

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000305774

xx  
679





17950



VIII. 9. 218.

III 33680

# Die Wirkungsgrade von Schnecken-, Schrauben- und Stirnrädergetrieben

bei Benutzung zu Kraftübertragungen

nach Versuchen von Wm. Sellers & Co. und von Professor Thurston.

26/3

Von B. Salomon, Königlicher Regierungs-Baumeister und Privatdocent in Aachen.

(Sonderabdruck aus der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure, Band XXXI, Seite 451.)

Bei Kraftübertragungen durch Rädergetriebe entsteht infolge der Zahnreibung ein Effektverlust, dessen Größe nach bekannten theoretischen Ermittlungen<sup>1)</sup> aufser von den Reibungskoeffizienten von der Dauer des Zahngriffes abhängt und mit wachsender Zähnezah abnimmt; bei Schrauben- und Schneckenrädern kommt hierzu noch die mit zunehmender Steigung sich verringernde Gewindereibung, und schliesslich ist in allen Fällen noch die Zapfenreibung der Getriebeachsen zu berücksichtigen. Bei den Schrauben- und Schneckenrädern beansprucht hierbei die Reibung in den End- oder Stützlagern nicht unwesentliche Arbeit. Schrauben ohne Ende und Schneckenräder werden bekanntlich besonders dann benutzt, wenn man in einfacher Weise eine große Geschwindigkeitsübersetzung in's langsame erzielen, sowie wenn man ein selbstsperrendes Getriebe herstellen will, d. h. ein solches, dessen Rücklauf unter Einwirkung einer Last verhindert werden soll. Im letzteren Falle entspricht es bei Annahme der üblichen Reibungskoeffizienten den theoretischen Ermittlungen, dass — ganz abgesehen von den Zapfenreibungen — ein größerer Wirkungsgrad als 50 pCt. nicht zu erzielen ist, und auch dieser erst, wenn man die Teilung gleich dem Halbmesser der Schnecke macht. Hierbei wird übrigens meistens nicht berücksichtigt, dass die Reibung der Bewegung wesentlich kleiner als diejenige der Ruhe ist, und dass daher, ist das Getriebe einmal in Bewegung gesetzt, sehr wohl ein größerer Effekt erreicht werden kann, ohne dass ersteres die Eigenschaft der Selbsthemmung für die rückläufige Bewegung verliert.

Es scheint jedoch, dass auch noch andere Verhältnisse auf den Wirkungsgrad dieser und aller Rädergetriebe einwirken. Um hierüber Klarheit zu erhalten, wurden von der Firma Wm. Sellers & Cie. in Philadelphia umfassende Versuche angestellt<sup>2)</sup>, welche wenig bekannt zu sein scheinen, obgleich ihre Ergebnisse wohl beachtenswert sind. Die Ausführung der Versuche erfolgte in der Weise, dass eine vermittelst eines Durchgangs-Dynamometers gemessene Arbeit in das zu untersuchende Rädergetriebe eingeleitet und die von letzte-

rem wieder abgegebene Arbeit durch eine Bremse bestimmt wurde.

Die Vorrichtung ist in Textfig. 1 dargestellt. Das benutzte Dynamometer ist ein Zahndruckdynamometer, welches durch Riemenübertragung von einer besonderen Dampfmaschine, deren Geschwindigkeit innerhalb gewisser Grenzen beliebig geregelt werden kann, betrieben wird. Das die Arbeit zuerst empfangende Zahnrad  $R_1$  ist mit der Achse der Antriebscheibe fest gelagert und giebt seine Bewegung an ein zweites gleich großes Rad  $R_2$  ab, dessen Achse in einem U-förmigen Rahmen liegt, welcher einerseits um Gelenke kleine Schwingungen ausführen kann und andererseits mit einer Schneide auf einer Wage zur Bestimmung des Zahndruckes aufruhrt; in unmittelbarer Verlängerung der Achse von  $R_2$  und unter Einschaltung von zwei Universalgelenken mit ihr verbunden liegt die erste Achse des zu untersuchenden Getriebes.

Bei den sonst gebräuchlichen Dynamometern sind deren Eigenwiderstände in den beobachteten Raddrücken mitenthalten und deshalb schätzungsweise, d. h. unter Annahme bestimmter Reibungskoeffizienten, abzuziehen, um die wirklich übertragene Arbeit zu erhalten; bei dem vorliegenden Dynamometer ist dies in sinnreicher Weise dadurch vermieden, dass die Schwingungsachse des Rahmens, in welchem  $R_2$  liegt, genau in die Berührungsebene der Teilkreise von  $R_1$  und  $R_2$  fällt, so dass der Anteil des Zahndruckes, welcher zur Ueberwindung der Reibungswiderstände erforderlich ist, unmittelbar von der Schwingungsachse aufgenommen wird. Dass dies thatsächlich der Fall, erkennt man in folgender Weise: Wenn  $R_2$  mit dem Rahmen aus einem Stücke bestände und in ihm nicht drehbar wäre, so würde jeder in der Richtung  $a b$  wirkende Druck unmittelbar von den Gelenken des Rahmens aufgenommen; der Zapfenreibungswiderstand von  $R_2$  kann als teilweise Befestigung des Rades in dem Rahmen aufgefasst werden, und es wird daher auch der diesem Widerstande entsprechende Zahndruck auf die Gelenke übertragen. Versuche, bei welchen der Reibungswiderstand in den Zapfen von  $R_2$  beliebig verändert wurde, ergaben die Richtigkeit der Vorrichtung, indem durch Veränderung der Zapfendrucke allein die Ablesung des Dynamometers nicht beeinflusst wurde. Die Belastungen der Wage entsprechen demnach den im Verhältnisse des Halbmessers von  $R_2$  zur Länge des Rahmens verkleinerten Zahndrücken, welche zur Ueberwindung sämtlicher Widerstände in dem zu untersuchenden Getriebe erforderlich sind.

Das treibende Rad dieses Getriebes liegt in einem ver-

<sup>1)</sup> s. u. a. F. Reuleaux: Der Konstrukteur III. Aufl. S. 428 u. f. Weisbach-Herrmann III. 1. Die Zwischenmaschinen 2. Auflage S. 389 u. f., S. 645 u. f.

<sup>2)</sup> Wilfred Lewis: Experiments on the Transmission of Power by Gearing. Journal of the Franklin Institute 1886, Vol. CXXI No. 726 S. 439 u. f. aus: Transactions of the American Society of Mech. Eng. Vol. VII.

26.8.

Akc. Nr.

