschieht weiter nichts. Können jedoch die Gabelzinken in das Gitter eintreten, so bleibt der Haken gesenkt, wird von der in diesem Augenblicke unter ihm vorbeischwingenden Nase des Schusswächterhammers erfasst und damit die ganze Schusswächtergabel nach vorne gerissen. Da nun diese auf einem Hebel gelagert ist, welcher auf der Brustbaumplatte hinter dem federnden Ausrückhebel liegt, so wird hierdurch letzterer von seiner Stufe abgedrängt und, indem er vermöge seiner Federkraft stuhleinwärts schnell, stellt er den Stuhl selbstthätig ab.

Die Schusswächtergabel ist aus Schmiedeeisen; sie ist um einen kleinen Bolzen drehbar, welcher in das aufgebogene Ende eines schmiedeeisernen Bolzens seitlich eingeschraubt ist. Ein unterhalb ihrer Drehachse im selben Bolzen eingesetzter Stift hindert, dass sie infolge zu rascher Schwingung zu weit nach vorne schnelle. Obengenannter Bolzen ist verschiebbar in einen Kopf eingesetzt und lässt sich also in diesem nach vorn und rückwärts verschieben, um die Schusswächtergabel in die richtige Entfernung vom Blatt bringen zu können. Die Befestigung im Kopfe geschieht durch eine Stellschraube. Der Kopf selber ist mittels eines Bolzens, senkrecht zu dieser Richtung, eingesetzt in das Ende des auf der Brustbaumplatte liegenden Hebels, und man kann mithin auch die Gabel parallel zur Breite des Stuhles genau, gegenüber dem Schusswächtergitter richtig, einstellen. Auch dieser Kopf ist in obigem Hebel mittels Stellschraube fixiert. Der Hebel selber ist aus Gusseisen, in unten offener Hohlzugsform mit trapezförmigem Querschnitt ausgeführt und ist um einen vertikalen Bolzen drehbar, der am äussersten Ende der Brustbaumplatte rückwärts angeschraubt wird.

Was den Schusswächterhammer anbelangt, so bildet dieser den einen vertikalen Arm eines Hebels, dessen anderer horizontaler Arm nach rückwärts reicht und auf dem Schusswächterdaumen aufliegt, der in bereits erwähnter Weise auf

der Schlagexzenterwelle festgeklemmt sitzt. Dieser Daumen hat derartig gestellt zu werden, dass im Augenblicke, wo die Nase des Hammers unter dem Haken vorüberschwingt, deren Geschwindigkeit ein Maximum ist, damit die Wirkung eine möglichst rasche und energische werde.

Der Schusswächterhammer ist mit der Nabe des Hebels aus einem Stück, während der auf dem Daumen aufliegende Arm nur lose auf diese aufgesteckt ist und mittels einer Schraube, die durch einen Längsschlitz des ersteren Armes reicht, mit diesem fest verbunden wird. Man kann sonach auch diese beiden Hebelarme leicht gegeneinander verstellen und die Nase des Hammers gegenüber dem Schusswächterhaken genau in horizontaler Richtung einstellen.

Auch in vertikaler Richtung ist eine genaue Einstellung möglich, indem die 14 mm dicke Drehachse des Schusswächterhammers exzentrisch an einem dickeren Bolzen von 30 mm Durchmesser sitzt, der in eine Höhlung desjenigen, schon oft erwähnten Supportes eingesetzt und mittels Stellschraube festgeklemmt ist, welcher auch den Warenbaum, Brustbaum, die Kulisse etc. stützt.

Natürlich besitzt auch dieser Schusswächter alle jene Nachteile, die dem englischen Gabelschusswächter an und

für sich vermöge seiner Konstruktion anhaften. Er zeigt nämlich einen Schussfadenbruch sicherlich verspätet an und zwar ist die Verspätung verschieden gross je nach dem Orte, an dem der Schussfaden bricht; sie beträgt ungefähr 1—3 verlorne Schüsse, je nachdem der Schussfaden erst kurz vor dem Eintritte des Schützens in den dem Schusswächtergitter zunächst liegenden Kasten oder aber kurz nach dem Abgange aus diesem gerissen ist, wenn man für die Zeit, die von dem Momente der Einwirkung bis zum vollständigen Stillstand des Stuhles verstreicht, noch eine Tour annimmt.

Wirkt der Regulator kompensierend, so wird diese verspätete Anzeige keinen weiteren Nachteil auf die Gleichförmigkeit des Gewebes haben. Arbeitet er jedoch kontinuierlich als positiver Regulator, so wird man mit der Hand den Warenrand um die Breite der verlorenen Schüsse zurückstellen haben, was mit Hilfe des Regulatorhandrades und des Schneckentriebes leicht und mit grösster Genauigkeit geschehen kann. Indes wird auch hierbei der federnde Blattrahmen bereits von selber ausgleichend wirken und jede Ungleichheit im Gewebe um so mehr und um so leichter zu vermeiden sein.

J. Schams,

Handbuch der gesamten Weberei.

Vollständiges Lehr- und Hilfsbuch für Fabrikanten und Weber jeder Branche. Als systematisch geordneter Lehrgang, von den Anfangsgründen der Weberei bis zum heutigen Standpunkte derselben. Zum Gebrauche an Weberschulen, sowie zum Selbstunterricht für den praktischen Weber. Mit einem Atlas, enthaltend 719 Abbildungen auf 59 Foliotafeln. gr. 8. 1890. Geh. 18 Mark. In Halbfranz gebunden 24 Mark.

Inhalt

(auszüglich nach den Hauptabschnitten).

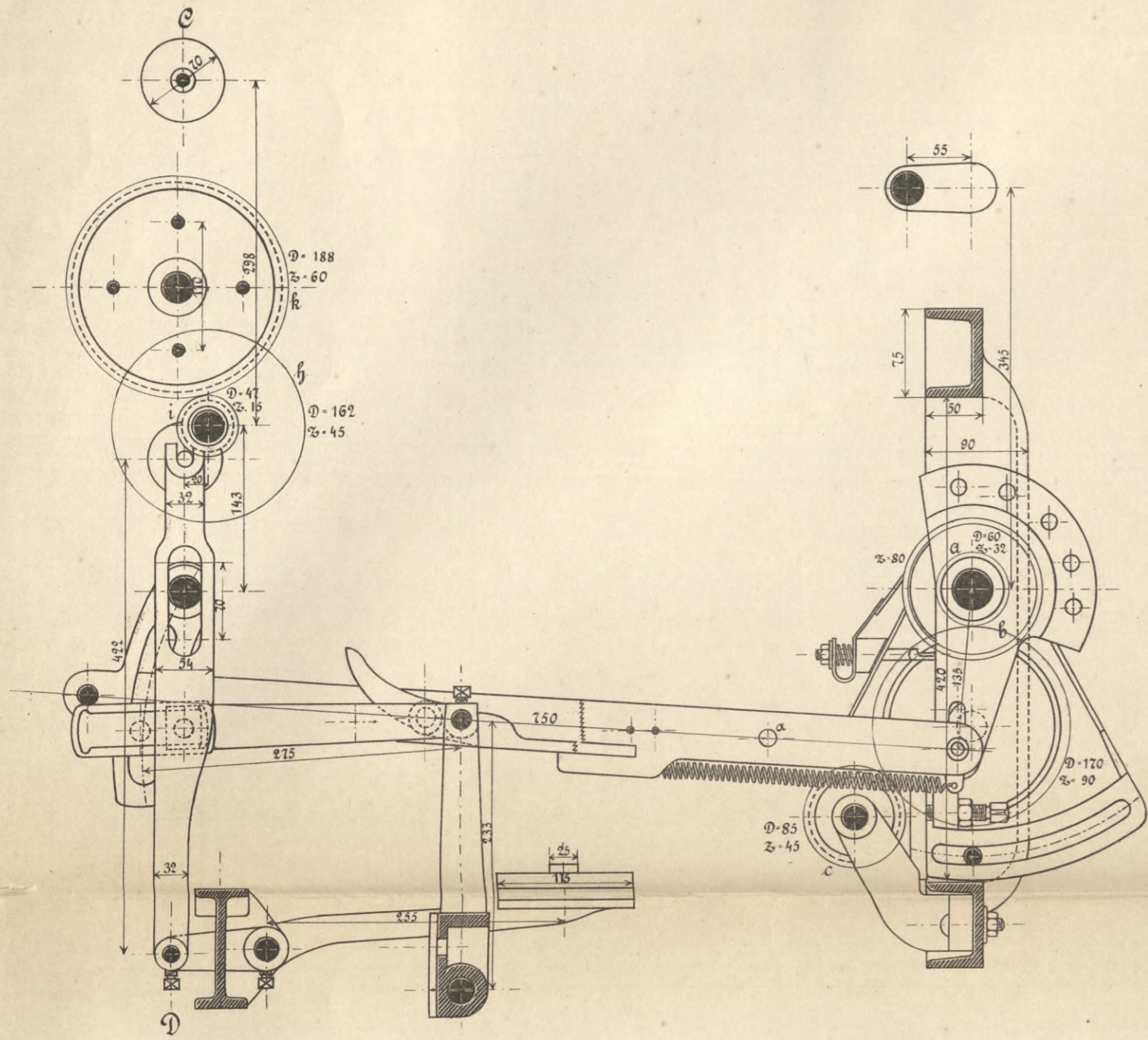
Historische Entwicklung der Weberei. Die Schafwolle. Flachs und Hanf. Baumwolle. Die Seide. — **Die Rohstoffe.** 1. Tierische Fasern. A. Wollen und Haare. a) Die Schafwolle. b) Die Ziegenwolle. c) Kameelwolle. d) Wolle anderer Tiere. e) Kunstwolle. B. Die Seide. 2. Pflanzenfasern. A. Samenfasern. Baumwolle. B. Stengelfasern. a) Der Flachs. b) Der Hanf. c) Die Nessel. d) Der Jutehanf. e) Andere Stengelfasern. C. Blattfasern. a) Der neuseeländische Flachs. b) Der Manilahanf. c) Der Ananashanf. d) Der Aloe-hanf. e) Die Waldwolle. D. Fruchtfasern. E. Andere pflanzliche Materialien. 3. Mineralische Fasern A. Der Asbest. B. Die Metalle. C. Das Glas. — **Die Spinnerei.** A. Die Streichgarnspinnerei. B. Die Kammgarnspinnerei. C. Die Baumwollspinnerei. — **Die Bezeichnung und die Längenmasse der Garne.** Baumwolle. Leinengarn. Schafwolle. Jute. Seide. Florettseide. Zwirne — **Der Handwebstuhl.** 1. Das Stuhlgestell. 2. Die zu dem Webstuhl gehörigen Bäume. 3. Die Lade mit Blatt und Schützen. 4. Das Geschirr und die Hebevorrichtungen. Die Vorrichtungen zur Bewegung der Schäfte. 1. Die Wellenvorrichtung. 2. Der Kontremarsch. 3. Die Globenvorrichtungen. Die Vorbereitung der Webgarne. a) Kettengarne. 1. Das Stärken der Garne. 2. Das Treiben (Winden) der Garne. 3. Das Scheeren, Schweifen oder Zetteln der Kette. 4. Das Leimen der Ketten. 5. Das Aufbäumen der Ketten. 6. Das Einziehen der Kette in Geschirr und Blatt sowie das Anhängern und Fertigstellen zum Weben. 7. Das Schlichten. 8. Das Wätschen der Garne. b) Schussgarne. Das eigentliche Weben. Der Spannstab. Der Regulator. Das Kopieren (Aus zählen) einfacher Schaffgewebe. 1. Die Untersuchung des Materiales. 2. Wie viele Fäden werden pro Hilfe und pro Rohr eingezogen. 3. Wie viel Schäfte und Tritte werden zur Herstellung des zu kopierenden Gewebes gebraucht. 4. In welcher Weise hat die Anschürung zu erfolgen. 5. In welcher Reihenfolge werden die Schäfte bezogen. 6. In welcher Reihenfolge werden die Tritte getreten. 7. Was für Spannung und Baumlage ist anzuwenden. Die Bindungslehre. I. Die Leinwandbindung. II. Die Köper- (Crisé) oder Diagonalbindung. III. Die Atlasbindung (Satin). Abgeleitete, sowie Bindungen, welche in keine dieser drei Hauptklassen gehören. Bindungen mit fütterndem Schuss. Bindungen mit Unter- oder Futterschuss. Bindungen mit Futterkette. Hohlgewebe. Faltenstoffe. Doppelgewebe. Pikeegewebe. Flockenstoffe. Schlingenstoffe (Frottier- oder Badewäsche). Samtgewebe. Der Baumwollsaat (Schussamt). Der Kettensamt. Die Gazeweberei. Drehergewebe. Die Berechnung des Materiales. Die Schaffmaschinen. Die Jacquard-Maschine. Das Kartenschlagen. 1. Der Maschinenkasten mit Bodenbrett und Wendehaken. 2. Der Messerkasten mit Rost und Pressrolle und der Hebezeug. 3. Die Nadeln mit Nadelbrett, Federn und Federhaus. 4. Die Platinen. 5. Der Cylinderrahmen mit der Laterne. 6. Die Cylinderrahmenlade und Presse. Die Vorrichtung der Jacquard-Maschine. Die Harnscheinzüge. 1. Die Gradordnung. 2. Die Spitzordnung. 3. Gemischte Ordnungen. 4. Mehrhörige Ordnungen. 5. Untersteckte Galierungen. Verbindung der Jacquard-Maschine mit Schäften. Jacquard-Vorrichtung mit Schäften zum Heben der Maschinenfäden. Tringles-Vorrichtung. Jacquard-Vorrichtung mit Schäften zum Heben und Senken der Maschinenfäden. Die Herstellung von Drehergeweben mittels Jacquard-Maschine.

Das Musterzeichnen. Versetzung von Mustern in Kantengeweben. Die Vorarbeiten zur mechanischen Weberei. Das Spulen (Treiben) des Kettengarnes. Die Schusspulmaschine. Die Zubereitung der Kette. Die Scheermaschine. Die Leim-, Trocken- und Aufbäummaschine für Streichgarn. Scheer- und Zettelmaschine, Leim-, Trocken- und Aufbäummaschine für Kammgarnketten. Scheermaschine, kombiniert mit Bäummaschine. Handleimmaschine. Bäummaschine für Hand- und Dampftrieb. Schlichtmaschinen. — **Die mechanischen Webstühle.** Der Hodgson-Stuhl der Firma „David Sowden Sons“ in Bradford. Das Gestell, die Bäume und Riegel. Die Antriebswelle. Die Exzenterwelle. Die Lade und die Schützenkästen. Die Führung des Pickers. Die Verbindung der Lade mit der Kurbelwelle. Das Geschirr. Der Schützendurchwurf. Die Schützenwechselung. Der Antrieb und die Bremsung des Stuhles. Der Regulator und die Kettenspannung. Die Schienen. Die Breithalter. Die Herstellung mehrschäftiger Waren. Der Hodgson-Stuhl der sächsischen Maschinenfabrik zu Chemnitz. Tabelle für Schusszahl pro 1 cm in der gespannten Ware auf dem Stuhl. Die Riemenscheiben. Die Leistung eines Hodgson-Stuhles. Die Schaffmaschinen. Die Hodgson-Schaffmaschine (Schaufelmaschine) für Aufzug. Die Hatterley-Schaff-Maschine für Aufzug. Gegenzugs-Schaffmaschinen. Tieffach-Schaffmaschinen. Schaffmaschinen für Hoch- und Tieffach mit nach jedem Schusse schliessendem Fach. Die Hoffmannsche Schaffmaschine. Das Kartenschlagen für Schaffmaschinen. Das Bundrad. Der mechanische Webstuhl System Schönherr. 1. Der einfache Tuchstuhl. 1. Das Gestell. 2. Der Antrieb. 3. Das Geschirr und seine Bewegung. 4. Die Lade und ihre Bewegung. 5. Der Schützendurchwurf. 6. Der Zugbaum mit Regulator (negativ). 7. Der Kettenbaum und seine Spannung. 8. Der Schwingbaum und seine Bewegung. 2. Der Schaffmaschinenstuhl. 3. Die Offenfach-Schaffmaschine. 4. Der siebenfache Schützenwechsel. Der Antrieb des Wechsels. Wechsel-Gegenfedern. Uebertragung nach der linken Seite. Sicherheits-Kuppelung. A. Holzkarte. Wirkungsweise derselben. Bewegung der Holzkarte. Kartenkuppelung. Führung der Holzkarte. Daumenstecken. B. Pappkarte. Wirkungsweise der Pappkarte. Haltung der Platinen. Führung der Pappkarte. Kartenschlagen. 5. Der Jacquard-Bucksinstuhl. Der Tuch- und Bucksinstuhl der sächsischen Maschinenfabrik vormals Richard Hartmann zu Chemnitz. Schusszahl. Raumerfordernis des Stuhles. Behandlung des Stuhles im allgemeinen. Schaffbewegung durch Trittexzenter Leistenbewegung. Die Schützenfangvorrichtung. Das doppelte Abschliessen der Schützen. Die Ladenbewegung. Die Schleifbaumbewegung. Die Schaffmaschine. Der Schützenwechsel. Der Jacquard-Stuhl insbesondere. Schützenwechsel bei Stühlen mit Jacquard-Maschinen. Doppel-Jacquard-Maschine für Teppichweberei. Isolierter Schützenwechsel an Stühlen für Teppich- und Möbelstoffe. Die Kettenbaumbremse mit Regulator. Das Abziehen der Ware. Der Schützen mit Schusswächter. Der mechanische Webstuhl der Grossenhainer Webstuhl- und Maschinenfabrik (vorm. Anton Zschille) Grossenhain. A. Die Bewegung der Kettenfäden. B. Die Bewegung der Schussfäden. C. Verschiedenes. Die Webstühle der Chantiers de la Buire in Lyon. Ueber die Fertigstellung der Gewebe zum Verkauf. Fortschritte auf dem Gebiete der Damastweberei. Prüfung gemischter Gewebe und Garne. Präzisionsapparate. Kontrollapparat für Schaff- und Schaufelmaschinen zur Vermeidung von Musterfehlern von Otto Kaiser in Gera. Ueber die Drehung der Garne. Das Einarbeiten der Gewebe. Das Dämpfen der Garne. Ueber das Nässen der Spulen. Ueber die Entstehung falscher Ware. Die Stellung der Webstühle und ihr Betrieb. Ueber das Wasserdichtmachen der Gewebe. Ueber die Konservierung der Pickers. Schutzmassregeln gegen das Herausfliegen der Webschützen. Die Schnell-Rechen-Apparate. Ueber Feuergefahr in Fabriken. Die Errichtung und Bauart von Webereien. Ueber die Einwirkung der Temperatur in Webereien. — **Neuerungen auf dem Gebiete der Weberei.** — **Anhang.** Atmosphärendruck. Wärme und Arbeit. Dampf. Dampfkessel. Ueber den Kesselstein. Armatur der Dampfkessel. Prüfung der Dampfkessel. Dampfmaschinen. Die Steuerung. Steuerung für einseitigen Gang der Maschine. Einspritzkondensatoren. Speisepumpen und Injektoren. Regulatoren. Dampfmaschinensysteme. Wirkungsgrösse der Dampfmaschinen.