5018/50

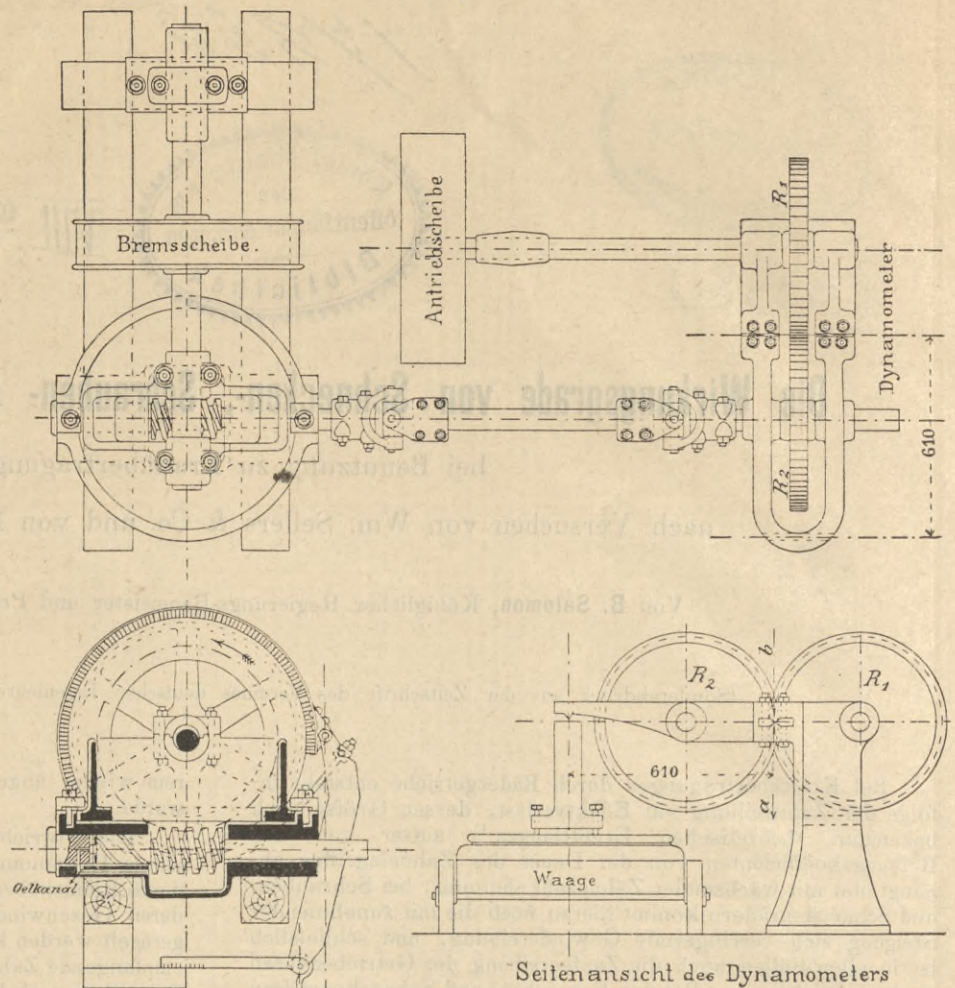
679

hältnismäßig großen Kasten, der zugleich als Schmierbehälter dienend mit Öl gefüllt ist, um eine übermäßige Erhitzung des Getriebes zu verhindern; die Achse des getriebenen Schnecken- oder Stirnrades ruht in Lagern, welche auf einer kleinen Drehscheibe befestigt sind und vermittels dieser so verstellt werden können, dass diese Achse zur ersten Getriebeachse senkrecht — für Schneckengetriebe, — oder gleichgerichtet — für Stirnräder, — oder für Schraubenräder unter einem beliebigen Winkel eingestellt werden kann. Die auf der zweiten Getriebeachse befestigte Bremse ist, wie aus dem Querschnitt erkennbar, eine sich selbstregelnde Bandbremse; die Entfernung  $l$  der Belastung  $Q$  an dem unteren Ende des gekrümmten Gewichtshebels von dem Mittelpunkt der Bremsscheibe wird an einer mit Teilungen von  $\frac{1}{16}$ " engl. versehenen Stange, welche vor einer festen Marke spielt, abgelesen. Das Bremsband war ursprünglich mit Holzklötzen, welche mit den Hirnflächen an der Scheibe rieben, besetzt; trotz sorgfältiger Schmierung und Kühlung geriet hierbei die Belastungschale in solch starke Schwingungen, dass die ganze Vorrichtung zeitweise gefährdet erschien, jedenfalls aber die Ablesungen ungenau wurden. Durch Bekleiden des Holzes mit Lederstreifen, welche durch mäßiges Schmieren stets fettig erhalten wurden, gelang es, die Schwankungen fast gänzlich zu beseitigen. Sie sind zum größten Teil den stets wechselnden Reibungskoeffizienten zwischen Holz und Eisen zuzuschreiben, welche, wenn man zeitweise ein annäherndes Festbremsen voraussetzt, annähernd zwischen den weit auseinander liegenden Koeffizienten für die Reibung der Ruhe und derjenigen der Bewegung schwanken; bei nassem oder fettigem Leder sind diese Koeffizienten nur wenig von einander verschieden.

Mit dieser Vorrichtung wurden im ganzen ungefähr 800 Einzelversuche ausgeführt; die Belastung  $Q$  der Bremse wurde dabei in den weiten Grenzen von 256 Pfd. engl. = 116 kg bis zu 4000 Pfd. = 1800 kg verändert, während die Anzahl der minütlichen Umdrehungen der Schneckenwelle von 3 bis zu 880 betrug. Zu den Rädern wurde nur Gusseisen benutzt, und, um Vergleiche der einzelnen Getriebe unter einander zu erleichtern, wurden die Räder bezw. die Schnecken und Ritzel möglichst in denselben Abmessungen hergestellt. Mit jedem Getriebe wurden Versuchsreihen in der Weise ausgeführt, dass zuerst die Bremse mit einem bestimmten Gewichte belastet und alsdann die Vorrichtung mit allmählich zu verändernder Geschwindigkeit in Bewegung gesetzt wurde; bei bestimmten Geschwindigkeiten wurden möglichst gleichzeitig die Belastungen des Dynamometers und die Entfernung  $l$  des Bremsgewichtes  $Q$  von der Mitte der Scheibe sowie an einem eingetauchten Thermometer die Temperatur des Ölbad abgelesen. Der Unterschied zwischen den durch das Dynamometer und die Bremse angezeigten Arbeiten entsprach alsdann der Reibungsarbeit des Getriebes einschließlich sämtlicher Zapfenreibungen, während das Verhältnis der beiden Arbeiten zu einander als Wirkungsgrad des Getriebes zu betrachten ist.

Es war vorauszusehen, dass die ersten Versuchsreihen wesentliche Abweichungen von einander zeigen würden, bis sich ergab, welche Verhältnisse auf den Wirkungsgrad der Getriebe und auf die Versuche selbst von Einfluss sind; es zeigen infolge dessen die späteren Versuchsreihen einen viel gleichmäßigeren und glatteren Verlauf als die ersten. Zu den Versuchen wurden benutzt:

Fig. 1.