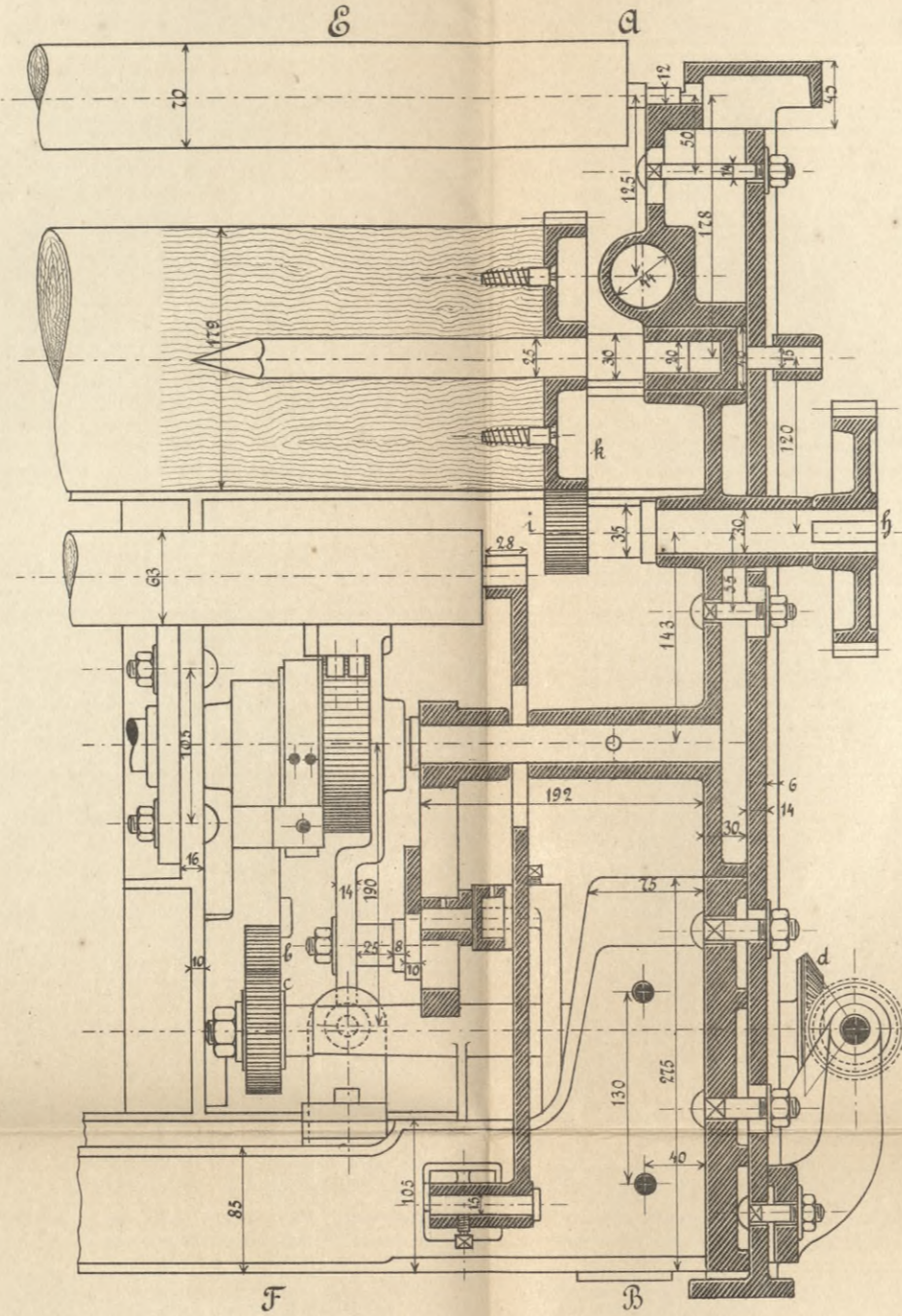
Compensations-Regulator.

Detail des mech. Webstuhles von C. Honegger, Rieti.

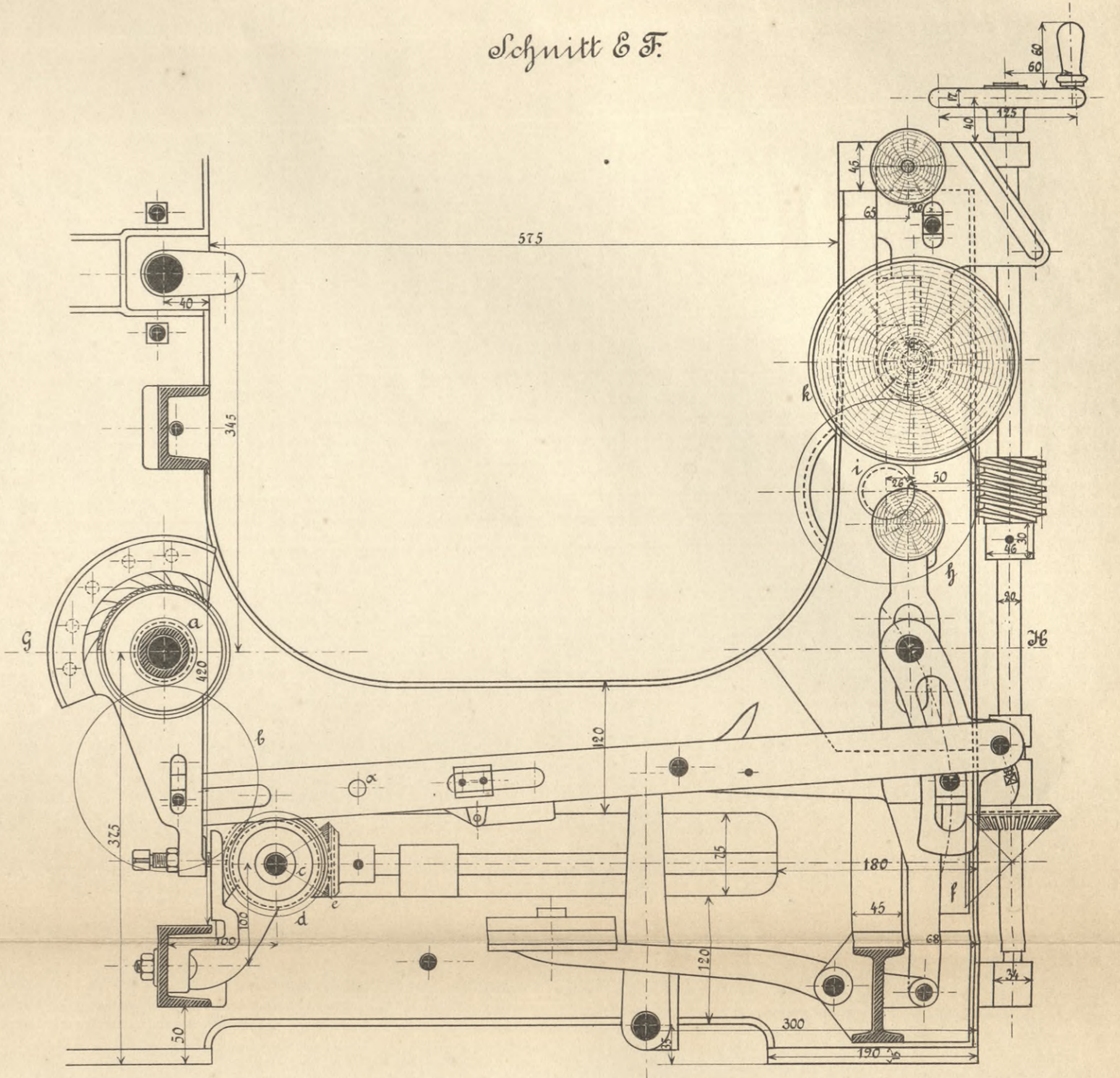
Schnitt A B.



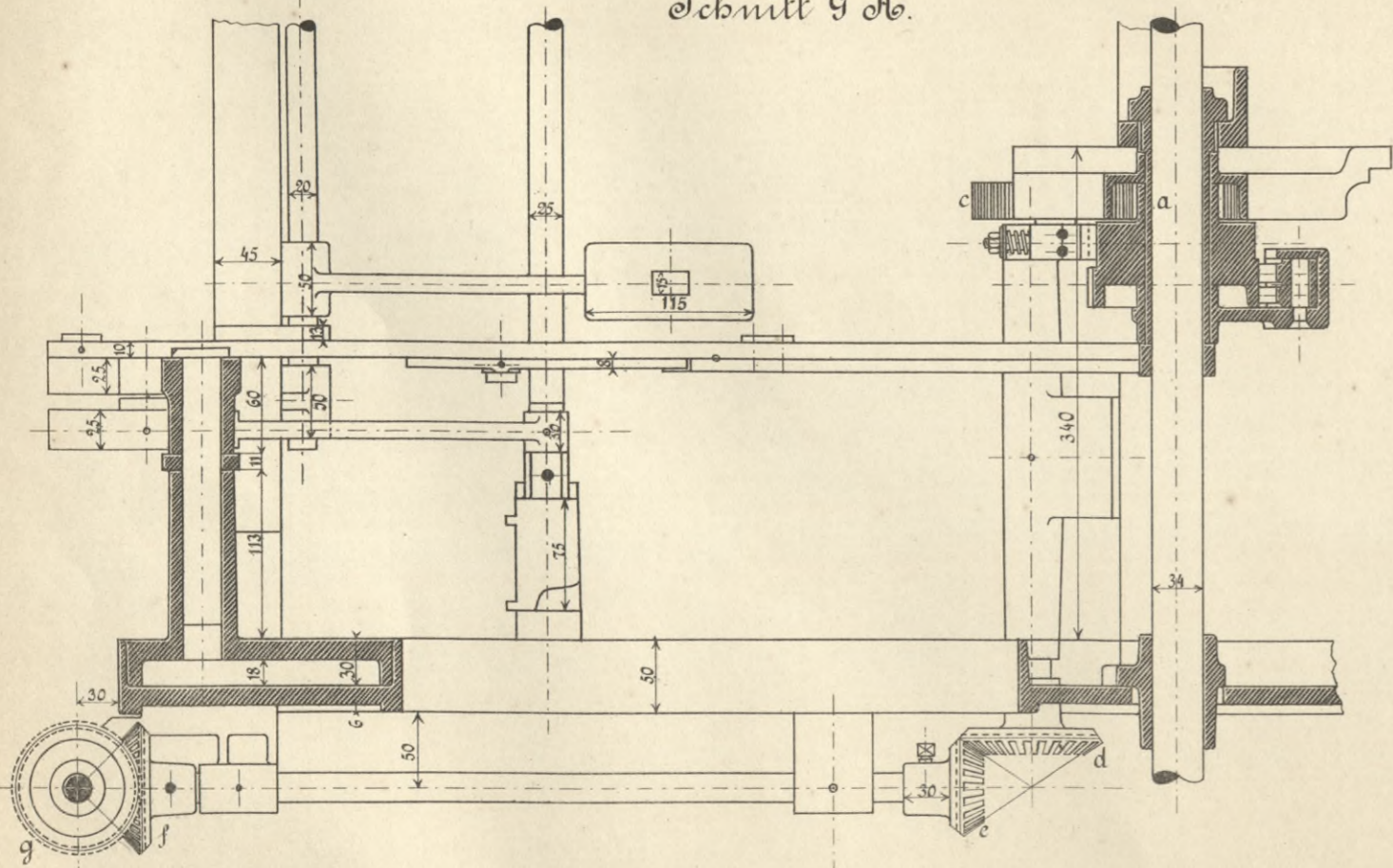
Schnitt C D.



Schnitt E F.



Schnitt G H.



Zahnrad-Tabelle.

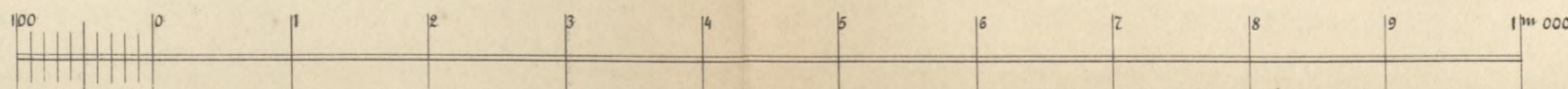
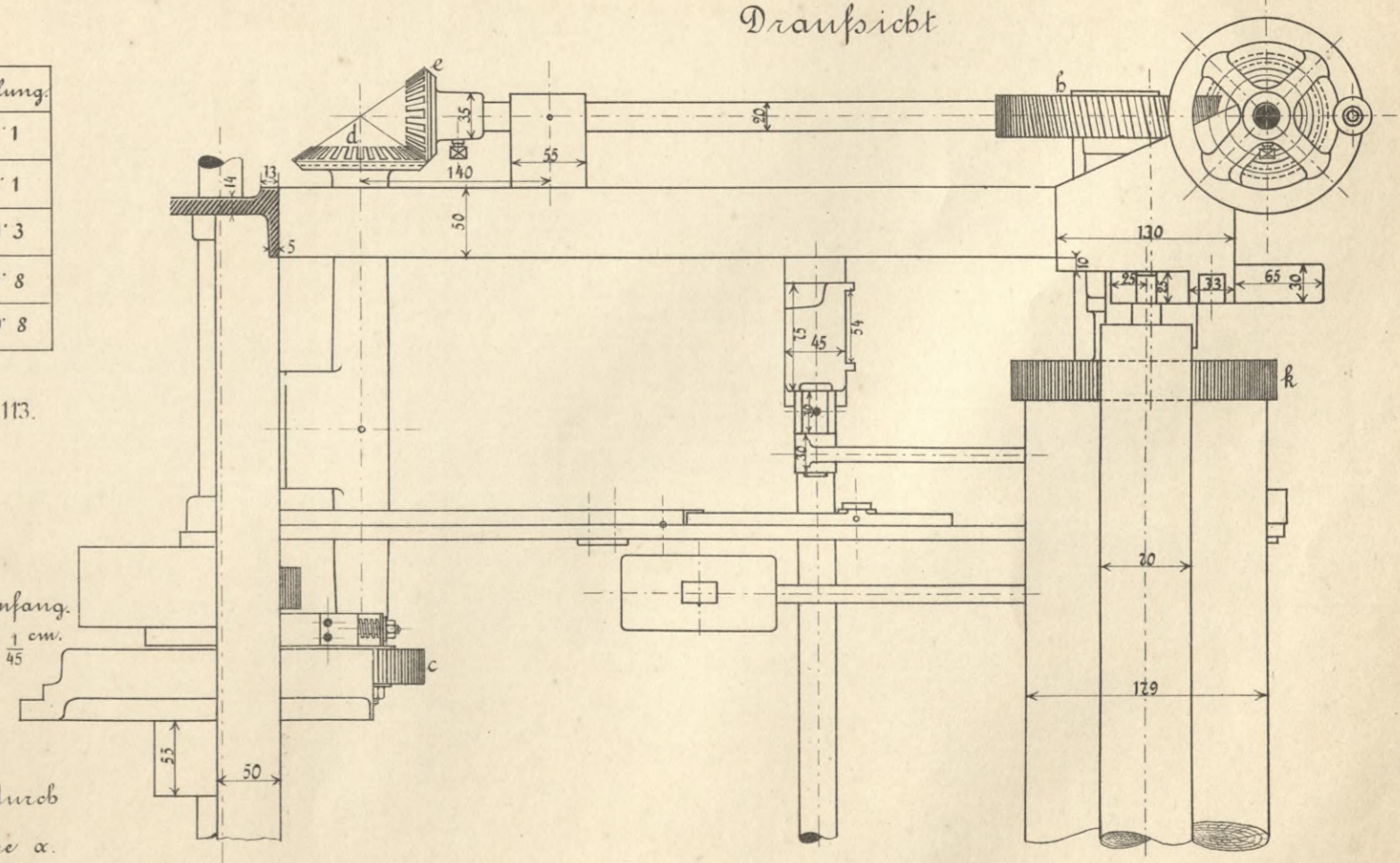
Zahnrad	Teilkreis diameter	Zähnezahl	Teilung	Zahnrad	Teilkreis diameter	Zähnezahl	Teilung
a	60	32	5·9	f	90	35	8·1
b	120	90	5·9	g	90	35	8·1
Wechselrad c	85	45	5·9	h	162	45	11·3
d bei Comp.Regul. posit.	99	36	8·6	i	42	15	9·8
e bei Comp.Regul. posit.	66	24	8·6	k	188	60	9·8

Schaltzahnrad Zähnezabl. 80. Schnecke: Diam. 60, Teilung 11·3.
 „ klinkenzahl 10. „ links 2-gängig.