Seitenansicht des Dynamometers

1. Zwei gegossene doppelgängige Schnecken von 4" engl. (101,6 mm) Dmr., 3" engl. (76,2 mm) Teilung, und 13° 51' Steigungswinkel, in Eingriff mit einem 39zähligen Schneckenrade von 18,62" engl. (473 mm) Dmr. und 1 1/2" engl. (38,1 mm) Teilung.

Der achsiale Druck wurde bei der einen Schnecke durch einen ringförmigen Vorsprung des Lagers, gegen welchen sich die Schnecke unmittelbar stützte, aufgenommen, bei der zweiten Schnecke durch ein Endspurlager. Das letztere war in der Weise konstruiert, dass zwischen einem gehärteten Stahlzapfen und eine ebenfalls gehärtete ebene Stahlpfanne eine lose Scheibe aus harter Bronze eingelegt wurde; die Schmierung erfolgte ununterbrochen aus dem Ölbad, in welchem die Schnecke lief. Bei dieser Anordnung ergaben sich auch bei hohen Geschwindigkeiten keinerlei Anstände, während bei der ursprünglichen Ausführung, bei welcher der Stahlzapfen unmittelbar auf der Spurpfanne lief, beständige Gefahr des Anfressens vorhanden war.

2. Eine gegossene und eine geschnittene eingängige Schnecke von 4" engl. (101,6 mm) Teilrissdmr., 1 1/2" engl. (38,1 mm) Teilung und 6° 49' Steigungswinkel, in Eingriff mit demselben Schneckenrade wie bei 1; die achsialen Drucke wurden durch Endspurzapfen aufgenommen.

3. Ein einzähliges Schraubenrad von 4" engl. Dmr., 1,511" engl. Teilung und 6° 51' Steigungswinkel,  
 ein zweizähliges Schraubenrad von 4" engl. Dmr., 3,086" engl. Teilung und 13° 49' Steigungswinkel,  
 ein vierzähliges Schraubenrad von 4" engl. Dmr., 6,828" engl. Teilung und 28° 31' Steigungswinkel,  
 ein sechszähliges Schraubenrad von 4" engl. Dmr., 12,894" engl. Teilung und 45° 44' Steigungswinkel, sämtlich in Eingriff mit einem Stirnrade von 18,62" engl. Dmr., 39

Zähnen,  $1\frac{1}{2}$ " engl. Teilung. Die Achse des Stirnrades wurde jedesmal entsprechend dem Steigungswinkel der Schraubenräder gegen deren Achse geneigt eingestellt; die achsialen Drucke der letzteren wurden durch Endspurlager aufgenommen.

4. Ein zwölfzahniges Stirnrad von  $5,73$ " Dmr.,  $1\frac{1}{2}$ " Teilung, in Eingriff mit einem 39zahnigen Stirnrad von  $18,62$ " Dmr. und  $1\frac{1}{2}$ " Teilung.

Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Fig. 1 bis 9 auf Textblatt 11 dargestellt, indem die gefundenen Wirkungsgrade als Ordinaten und die Logarithmen der zugehörigen Umdrehungszahlen der Schnecken bzw. der Schraubenräder als Abscissen aufgetragen sind; für die Umdrehungszahlen ist diese Art der Darstellung gewählt, da die Zuwachse der Wirkungsgrade annähernd proportional den Zuwachsen der Logarithmen der Umdrehungszahlen sind. In den Figuren stellen die dünnen gebrochenen Linienzüge die einzelnen Versuchsreihen bei verschiedenen Belastungen dar; die stark punktierten gebrochenen Linienzüge sind deren genaue Mittelwerte, und die stark ausgezogenen geben den allgemeinen Verlauf der Mittelwerte an.

Die ersten 114 Versuche wurden mit der doppelgängigen gegossenen Schnecke, welche sich gegen einen ringförmigen Vorsprung des Lagers stützte, ausgeführt (Fig. 1). Der größere Teil derselben wurde bei Umdrehungszahlen von 3 bis zu 70 in der Minute vorgenommen, während bei größeren Umdrehungszahlen bis zu 790 in der Minute nur wenige Versuche infolge plötzlichen Bruches der Schnecke stattfanden. Das

Gewinde der Schnecke war fast vollständig weggefressen, während die Zähne des Schneckenrades nicht angegriffen waren. Es zeigte sich gleich zu Anfang der Versuche, dass, wie aus der graphischen Darstellung erkennbar, der Wirkungsgrad bei jeder Belastung mit zunehmender Geschwindigkeit stieg, und zwar so lange, wie die aneinander reibenden Oberflächen unverändert blieben; sobald diese durch die Reibung angegriffen wurden, sank der Wirkungsgrad plötzlich, was durch eine plötzlich vergrößerte Anzeige des Dynamometers erkennbar wurde; er stieg jedoch alsdann auch wieder mit zunehmender Geschwindigkeit. Bei diesen ersten Versuchsreihen wurde nur dahin gestrebt, den Einfluss der Geschwindigkeiten festzustellen, ohne dabei in der Veränderung der Geschwindigkeiten und Belastungen nach bestimmten Grundsätzen zu verfahren. Mit dem zweiten Getriebe, einer eingängigen gegossenen Schnecke mit Endspurlager, wurde nun zunächst versucht, die Geschwindigkeiten und Drucke festzustellen, bei welchen die Gefahr des Anfressens der Oberflächen vermieden wurde, und es fand sich, dass im allgemeinen bei geringen Geschwindigkeiten und großen Zahndrucken sowie bei hohen Geschwindigkeiten und geringen Zahndrucken die besten Wirkungsgrade sich ergaben; dies schien ursprünglich darauf hinzudeuten, dass eine obere Grenze des Produktes aus Geschwindigkeit und Druck vorhanden sei, bei welcher noch keine Zerstörung der Zahnflächen eintritt. Es ergab sich, dass u. a. unter folgenden Verhältnissen die Zähne innerhalb einer Versuchsdauer von je 10 Minuten angegriffen wurden:

Laufende Nummer	Geschwindigkeit der treibenden Schnecke im Teilkreis m in der Minute	Achsialer Zahndruck kg	Temperatur C. <sup>o</sup> des Oelbades		Wirkungsgrad		Dauer des Versuches Min.	Durch Reibung verzehrte Arbeit, ehe das Anfressen begann mkg in der Minute.
			Anfang	Ende	Anfang	Ende		
1	244	812	41 <sup>o</sup>	60 <sup>o</sup>	0,609	0,387	6	16 260
2	268	807	47 <sup>o</sup>	55 <sup>o</sup>	0,607	0,462	3	17 880
3	268	547	59 <sup>o</sup>	65 <sup>o</sup>	0,575	0,360	3	13 410
4	244	203	47 <sup>o</sup>	56 <sup>o</sup>	0,594	0,445	10	4 065
5	146	1280	62 <sup>o</sup>	75 <sup>o</sup>	0,591	0,450	7	16 290
6	122	1580	76 <sup>o</sup>	81,5 <sup>o</sup>	0,639	0,415	3	13 590
7	110	2194	59 <sup>o</sup>	75 <sup>o</sup>	0,641	0,473	6	16 920
8	93	2521	72,5 <sup>o</sup>	83 <sup>o</sup>	0,677	0,677	10	14 100