Berechnung des positiven Regulators.

Schaltung bei 1 Schluss 4 Zähne, bei leerem Warenbaum 5625 mm Umfang.
 Aufgewickeltes Warenstück bei 1 Schluss 56 cm $\frac{15}{60} \frac{9}{45} \frac{35}{35} \frac{25}{25} \frac{90}{45} \frac{32}{90} \frac{4}{80} \frac{1}{45}$ cm.
 Schnecken-Anzahl Schluss pro 1^{mm} 45.
 Zähnezabl. d. Wechselrades - Schnecken-Anzahl.
 Verwandlung des Compensations-Regulators in einen positiven durch Verbindung der Schaltbebel-Schubstangen mittelst einer Schraube x.

Draufsicht

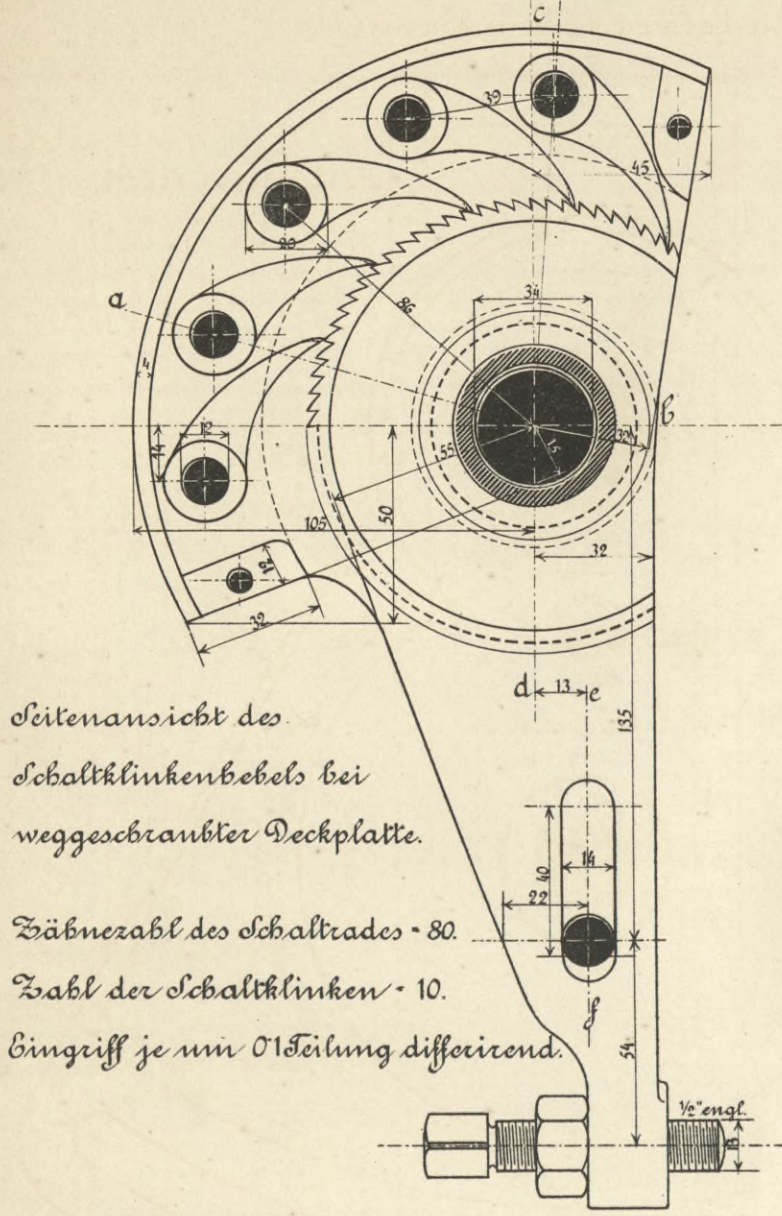


Maßstab 1/2 der Natur

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Schaltmechanismus.

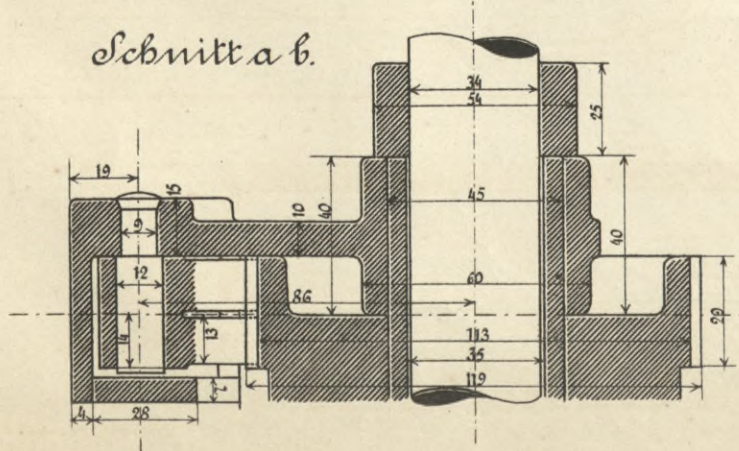
Schaltrad u. Schalthebel.



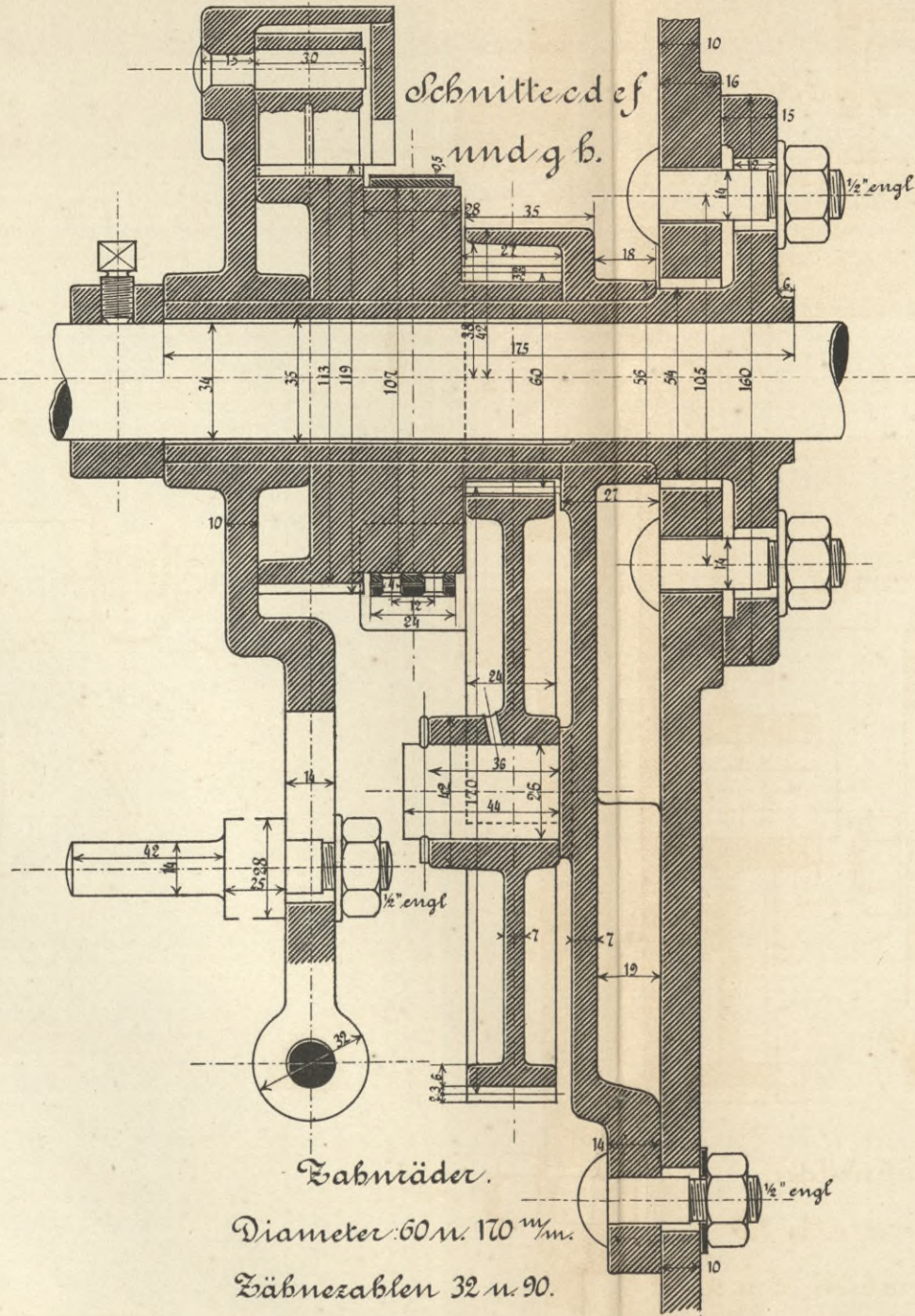
Seitenansicht des
Schaltklinkenhebels bei
weggeschraubter Deckplatte.

Zähnezahl des Schaltrades = 80.
Zahl der Schaltklinken = 10.
Eingriff je um 01 Teilung differierend.

Schnitt a b.



Detail des mech Webstuhles von C. Honegger, Rieti.

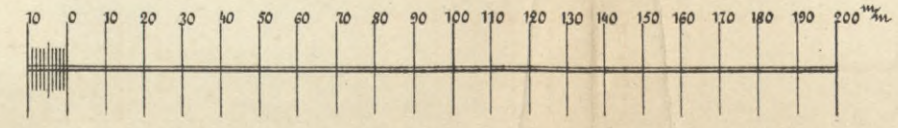


Schnitte c d e f
und g h.

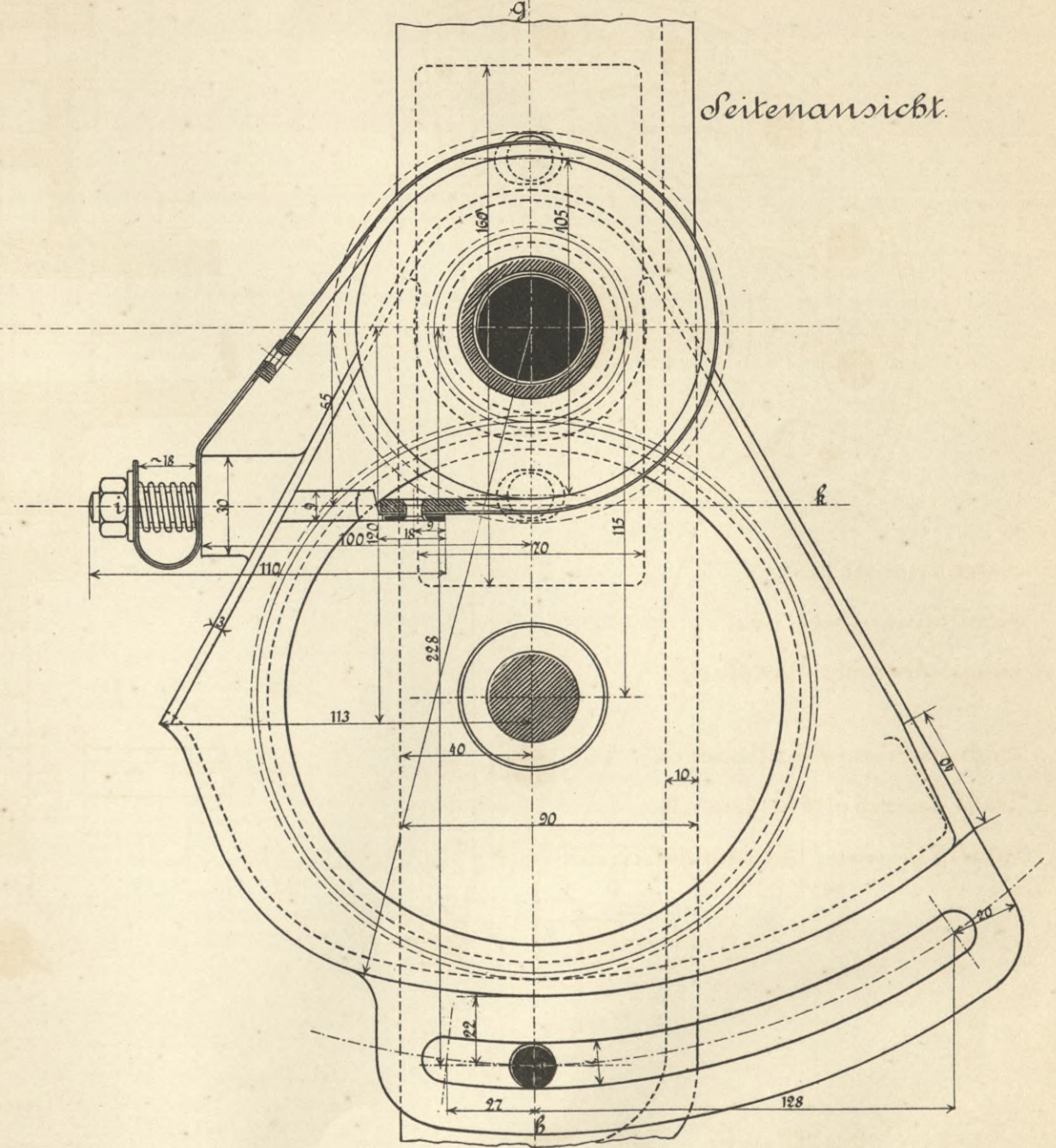
Zahnäder.

Diameter 60 u. 170 mm.
Zähnezahlen 32 u. 90.
Teilung 5.9 mm.

Massstab 1/2 Natür Grösse.



Räderverdeck u. Bremse.



Seitenansicht.

Schnitt i k.

Reb. Seidenwebstuhl

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Flügelbewegung mittelst Excenter u. Excenterkarten.

Trittvorrichtung für die Cordone. Schnitt a b.

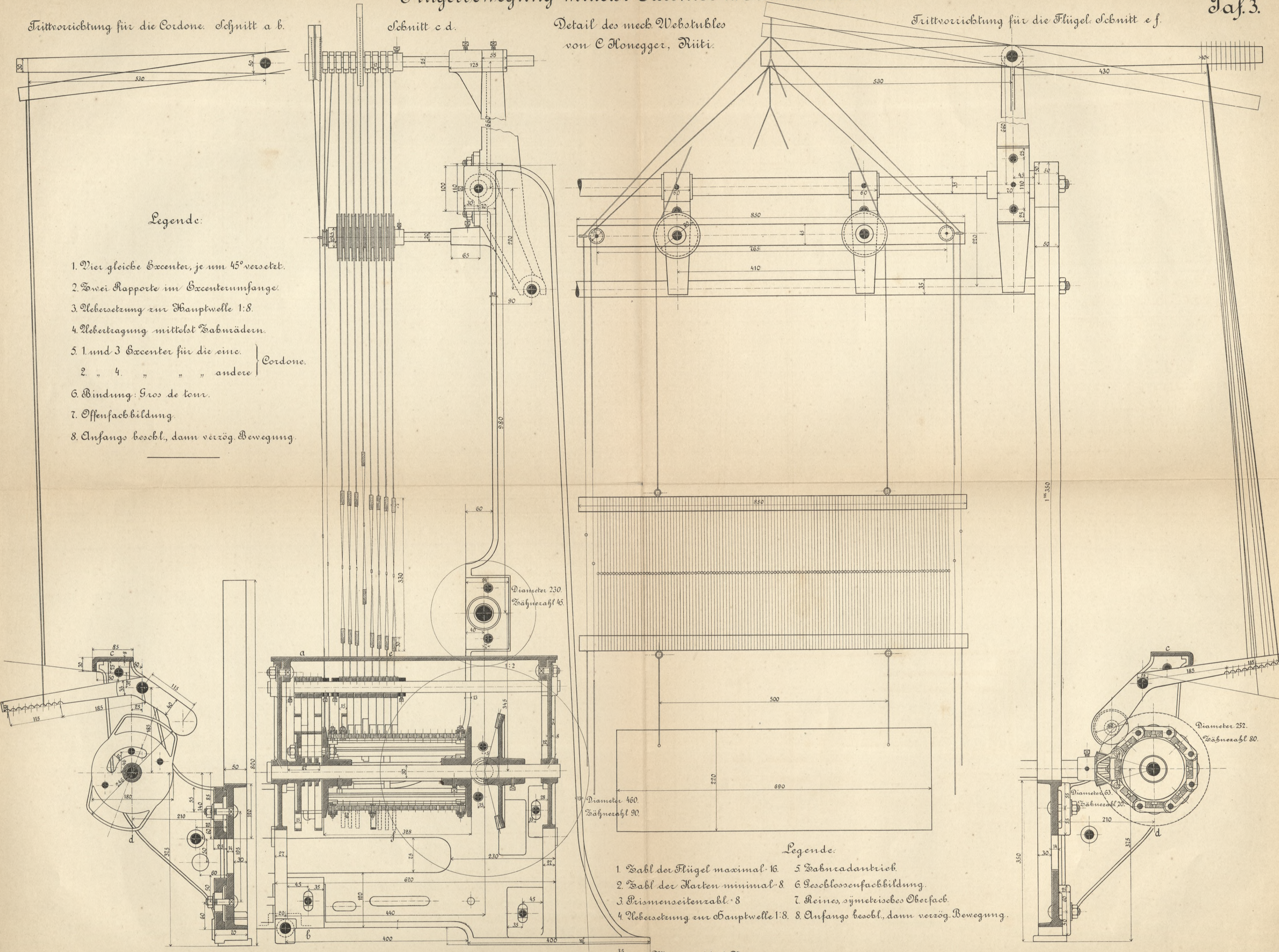
Schnitt c d.

Detail des mech. Webstuhles von C. Honegger, Riiti.

Trittvorrichtung für die Flügel. Schnitt e f.

Legende:

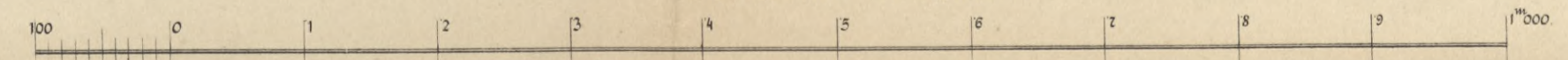
1. Vier gleiche Excenter, je um 45° versetzt.
2. Zwei Rapporte im Excenterumfang.
3. Uebersetzung zur Hauptwelle 1:8.
4. Uebertragung mittelst Zahnrädern.
5. 1. und 3. Excenter für die eine Cordone.
6. Bindung: Gros de tour.
7. Offensachbildung.
8. Anfangs beschl., dann verzög. Bewegung.



Legende:

1. Zahl der Flügel maximal 16.
2. Zahl der Karten minimal 8.
3. Prismenseitenzahl 8.
4. Uebersetzung zur Hauptwelle 1:8.
5. Zahnradantrieb.
6. Geschlossenfachbildung.
7. Reines, symmetrisches Oberfach.
8. Anfangs beschl., dann verzög. Bewegung.

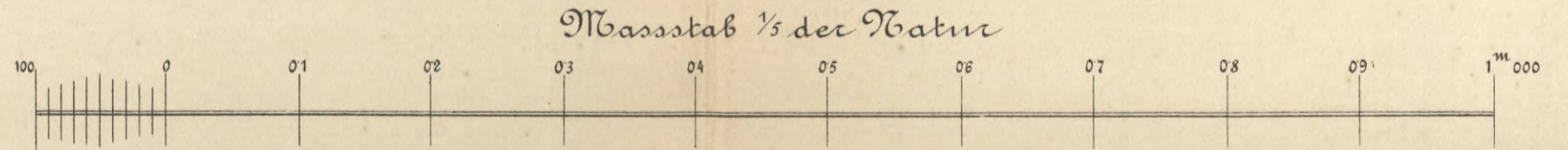
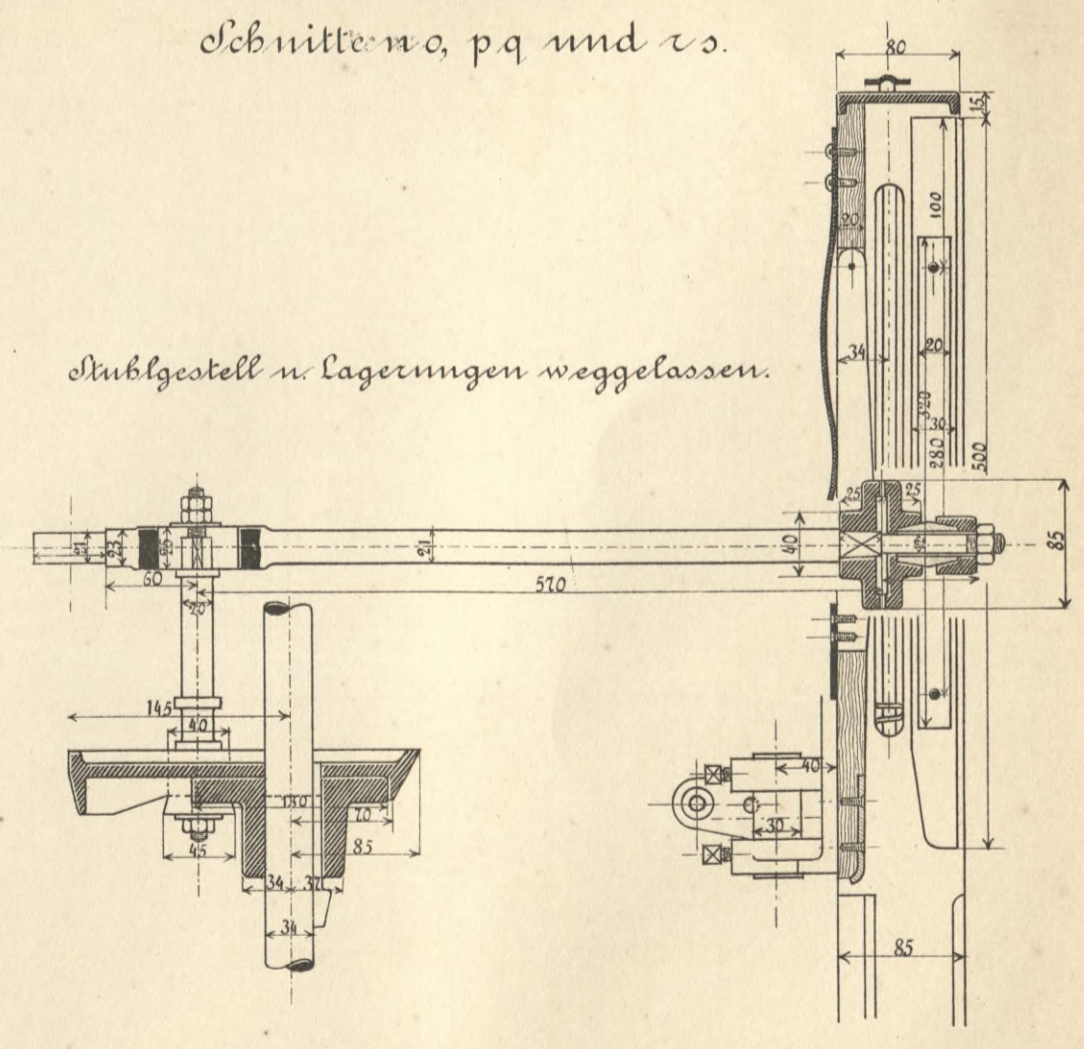
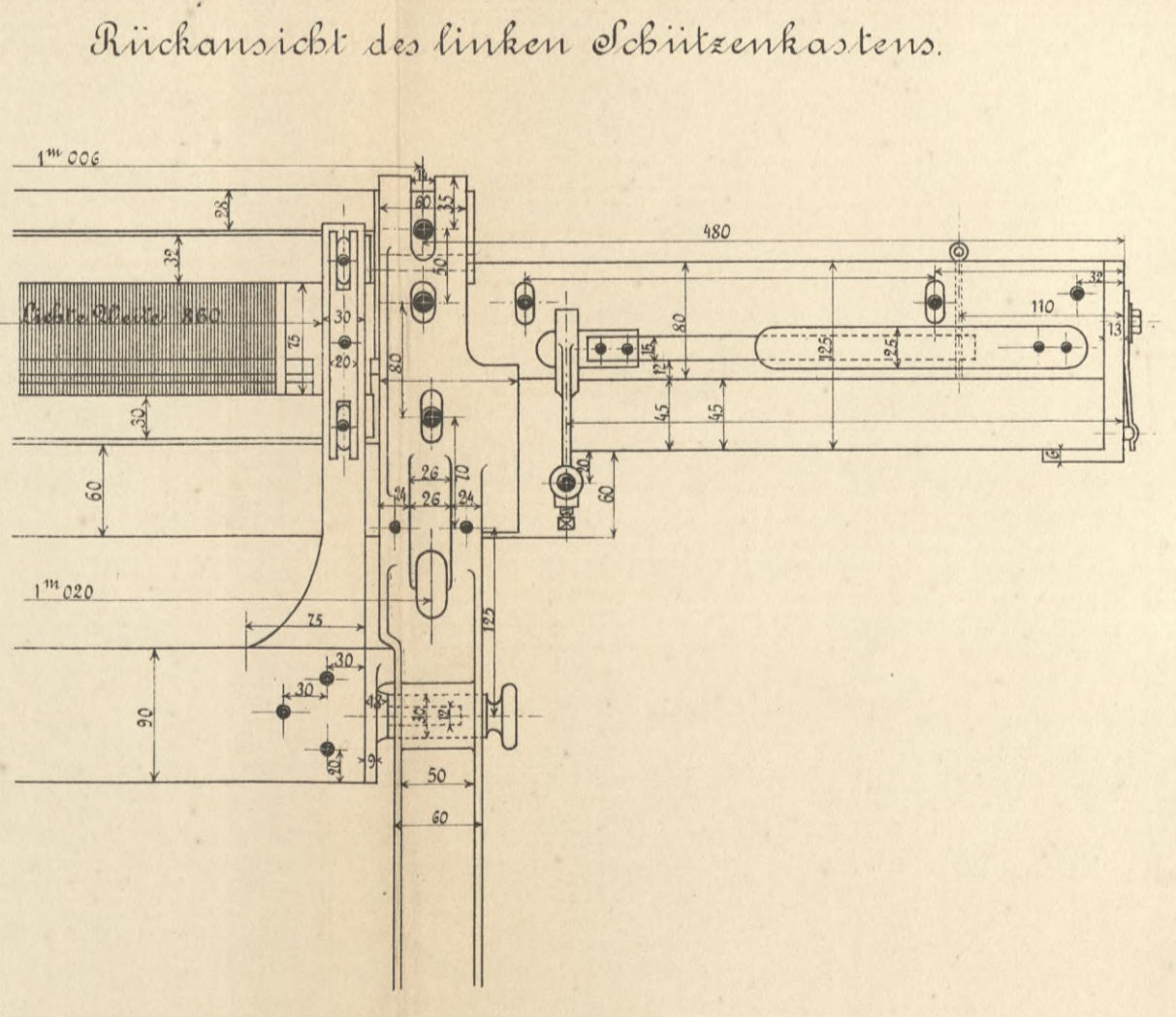
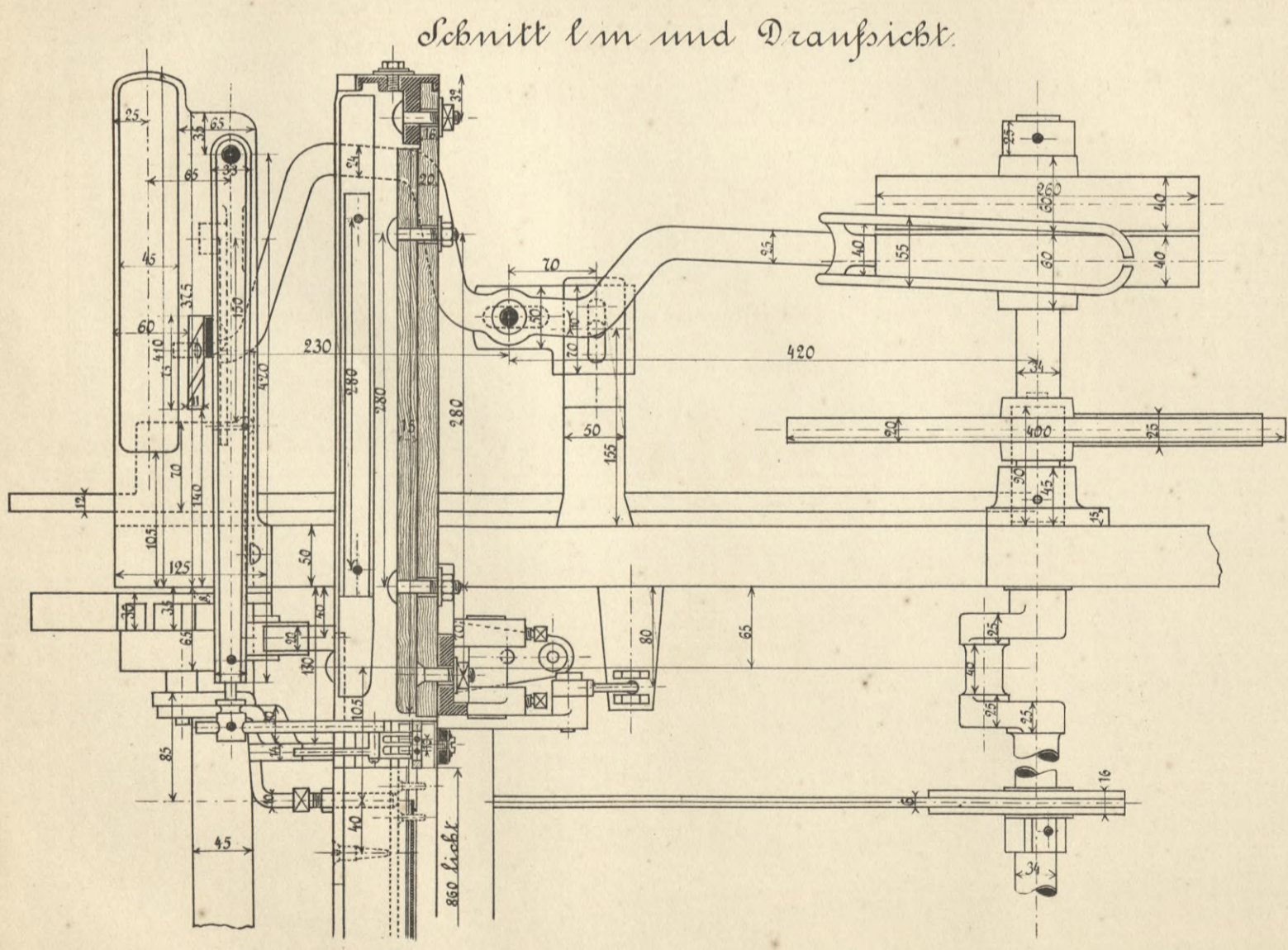
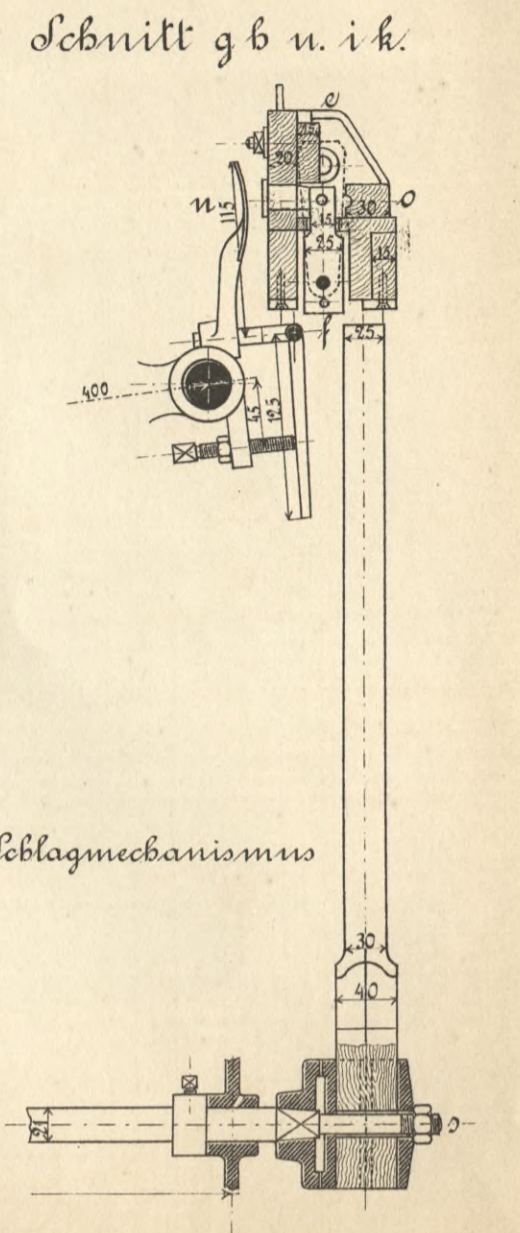
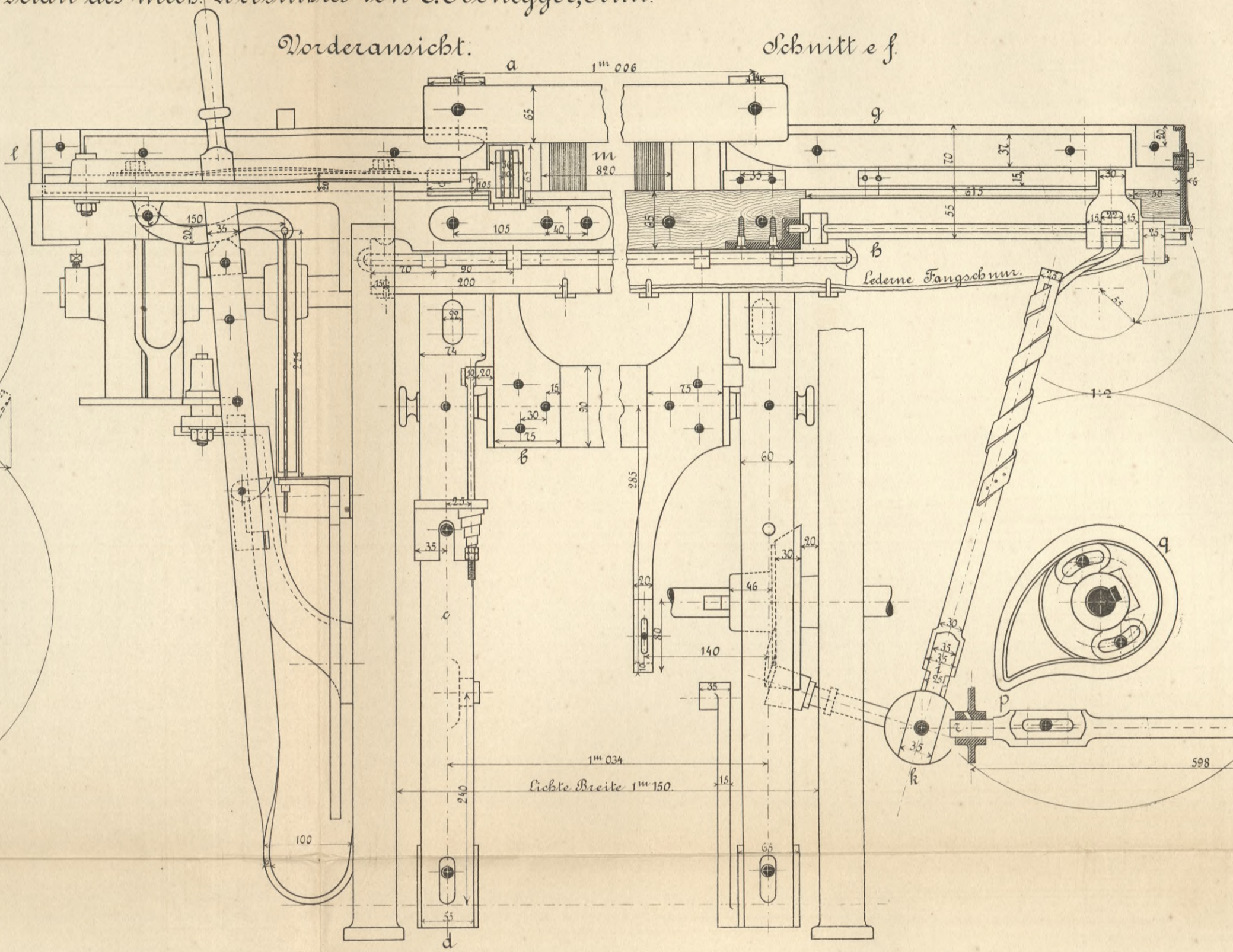
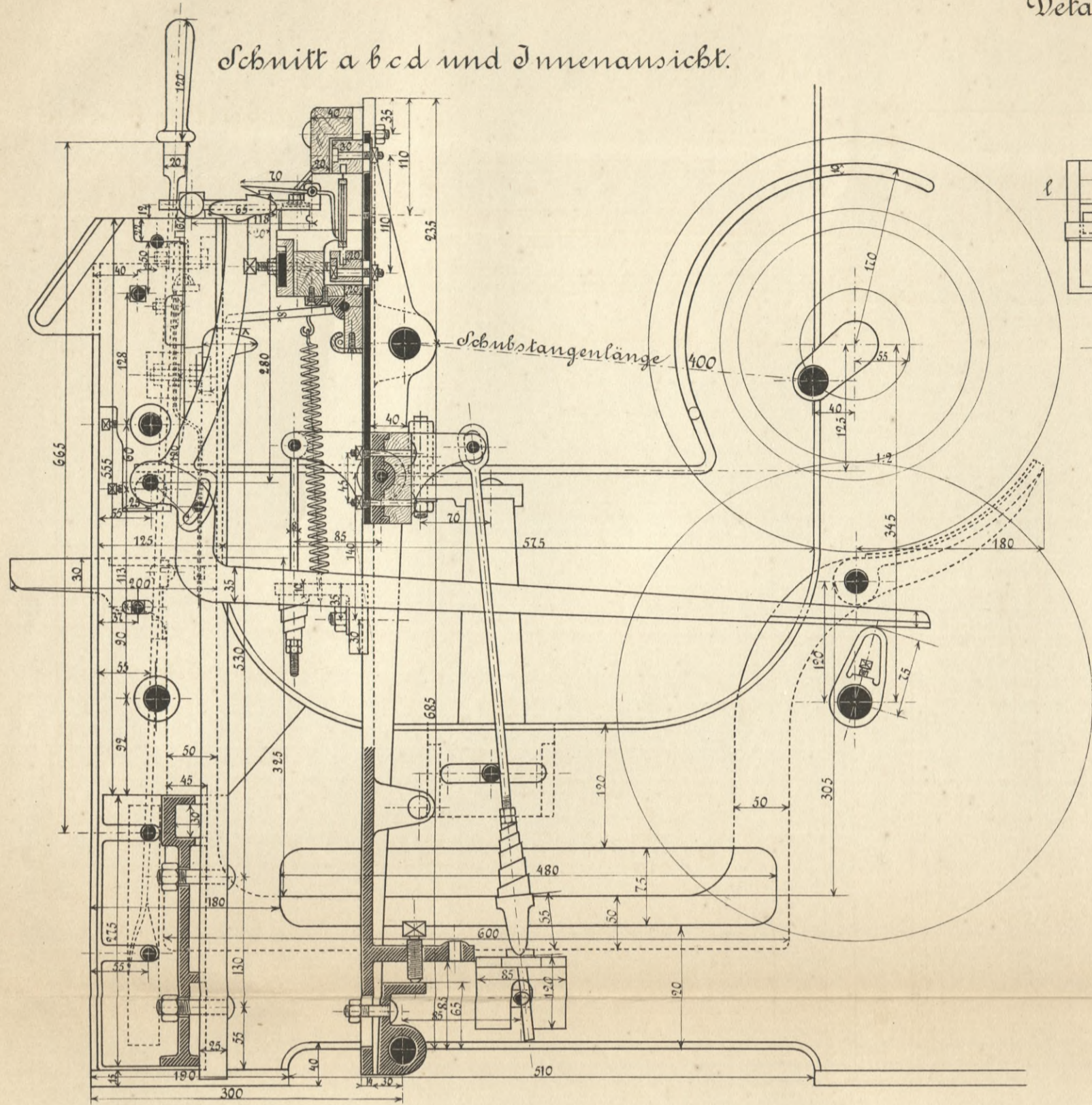
Maassstab 1/5 d. Natur