Bei dem letzten Versuche, No. 8, wurden die Zahnflächen innerhalb 10 Minuten nicht angegriffen, wie der unveränderte Wirkungsgrad erkennen lässt. Aus dieser Aufstellung geht hervor, dass obige Voraussetzung nicht ganz zutreffend ist, sowie dass die Gefahr der Zerstörung der Zahnflächen nicht allein von der absoluten Größe der Reibungsarbeit abhängt; vielmehr sind die einzelnen Faktoren, aus welchen sich diese Arbeit zusammensetzt, und vor allem die Geschwindigkeit, von größtem Einflusse. Außerdem scheinen die Temperatur des Oelbades und die Dauer des Versuches eine, jedoch nicht klar erkennbare, Bedeutung zu haben, und schliesslich ist naturgemäss der ursprüngliche Zustand der Oberflächen von Wichtigkeit. In erster Linie sind jedoch hohe Geschwindigkeiten, und zwar solche von über 90<sup>m</sup> in der Minute oder 1,5<sup>m</sup> in der Sekunde, zu vermeiden; als noch besser erzieht sich aus den späteren Versuchen, die Gleitungsgeschwindigkeit nicht über 1<sup>m</sup> in der Sekunde anzunehmen.

Die in Fig. 2 Textblatt 11 dargestellten Ergebnisse trennen sich deutlich in zwei Gruppen, deren jede steigende Wirkungsgrade mit zunehmenden Geschwindigkeiten zeigt; die geringeren Wirkungsgrade der einen Gruppe sind dem durch Anfressen veränderten Zustande der Zahnflächen zuzuschreiben. Dieselbe Erscheinung zeigt sich bei den in Fig. 3 Textblatt 11 dargestellten Ergebnissen des dritten untersuchten Getriebes, der gegossenen doppelgängigen Schnecke mit Endspurlager, bei welchem der linksseitige Tragzapfen und dessen Lager angegriffen wurden, sowie bei den Getrieben, deren Ergebnisse in Fig. 4 und Fig. 6 Textblatt 11 dargestellt sind. Bei diesen letzteren wird jedoch die Unterbrechung in dem regelmässigen

Verlaufe der Kurve der Wirkungsgrade dem Umstande zugeschrieben, dass man es versäumt hatte, die Getriebe bei jedem Versuche sich zuerst etwas einlaufen zu lassen, was sich bei den vorangegangenen Versuchen als zweckmässig erwiesen hatte, um gleichförmige Ergebnisse zu erhalten, und was bei nicht geschnittenen Schraubenrädern und Schnecken auch jedenfalls erforderlich ist. Bei den letzten durch Fig. 4 veranschaulichten Versuchen mit einer geschnittenen eingängigen Schnecke wurden hohe Geschwindigkeiten ganz vermieden; auch wurde die Reihenfolge der Versuche in geregelter Weise vorgenommen, sodass diese Versuchsreihen als die richtigsten unter den mit Schnecken und Schneckenrädern bezeichnet werden können. Für Geschwindigkeiten bis zu 100 Umdr. i. d. Min. stimmen übrigens die mittleren Wirkungsgrade mit den in Fig. 2 dargestellten gut überein und zeigen nur grösste Unterschiede von 3 bis 4 pCt. Sie wachsen von ungefähr 47 pCt. bei 8 bis 9 Min.-Umdr. oder 2,5<sup>m</sup> Gleitungsgeschw. i. d. Min. auf etwa 70 pCt. bei 200 Min.-Umdr. oder 60<sup>m</sup> Gleitungsgeschw. i. d. Min. Die beiden doppelgängigen Schnecken zeigen eine geringere Übereinstimmung; die Unterschiede betragen 5 bis 9 pCt.; die hier erreichten Wirkungsgrade steigen von 50 bis 55 pCt. bei 3 bis 4 Min.-Umdr. oder 1<sup>m</sup> Gleitungsgeschw. i. d. Min. auf ungefähr 74 pCt. bei 200 Min.-Umdr. oder 60<sup>m</sup> Gleitungsgeschw. i. d. Min.

Die Ergebnisse der mit den Schraubenrädern angestellten Versuche sind in den Fig. 5 bis 8 auf Textblatt 11 dargestellt und zeigen denselben allgemeinen Verlauf wie bei den vorhergehenden Versuchen; die Unterschiede zwischen den für jedes Getriebe gefundenen Einzelwerten sind jedoch viel

geringer und betragen in Fig. 5, 7 und 8 durchschnittlich nur 5 bis 7 pCt. gegen ungefähr 10 pCt. bei den Schneckenrädern. Nur bei dem einzahnigen Schraubenrade (Fig. 6) ist aus der früher erwähnten Ursache ein Sprung in den Ergebnissen vorhanden; bei sorgfältigerer Ausführung würde die Wirkungsgradkurve voraussichtlich den — · — · gezeichneten Verlauf genommen haben, wie auch einzelne Versuche andeuten. Bei allen 4 Schraubenrädern weisen die Ergebnisse darauf hin, dass größere Gleitungsgeschwindigkeiten als ungefähr 60<sup>m</sup> i. d. Min., entsprechend je nach den verschiedenen Steigungswinkeln 200 bis 250 Min.-Umdr., zu vermeiden sind, da die Wirkungsgradkurven für größere Geschwindigkeiten wieder zu fallen beginnen, anstatt weiter zu steigen. Die erreichten mittleren Wirkungsgrade steigen:

bei dem einzahnigen Schraubenrade von etwa 50 pCt. bei 7 bis 8 Min.-Umdr. auf 76 pCt. bei 200 Umdr.;

bei dem zweizahnigen Schraubenrade von etwa 66 pCt. bei 7 bis 8 Umdr. auf 89 pCt. bei 200 Umdr.;

bei dem vierzahnigen Schraubenrade von 75 pCt. bei 8 Umdr. auf 92 pCt. bei 200 Umdr. und

bei dem sechszahnigen Schraubenrade von 85 pCt. bei 8 Umdr. auf 95 pCt. bei 200 Umdr.

Die Ergebnisse des untersuchten Stirnräderpaares zeigt Fig. 9 Textblatt 11; die Wirkungsgrade steigen hier sogar von ungefähr 87 pCt. auf 98,5 pCt.