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Detail des mech. Webstuhles von C. Honegger, Rieti.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

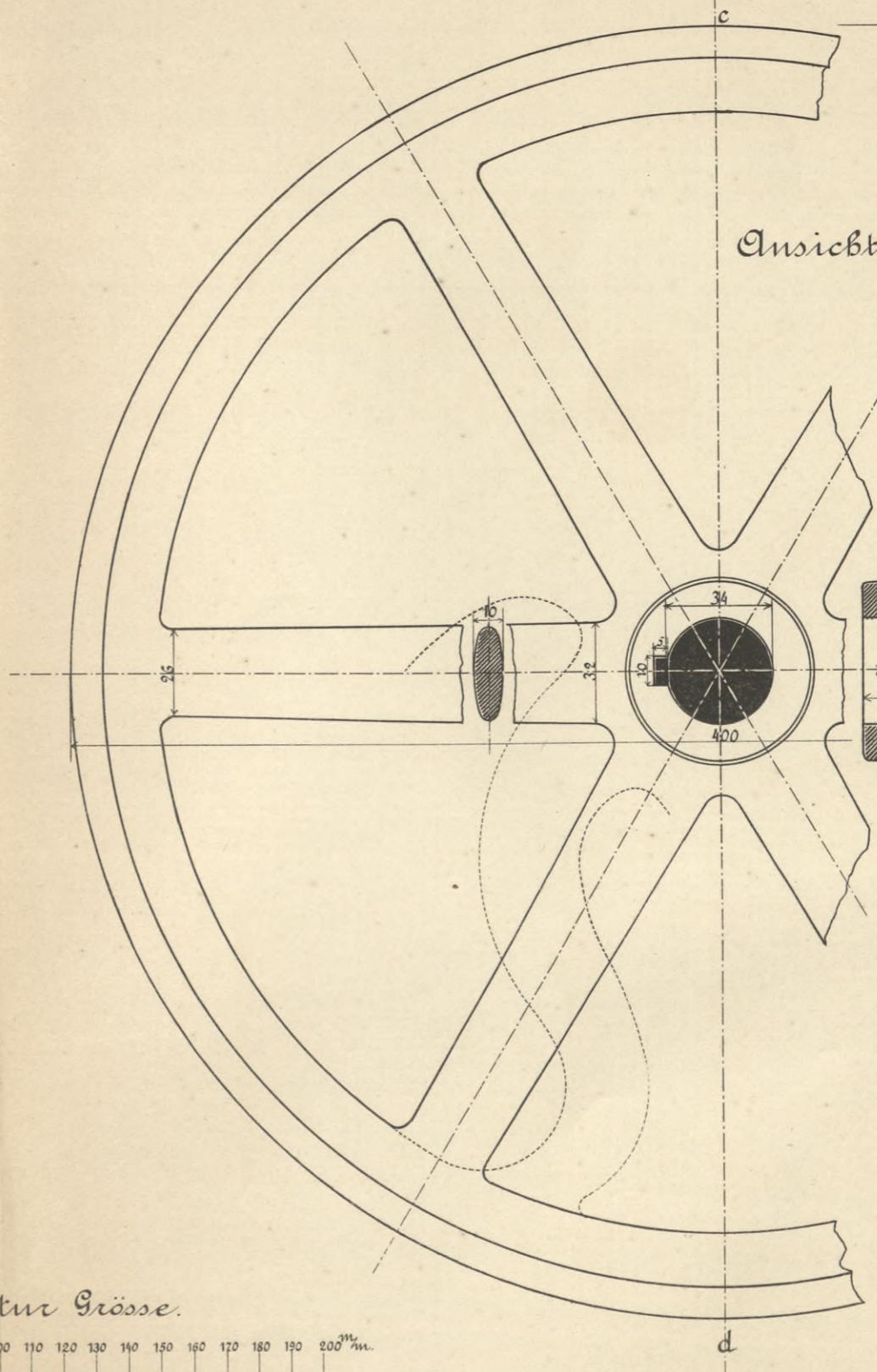
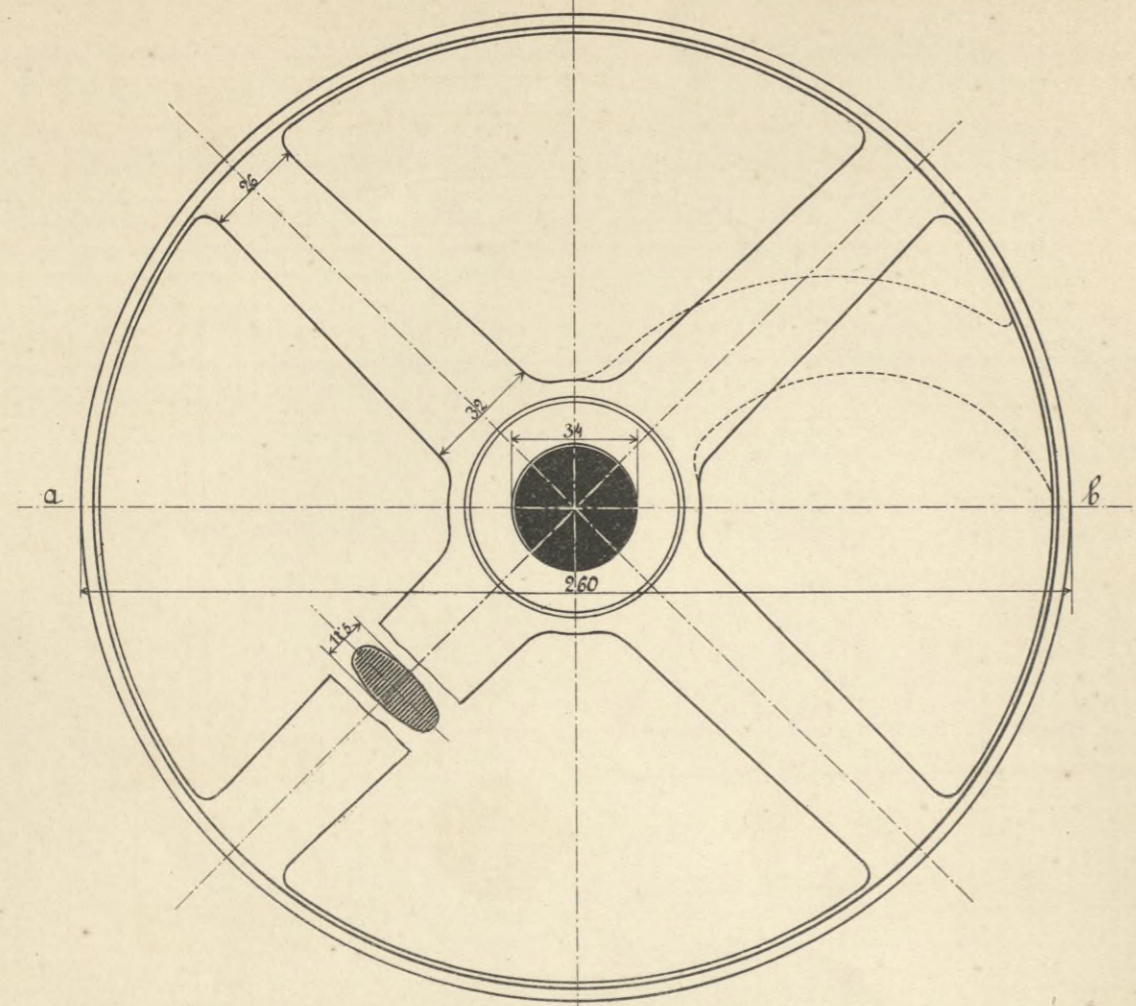
Riemenscheiben und Schwungradchen.

Vorderansicht.

Voll u. Leerscheibe.

Detail des mech. Webstuhles von C Konegger, Rütli.

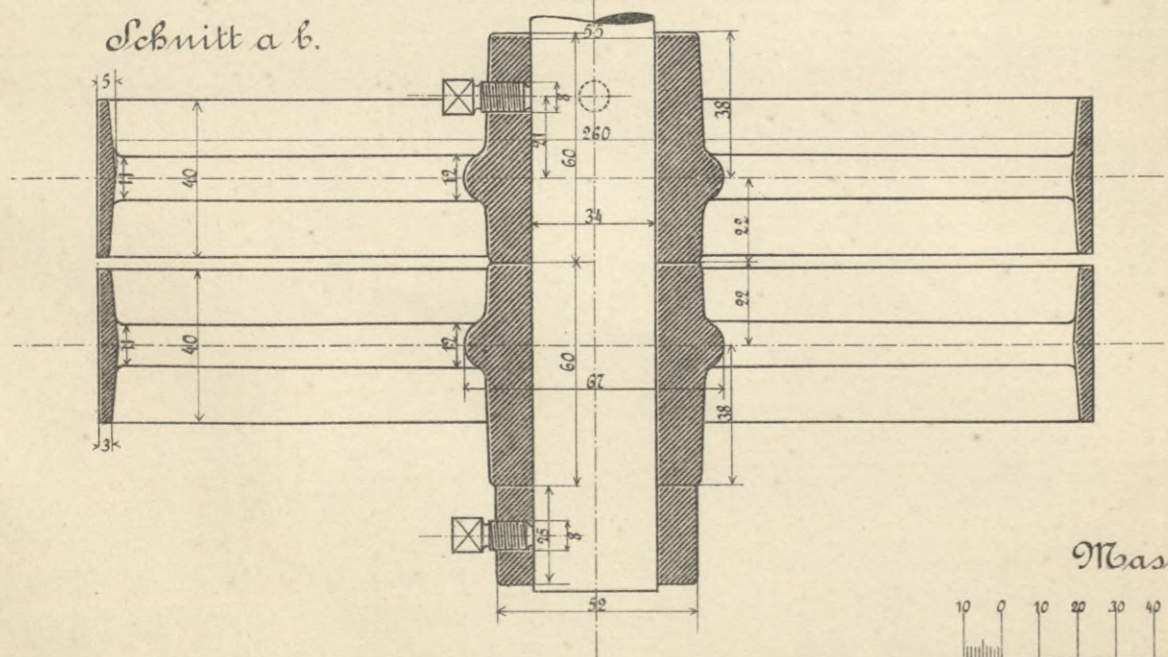
Schwungradchen der Kurbelwelle.