Unabhängig von diesen Versuchen wurden von Prof. R. H. Thurston auf Veranlassung der Yale and Towne Manufacturing Company ähnliche Untersuchungen mit einem Schneckenradgetriebe angestellt<sup>1)</sup>, einmal, um die Wirkungsgrade bei verschiedenen Geschwindigkeiten zu finden, und außerdem, um den Einfluss verschiedener Spurlager festzustellen. Zu den Versuchen wurde ein gusseisernes Schneckenrad von 15<sup>15</sup>/<sub>16</sub> engl. (405<sup>mm</sup>) Dmr. mit 50 geschnittenen Zähnen von 1" engl. Teilung und 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" engl. Zahnlänge und eine geschnittene doppelgängige gusseiserne Schnecke von 6,1" engl. Teilrissdmr. benutzt. Die Anordnung des Getriebes und der Versuchsvorrichtung war ähnlich wie bei den vorhergehenden Versuchen, indem die in das Getriebe eingeleitete Arbeit durch ein Dynamometer und die erhaltene Nutzarbeit durch einen Prony'schen Zaum gemessen wurde; in welcher Weise die Schmierung erfolgte, ist aus den Mitteilungen nicht ersichtlich. Bei den ersten Versuchsreihen wurden die achsialen Drucke durch einen Ring von 1" engl. Breite und 2<sup>1</sup>/<sub>2</sub>" engl. mittl. Dmr. aufgenommen. Die an das Getriebe abgegebene Arbeit betrug von 1/5 Pfkr. bis zu 4<sup>1</sup>/<sub>7</sub> Pfkr. bei 41 bis 339 Min.-Umdr. der Schnecke, entsprechend Gleitungsgeschwindigkeiten der reibenden Flächen von ungefähr 65' = 20<sup>m</sup> bis zu 540' = 165<sup>m</sup> i. d. Min. Es ergab sich auch hier, dass der Wirkungsgrad mit zunehmender Geschwindigkeit bis zu einem bestimmten Höchstwerte steigt und alsdann wieder abnimmt; der letztere wurde in merkwürdiger Uebereinstimmung mit den Sellers'schen Versuchen bei Gleitungsgeschw. von ungefähr 240' engl. = 73<sup>m</sup> bis zu 300' engl. = 91,5<sup>m</sup> i. d. Min., entsprechend etwa 140 bis 180 Umdr. der Schnecke, gefunden. Die erreichten Wirkungsgrade blieben jedoch weit hinter den Sellers'schen zurück und stiegen nur von 36 pCt. bei 50 Min.-Umdr. der Schnecke bis auf 43 bis 45 pCt. bei obigen Geschwindigkeiten, um bei 300 Min.-Umdr. wieder bis auf 38 pCt. zu sinken. Diese geringen Werte scheinen hier indessen nur durch das Ringlager herbeigeführt worden zu sein; es wurden deshalb statt des letzteren noch zwei verschiedene Spurlager verwendet. Bei dem einen lief ein gewölbter gehärteter Stahlzapfen in einer schwach gehöhlten gehärteten Stahlpfanne; das zweite Spurlager war ein Rollenlager, bestehend aus 12 konischen Rollen von 9/16" engl. mittl. Dmr., die zwischen zwei Ringen von 2<sup>3</sup>/<sub>4</sub>" engl. mittl. Dmr. lagen, deren einer sich gegen das Lagergehäuse stützte, während der andere unmittelbar den achsialen Druck der Schnecke aufnahm. In beiden Fällen stiegen die höchsten Wirkungsgrade der Getriebe auf über 60 pCt., waren also fast um die Hälfte größer als im vorhergehenden Falle. Bei geringen achsialen Drucken erwies sich dabei das Rollenlager als besser und dem gewöhnlichen Spurlager um 4 bis 5 pCt. überlegen,

während bei großen Drucken das letztere bessere Wirkungen ergab. Vermutlich tragen die kleinen Rollen bei starken Belastungen nicht gleichmäßig und erfahren an einzelnen Stellen Verdrückungen; es verdient daher diese weniger einfache Konstruktion keinen Vorzug.

Die Ergebnisse dieser sämtlichen Versuche, besonders diejenigen mit den Schrauben- und Schneckenrädern, erscheinen auf den ersten Hinblick überraschend und mit den gewöhnlichen Annahmen in Widerspruch befindlich; sie finden ihre Erklärung jedoch in der Annahme, die auch durch neuere Versuche über die Größe der Zapfenreibungskoeffizienten bestätigt wird, dass die Koeffizienten der gleitenden Reibung mit wachsenden Geschwindigkeiten bis zu gewissen Grenzen hin abnehmen. Von welchem Einflusse außerdem die Größe des spez. Druckes, die Temperatur und die Beschaffenheit des Schmiermittels, der Zustand der reibenden Oberfläche und bei hohen Belastungen die Dauer der Inanspruchnahme sowie andere Nebenumstände sind, ist noch nicht genügend aufgeklärt; es lassen diese Veränderlichen so viele Variationen zu, dass nur sehr umfassende Versuche den größeren oder geringeren Einfluss jeder einzelnen festzustellen vermögen.

Die Wirkungsgrade der vorbeschriebenen Versuche sind diejenigen der benutzten Getriebe einschliesslich der einzelnen Zapfen; da die Gleitungsgeschwindigkeiten der letzteren unter sich und von denjenigen der Zähne verschieden sind, auch die Schmierung der einzelnen Teile in ungleicher Weise erfolgte, so ist es nicht möglich, aus diesen Versuchen die Reibungskoeffizienten mit Hilfe bekannter Formeln genau zu berechnen. Aus einzelnen Versuchsreihen lassen sich jedoch mittlere Koeffizienten unter der Annahme bestimmen, dass sie für die einzelnen reibenden Flächen gleiche Größe haben, und dass die Reibungsarbeiten proportional den Flächendrucken und den Wegen in der Zeiteinheit sind. Bei dem zu den Sellers'schen Versuchen benutzten Stirnrädergetriebe beträgt nun bei einer ganzen Umdrehung des Ritzels der Weg des Zapfenreibungswiderstandes der treibenden Achse ungefähr 7,5" engl., derjenige der getriebenen Achse 3" und der Weg der Zahnreibung ebenfalls 3" engl.<sup>1)</sup>; für die treibende Achse ist der Zapfendruck gleich dem Zahndrucke, während der Zapfendruck der getriebenen Achse infolge der Bremsbelastung ungefähr das 1<sup>1</sup>/<sub>2</sub>fache des Zahndruckes ist. Die Reibungsarbeiten stehen daher in dem Verhältnisse: I. Zapfenreibung: II. Zapfenreibung: III. Zahnreibung = 7,5:4,5:3, oder es beträgt die Zahnreibung nur 20 pCt. der ganzen Reibungsarbeit. Unter der Annahme, dass bei den Schraubenrädern die Zapfenreibung ebenfalls 80 pCt. des ganzen Verlustes ausmacht — eine Annahme, die, wie a. a. O. ausdrücklich hervorgehoben, nur annähernd zutreffend ist —, sind nun nach bekannten Formeln aus den in Fig. 5, 7 und 8 dargestellten Wirkungskurven für verschiedene Geschwindigkeiten folgende mittlere Reibungskoeffizienten berechnet worden:

Umdrehungen des Schraubenrades i. d. Min.	Mittlerer Reibungs- koeffizient
3	0,095
5	0,088
10	0,074
20	0,059
50	0,038
100	0,026
200	0,020

Zu etwas anderen mittleren Werten gelangt man, wenn man die Reibungskoeffizienten unmittelbar aus den in Fig. 9 verzeichneten Wirkungsgraden unter der vorigen Annahme berechnet, dass die Zahnreibung 0,2 des ganzen Arbeitsverlustes ausmacht. Ist

<sup>1)</sup> H. R. Towne in: The Journal of the Franklin Institute 1886 Vol. CXXII No. 728 S. 97 u. f.

<sup>1)</sup> a. a. O. Seite 462.



$P$  der Zahndruck,  
 $r$  der Teilkreishalbmesser des treibenden Rades,  
 $s$  der Weg der Zahnreibung bei einer Umdrehung des letzteren,  
 $\varphi$  der Reibungskoeffizient,

so ist die bei einer Umdrehung geleistete Arbeit ohne Zahnreibung

$$A = P \cdot 2\pi r$$

und mit Berücksichtigung der Zahnreibung

$$A' = P \cdot 2\pi r + \varphi P s;$$

hieraus der Wirkungsgrad der Zahnräder

$$\eta = \frac{A}{A'} = \frac{P \cdot 2\pi r}{P \cdot 2\pi r + \varphi P s}$$

und

$$\varphi = \frac{2\pi r}{s} \cdot \frac{1-\eta}{\eta},$$

im vorliegenden Falle

$$\varphi = \frac{\pi \cdot 5,73}{3} \cdot \frac{1-\eta}{\eta} = 6 \cdot \frac{1-\eta}{\eta}.$$

Hiernach und mit den in Fig. 9 angegebenen Werten ergeben sich folgende Reibungskoeffizienten:

Min.-Umdrehungen des Ritzels	Wirkungsgrad des ganzen Getriebes nach Fig. 9	Wirkungsgrad der Zahnräder allein	Gleitgeschwindigkeit der Zähne m i. d. Min.	Reibungskoeffizient
3	0,893	0,9786	0,2286	0,1312
5	0,918	0,9836	0,3810	0,1000
10	0,940	0,9880	0,7620	0,0729
20	0,956	0,9932	1,5240	0,0411
50	0,975	0,9950	3,8100	0,0302
100	0,983	0,9966	7,6200	0,0205
200	0,985	0,9970	15,2400	0,0181

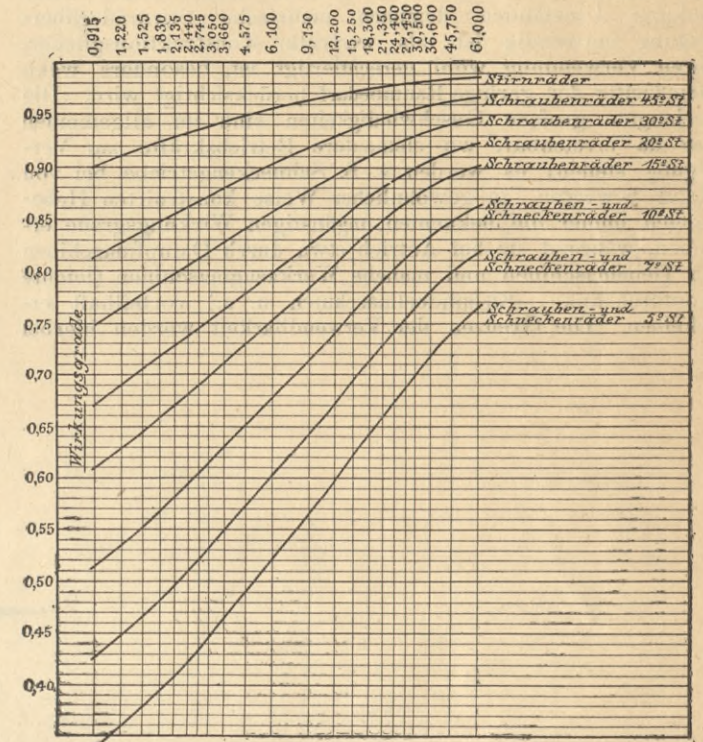
In Wirklichkeit werden die Koeffizienten der Zapfenreibung für die treibende Achse, besonders bei den großen Geschwindigkeiten, wesentlich kleiner und infolge dessen diejenigen für die getriebene Achse und für die Zahnreibung größer als die vorstehend verzeichneten gewesen sein; damit erreichen dann auch die Wirkungsgrade der Zahnräder nicht die vorstehenden hohen kaum wahrscheinlichen Werte. Bei 200 Umdr. beispielsweise ist die Umfangsgeschwindigkeit der treibenden Achse rund 38<sup>m</sup> i. d. Min. oder 0,63<sup>m</sup> i. d. Sek.; bei vollkommener Schmierung, wie sie im vorliegenden Falle vorhanden war, und bei 48° C. Temperatur des Oelbades, haben sich für diese Geschwindigkeit bei anderen neueren Versuchen Reibungskoeffizienten von nur 0,0025 ergeben<sup>1)</sup>, also nahezu 8mal kleinere als in vorstehenden Tabellen.

Mit den in der ersten Tabelle gegebenen Reibungskoeffizienten und unter der wieder nicht vollständig zutreffenden Annahme, dass für alle bei den Sellers'schen Versuchen benutzten Getriebe die Zapfenreibungsverluste und die Gleitgeschwindigkeiten der verschiedenen Schnecken und Schraubenräder unter sonst gleichen Verhältnissen auch gleiche Werte haben, sind a. a. O. die Wirkungsgrade der Getriebe für verschiedene Geschwindigkeiten, gemessen im Teilkreise der treibenden Räder, nach den üblichen Formeln berechnet worden. Sie sind in Textfigur 2 graphisch dargestellt; es ist dabei angenommen, dass die Wirkungsgrade der Schneckengetriebe gleich denjenigen der Schraubenräder von derselben Steigung sind, was nur für kleine Steigungswinkel annähernd stimmt. Die berechneten Werte, besonders diejenigen für die größeren Geschwindigkeiten, erscheinen sehr groß und sind für praktische Verhältnisse jedenfalls auch zu hoch, trotz ihrer näherungsweise Uebereinstimmung mit den durch die Versuche unmittelbar gefundenen. Theoretisch sind diese Wirkungsgrade bei Annahme obiger Reibungskoeffizienten zwar wohl möglich. Der Wirkungsgrad eines Schnecken-

getriebes beispielsweise ist, abgesehen von den Zapfenreibungen, ausgedrückt durch

Fig. 2.