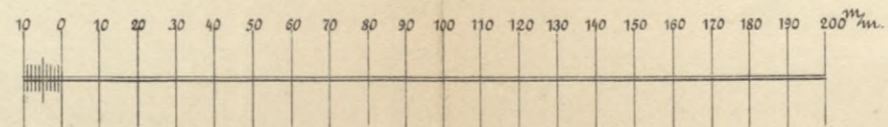
Ansicht.

Schnitt c d.

Schnitt a b.



Massstab 1/2 Natur Grösse.



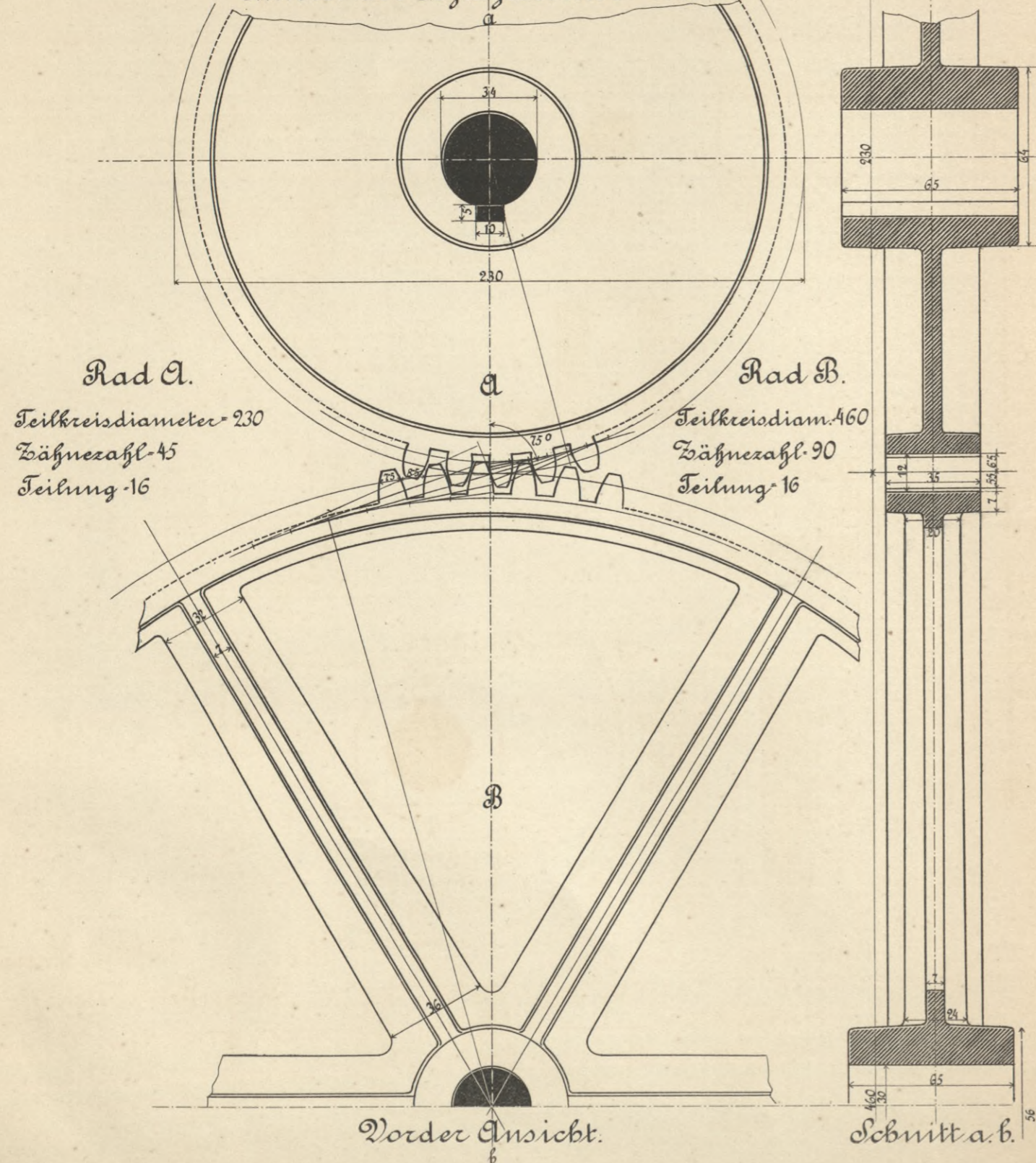
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Zahnäder.

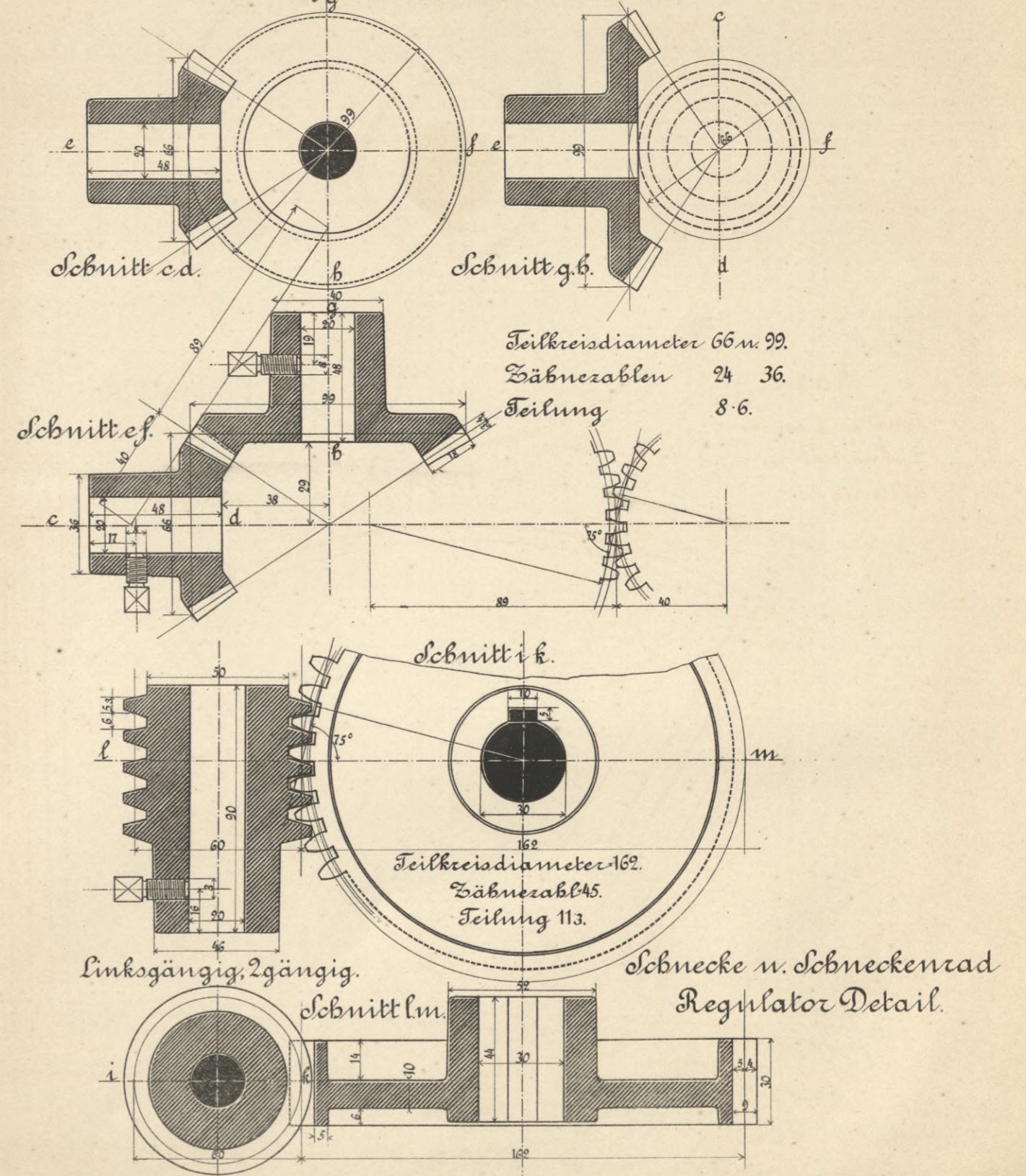
Detail des mech. Webstuhles von C. Honegger, Riiti.

Stirnäder.

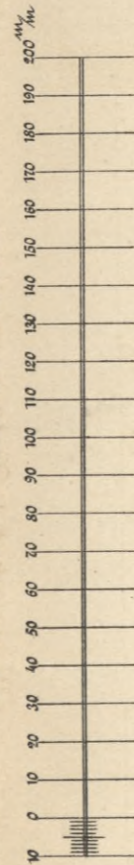
Antrieb der Schlagexcenter-Welle.



Kegekräder (Regulator Detail.)

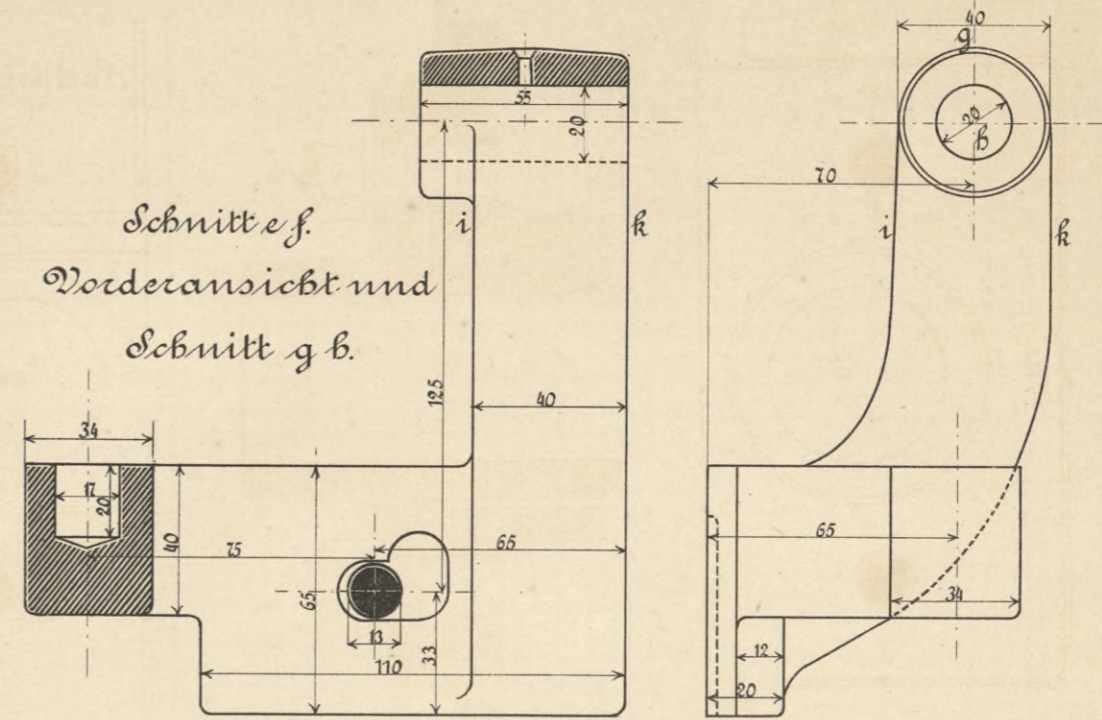
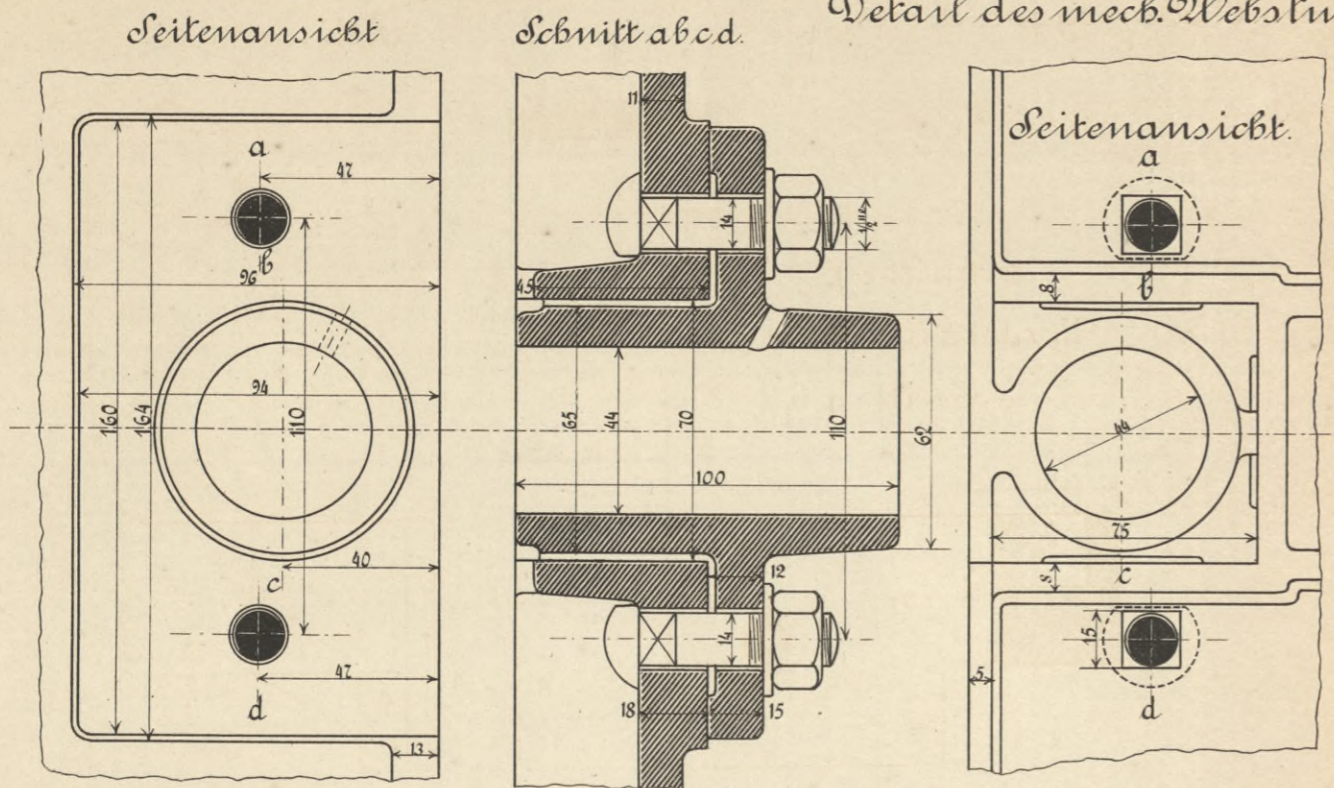


Massstab 1/2 Natur Grösse.

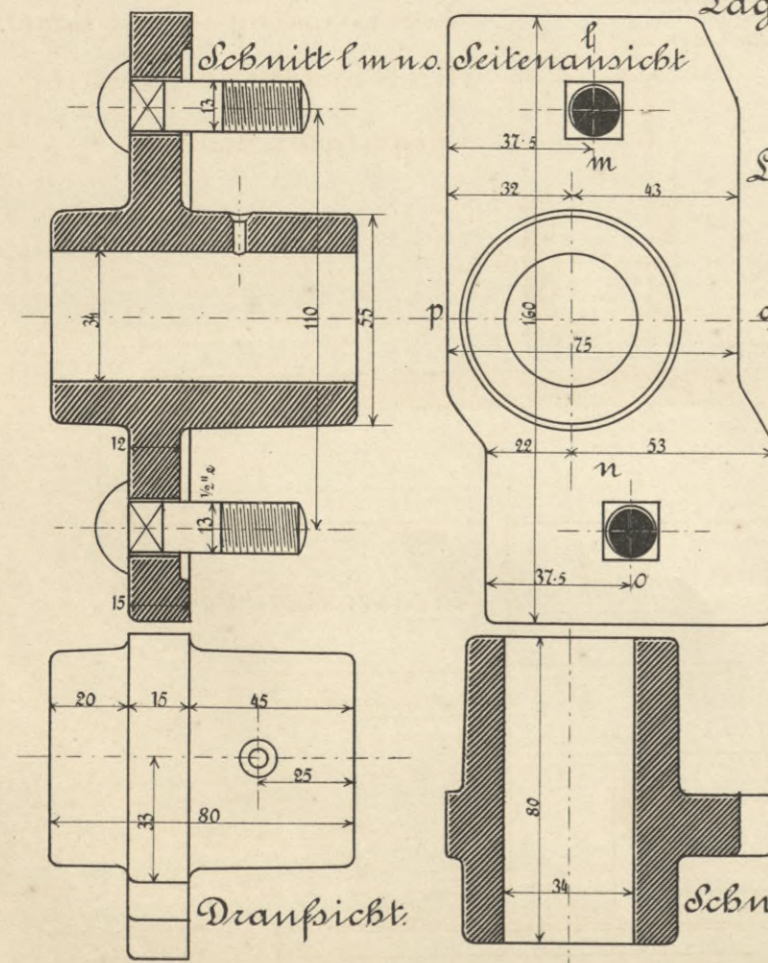


BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

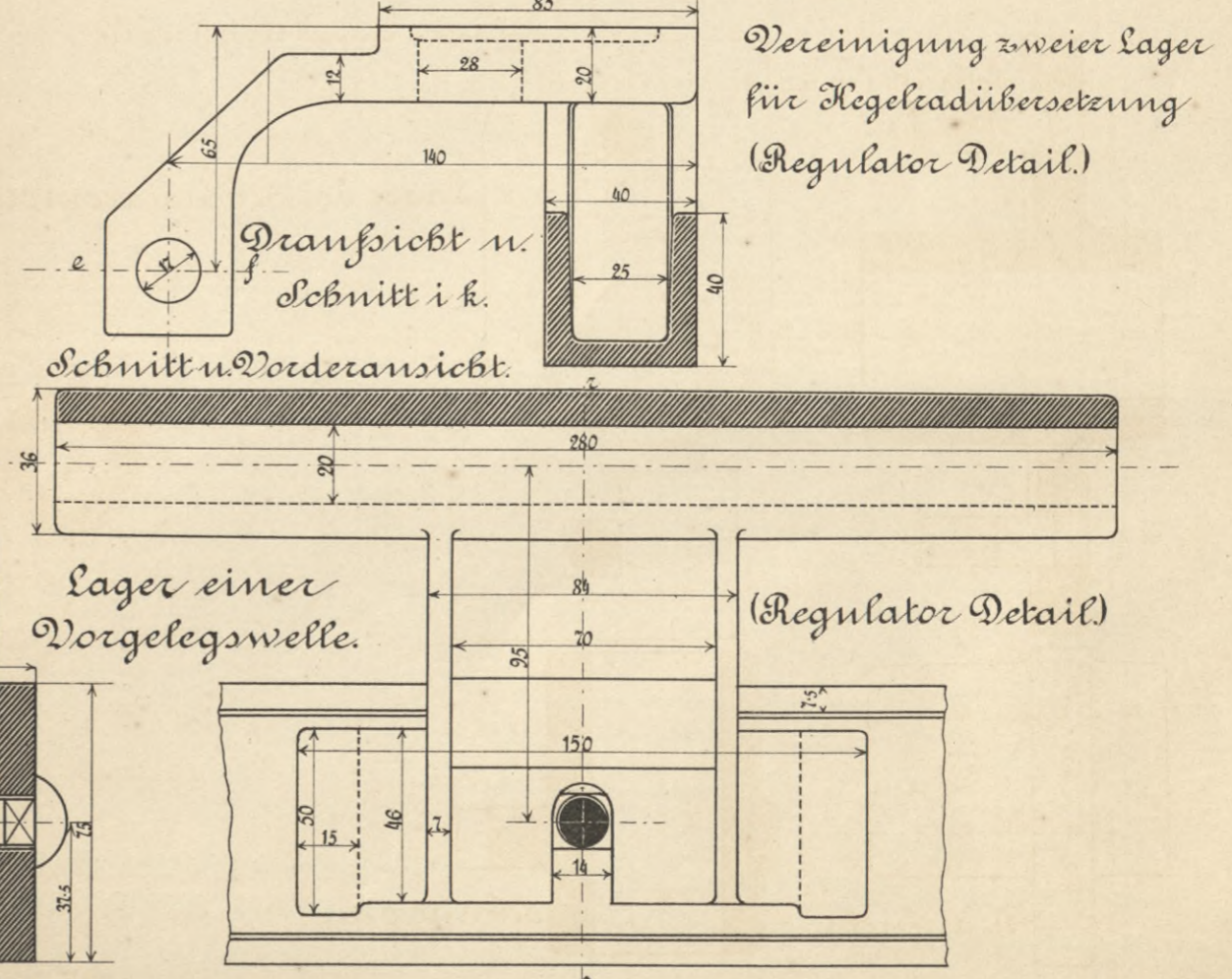
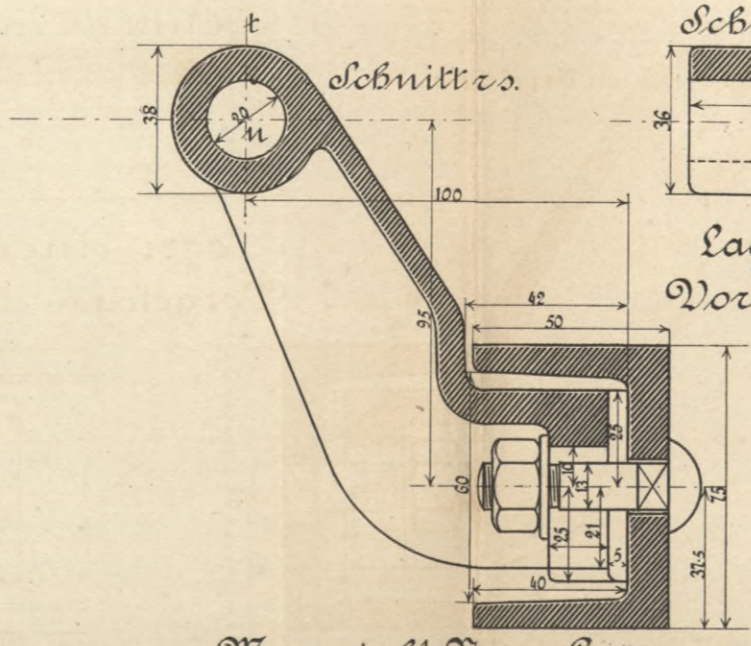
Detail des mech. Webstuhles von C Honegger, Rütli.



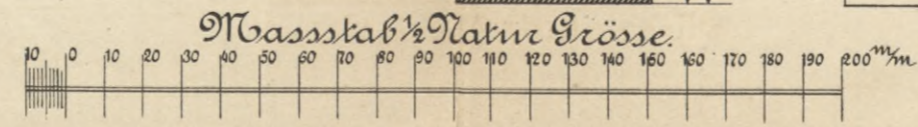
Lager der Kurbelwelle.



Lager der Schlagexcenterwelle



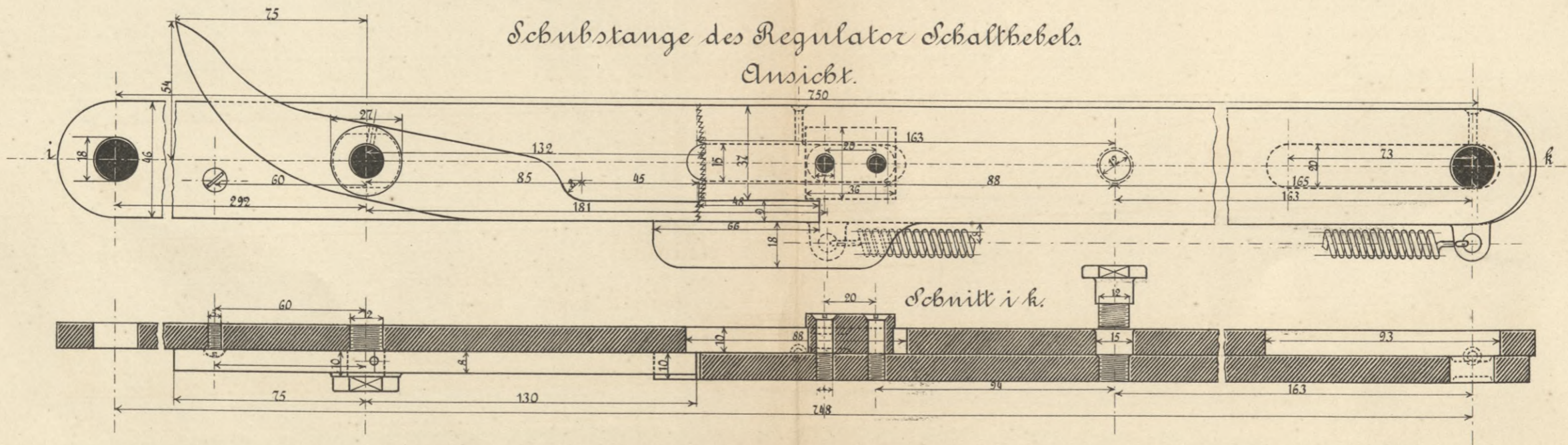
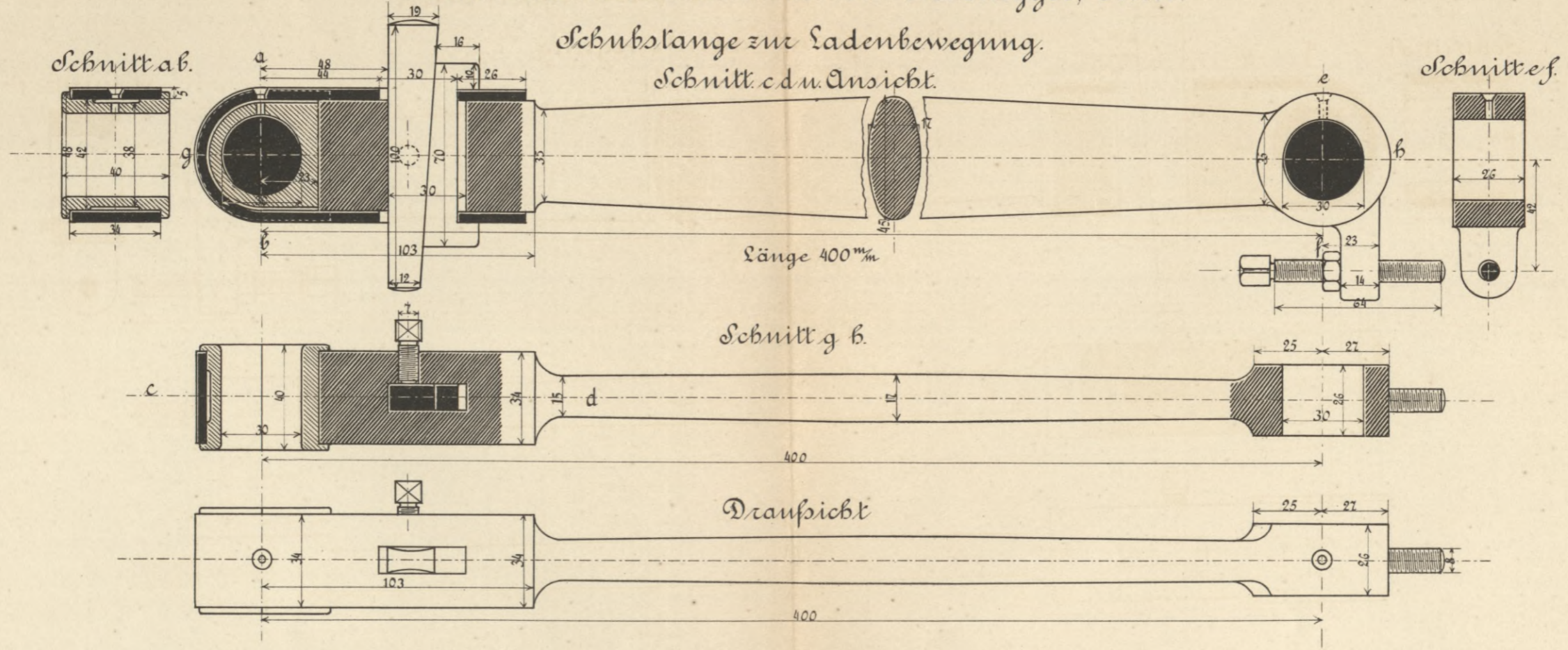
Vereinigung zweier Lager für Kegeldradübersetzung (Regulator Detail.)



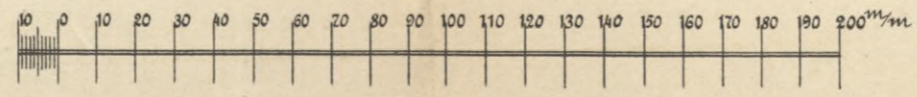
BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Schubstangen.

Detail des mech. Webstuhles von C. Honegger, Riiti.



Massstab 1/2 Natur Grösse.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Vorderansicht.

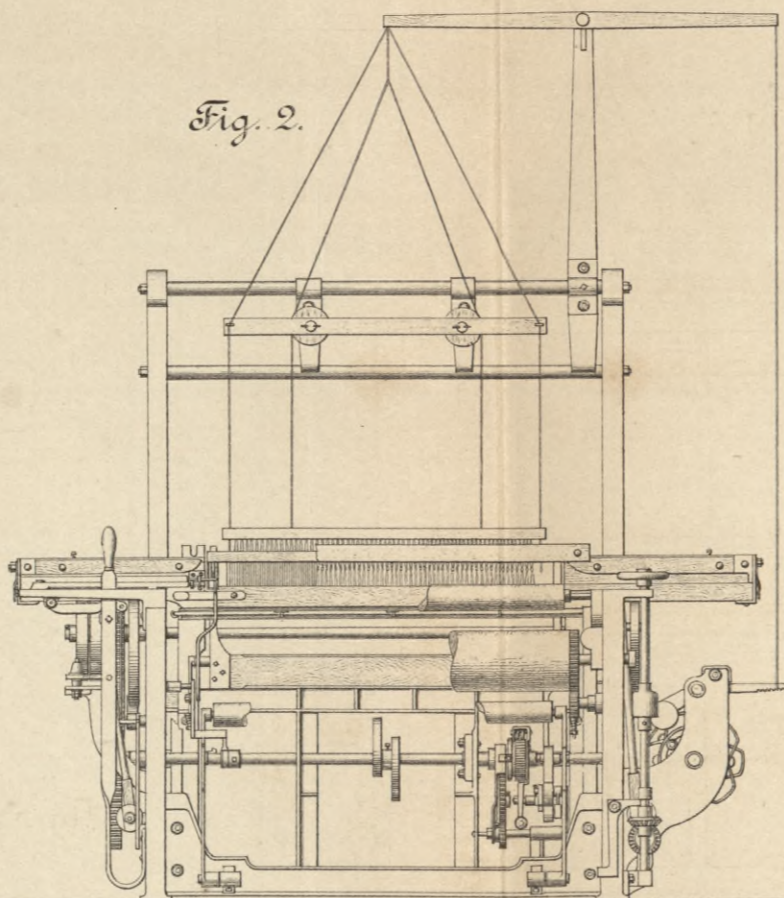


Fig. 2.

Mech. Seidenwebstuhl

von
Caspar Bonegger,
Rieti.

Disposition.

Längenschnitt
Variante.

Kettbaumgestell
(chevalet détaché)

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 1.

Rechte Seitenansicht.

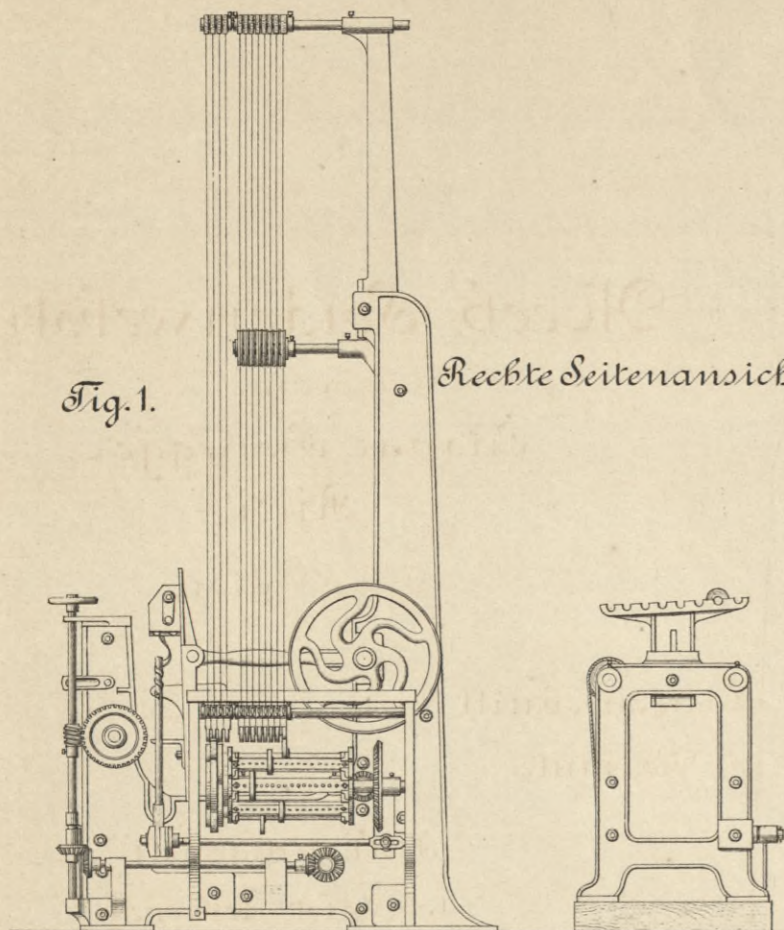


Fig. 3.