Geschwindigkeit im Teilkreise des treibenden Rades; m in der Minute.



$$\eta = \frac{1 - \varphi \cdot \frac{t}{2\pi r}}{1 + \varphi \cdot \frac{2\pi r}{t}}$$

worin  $t$  die Teilung und  $r$  der Teilkreishalbmesser der Schnecke ist. Soll für  $t = 1,5''$  und  $r = 2''$ , entsprechend 6° 49' Steigungswinkel, ein Wirkungsgrad  $\eta = 0,75$  sich ergeben, so muss  $\varphi = 0,039$  sein, während bei  $\varphi = 0,02$  sich sogar  $\eta = 0,854$  ergibt; für die doppelgängige Schnecke von denselben Abmessungen ergibt sich  $\eta = 0,88$  für  $\varphi = 0,02$ . Ähnliches gilt für Schraubenräder.

Aus den besprochenen Versuchen lassen sich für Kraftübertragungen mittels Stirnräder wesentlich neue Folgerungen nicht ziehen; es mag nur darauf hingewiesen werden, dass bei unvollkommener Schmierung und kleinen Geschwindigkeiten, also großen Reibungskoeffizienten, die Zapfen meistens einen größeren Reibungsverlust herbeiführen werden als die Zahnreibung, was sich auch ohne Versuche rechnerisch nachweisen lässt; Veränderung der Uebersetzungsverhältnisse ist hierbei nicht von bedeutendem Einflusse, da bei vergrößerter Geschwindigkeit die Zapfenreibungskoeffizienten zwar geringer werden, die Wege jedoch in stärkerem Maße wachsen. Bei möglichst vollkommener Lagerung und Schmierung der Zapfen und Annahme genügender Gleitgeschwindigkeiten (0,5 bis 1<sup>m</sup> i. d. Sek.) für Zapfen und Zähne, welche letztere zweckmäßig ebenfalls gut zu schmieren sind, können indessen die gesamtten Arbeitsverluste auf sehr kleine Beträge — wenige Procente — heruntergezogen werden.

Etwas anders liegen die Verhältnisse bei Schraubenrädern und besonders bei Schneckenradgetrieben. Möglichst sorgfältige Lagerkonstruktion und Zapfenschmierung ist naturgemäß auch hier erforderlich, vor allem für die Spurzapfen, wie sich aus den Versuchen von Prof. Thurston ergibt. Die Hauptverluste entstehen jedoch immer durch die Zahn- und Gewindereibung, und um diese möglichst gering zu erhalten, ist neben vollkommenster Schmierung eine hinreichend große Gleitgeschwindigkeit, etwa 1<sup>m</sup> i. d. Sek., erforderlich, um geringe Reibungskoeffizienten zu erzielen. Bei den üblichen Verhältnissen von Schneckenhalbmesser zu

<sup>1)</sup> s. hierüber E. Müller: Neuere Versuche zur Bestimmung der Zapfenreibung Z. 1885 S. 834 u. f.