Linke Seitenansicht.

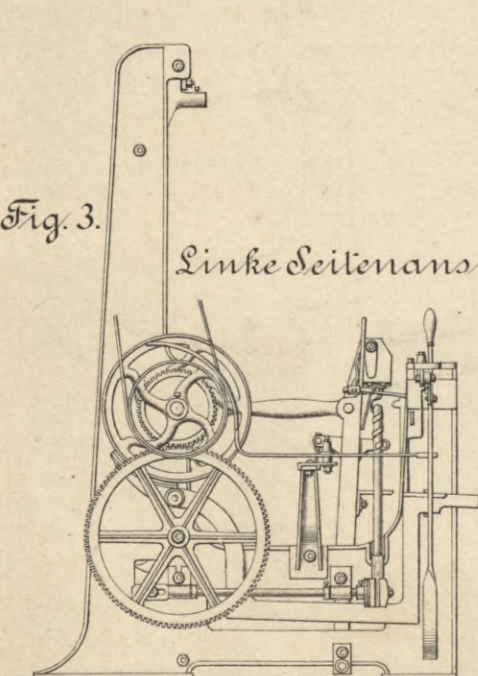
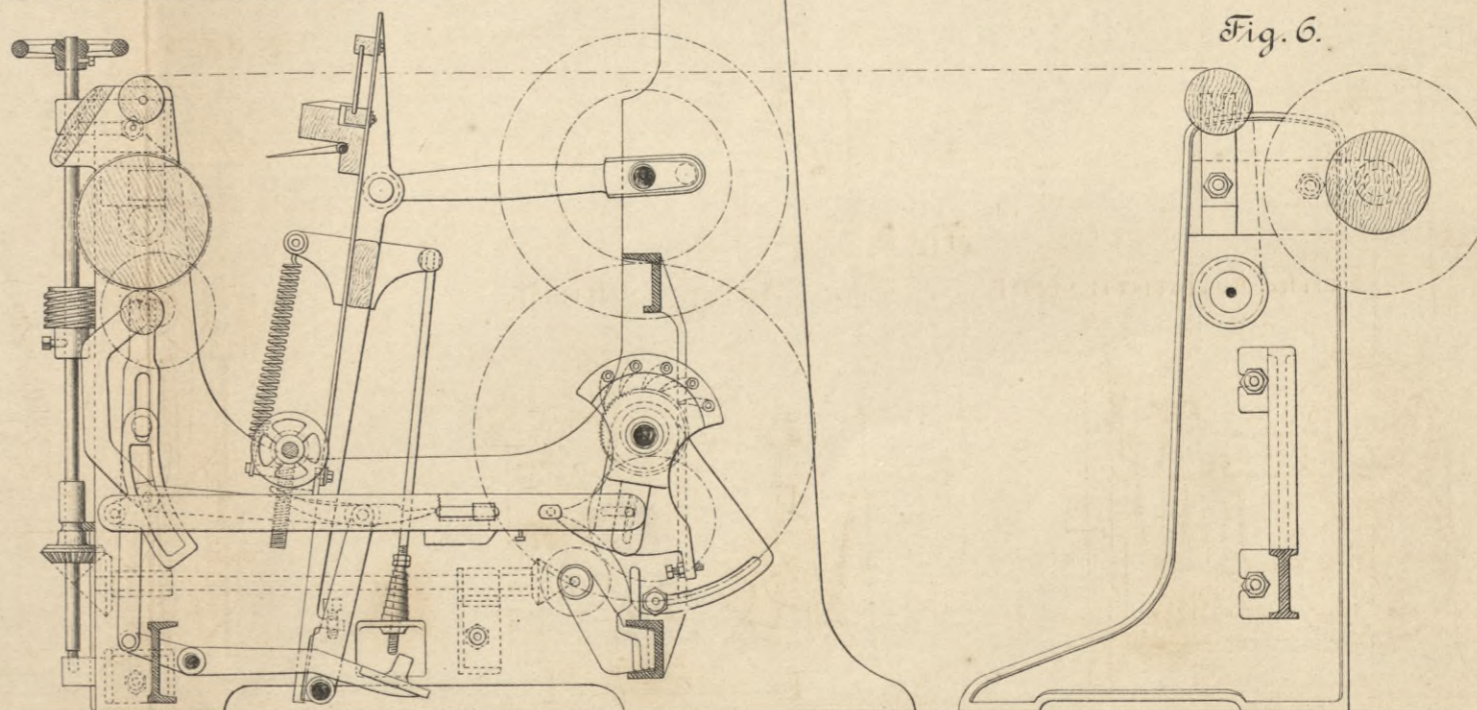
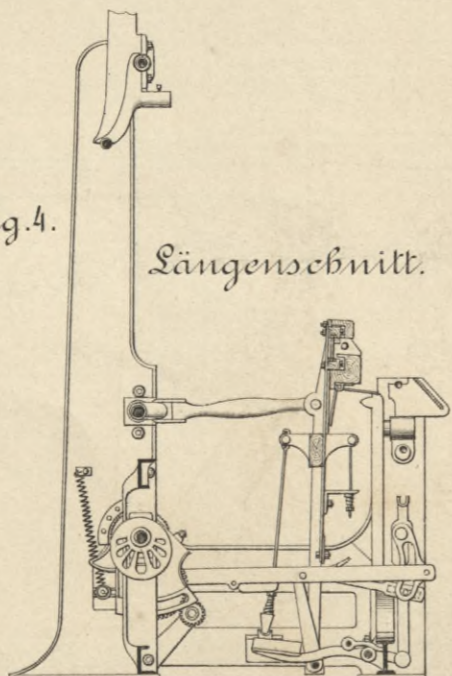
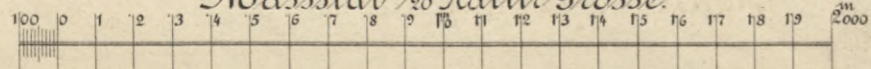


Fig. 4.

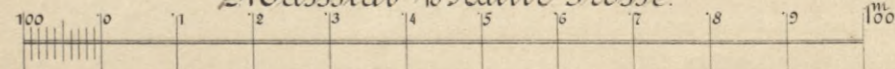
Längenschnitt.



Maassstab $\frac{1}{20}$ Natur Grösse.



Maassstab $\frac{1}{10}$ Natur Grösse.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

Seidenwebstuhl mit Unterschlag à sabre.

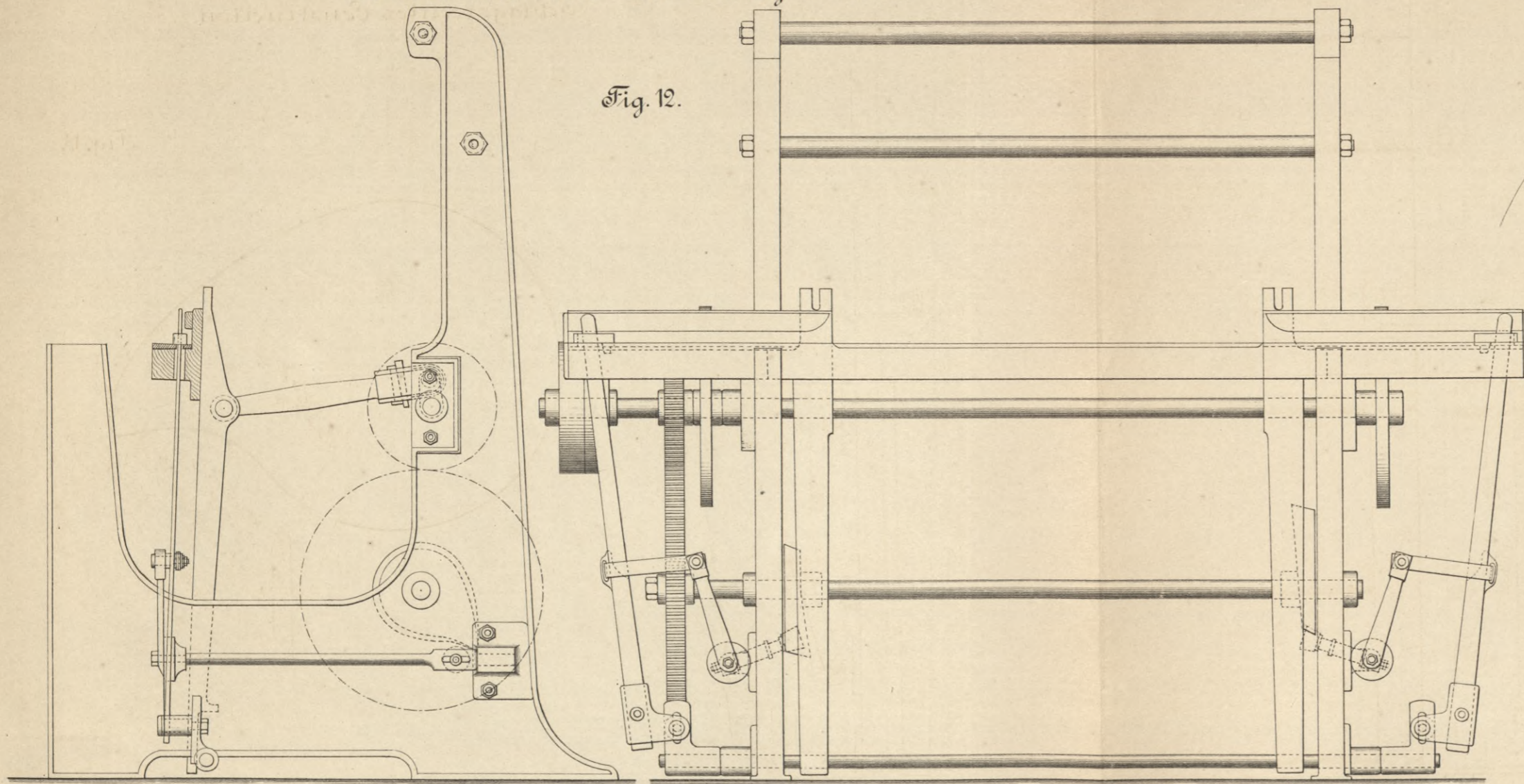


Fig. 12.

Schlagexcenter Construction.

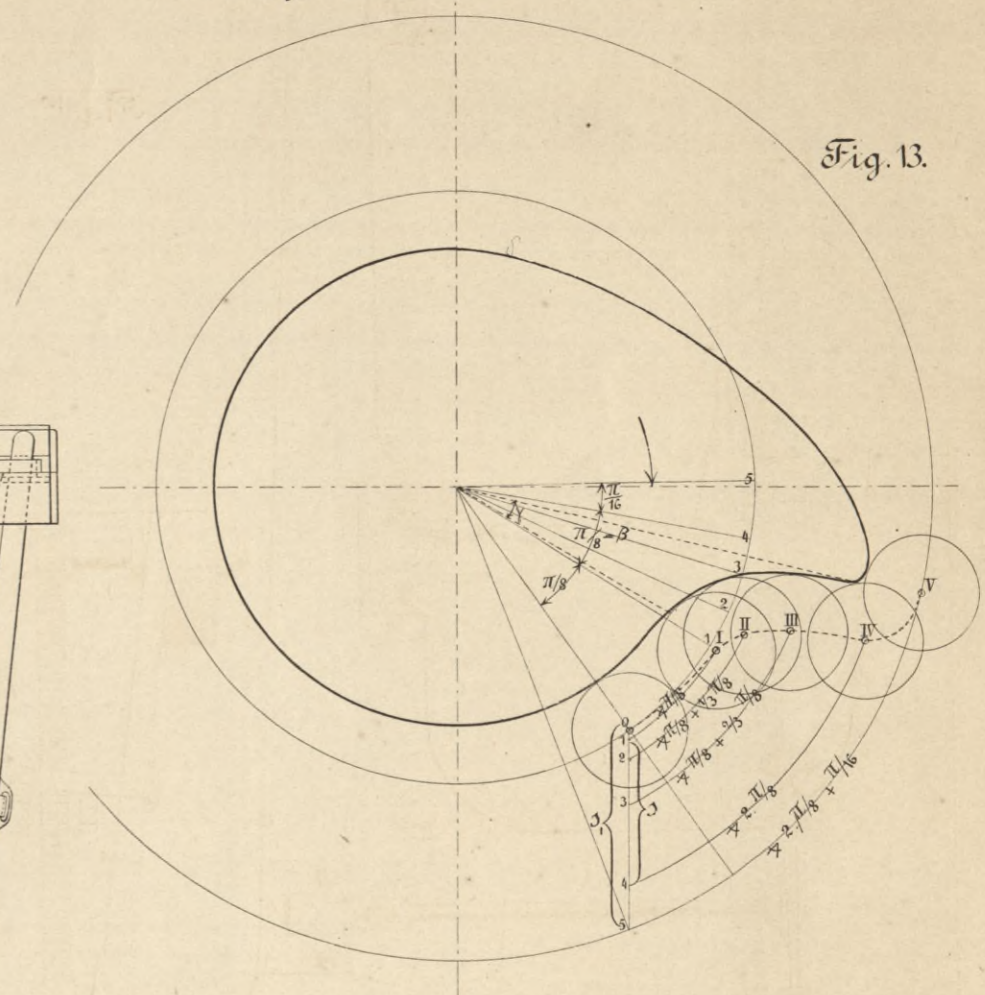
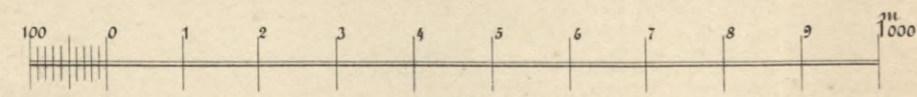


Fig. 13.



Maassstab 1/2 Natur Grösse.

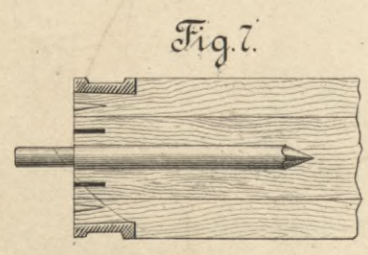


Fig. 7.

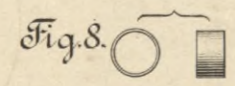


Fig. 8.

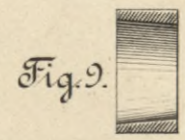


Fig. 9.

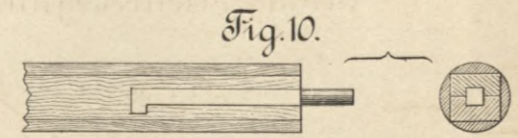


Fig. 10.

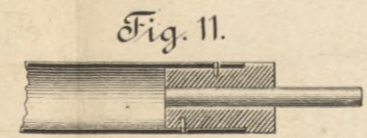


Fig. 11.

Diagramm der Schlagrollenbewegung.

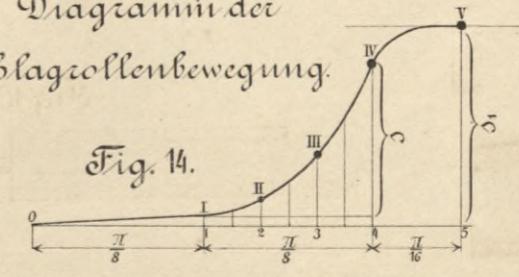
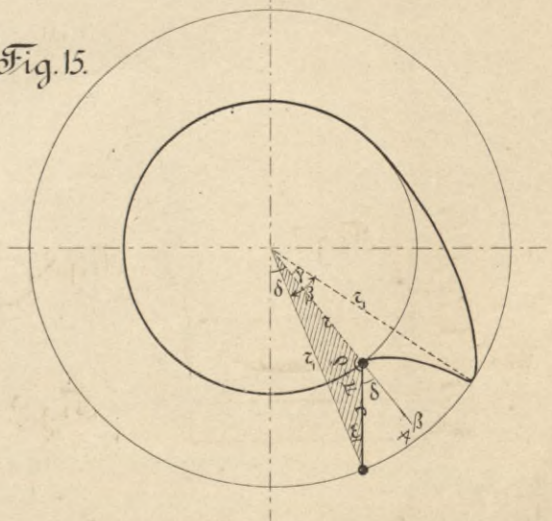


Fig. 14.

Fig. 15.



BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA
KRAKÓW

S. 61

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

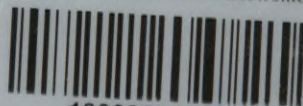


33350

L. inw.

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52. 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000305688