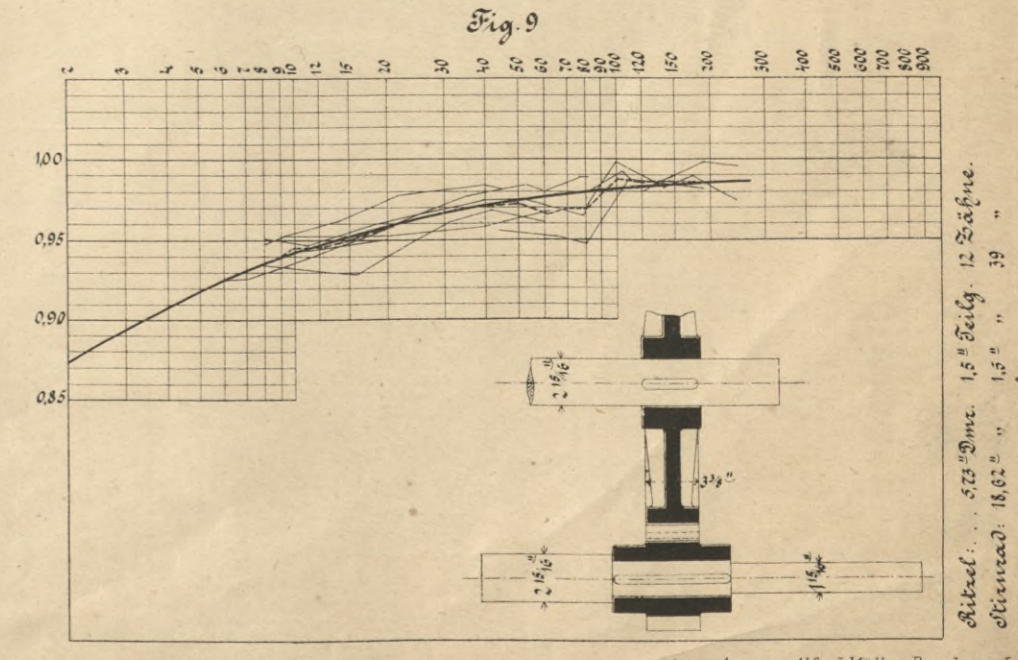
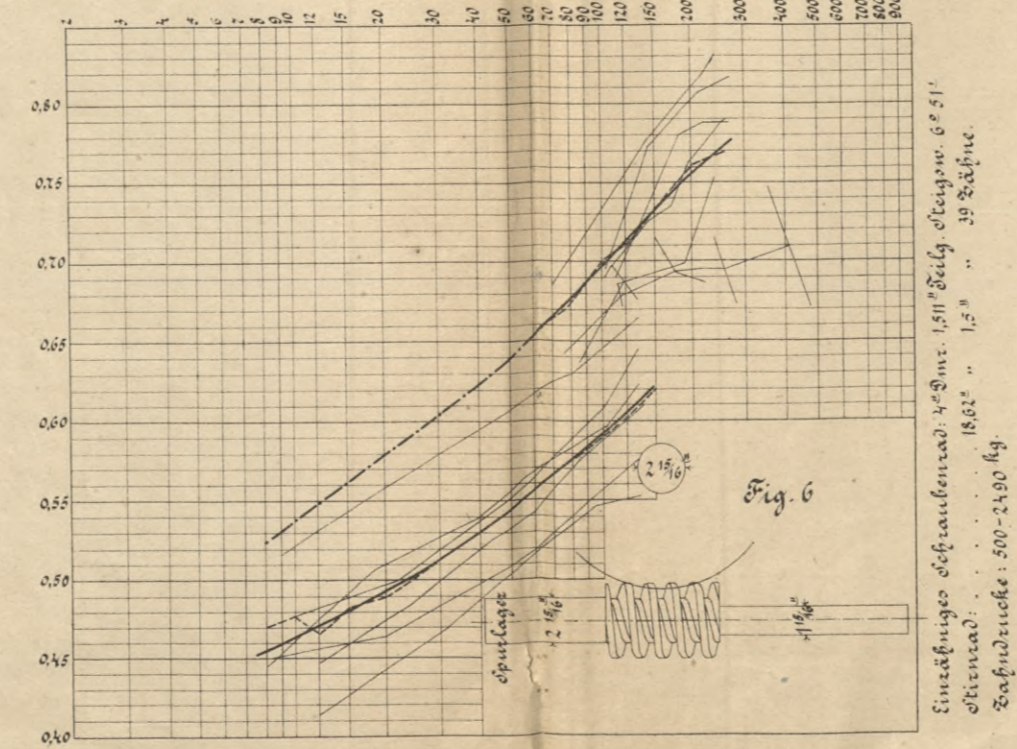
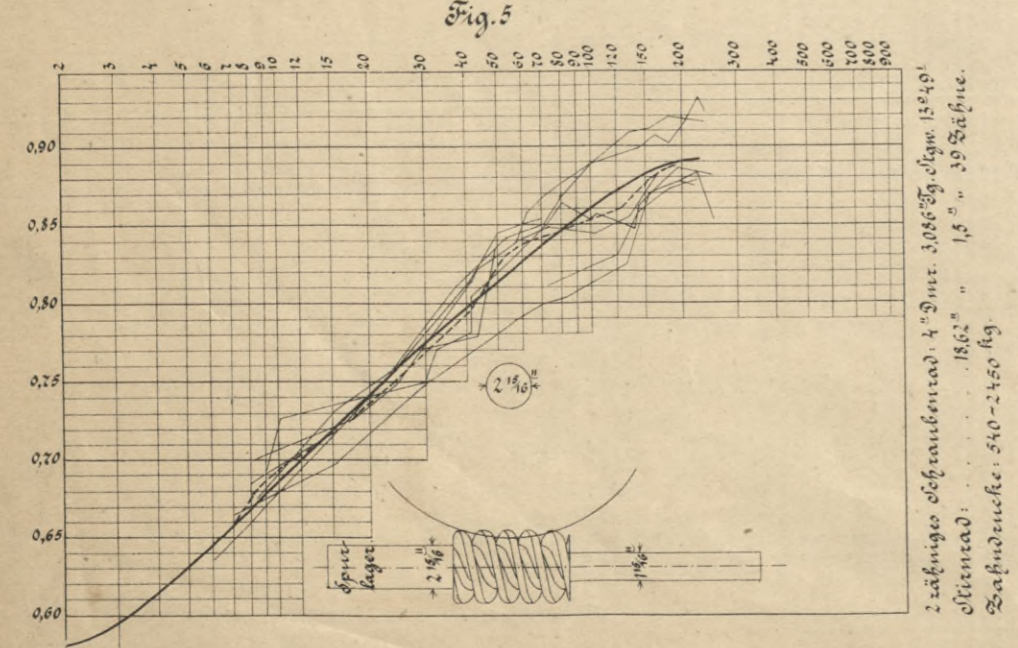
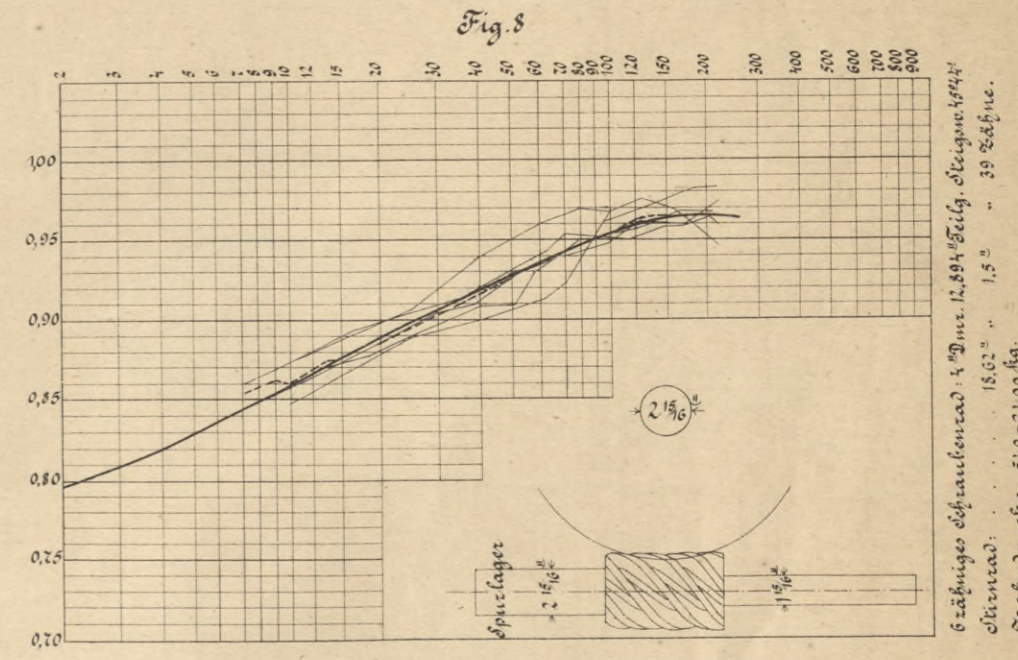
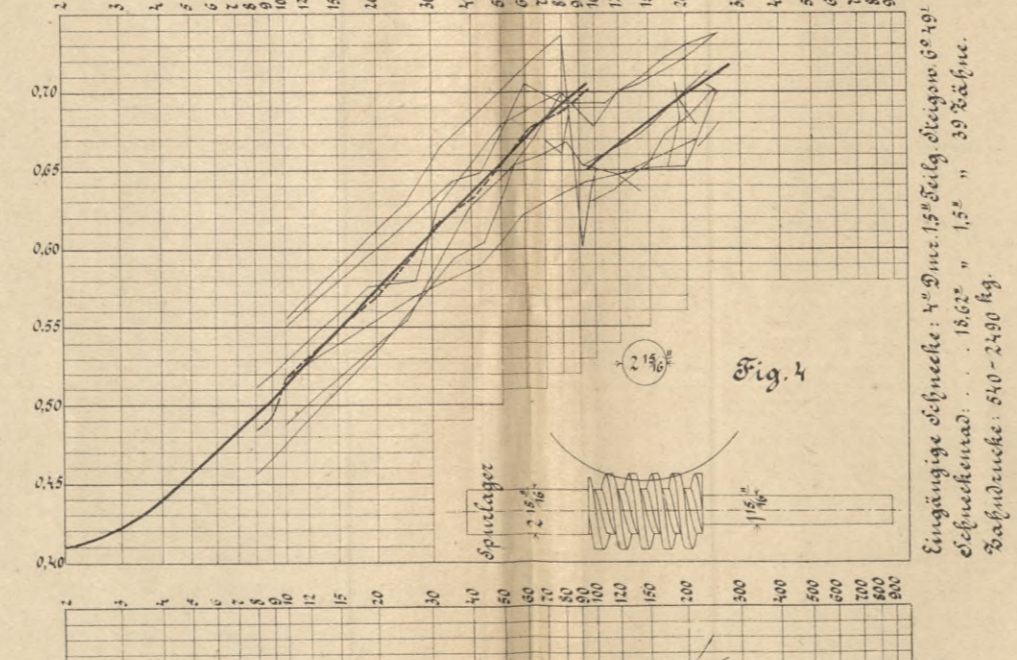
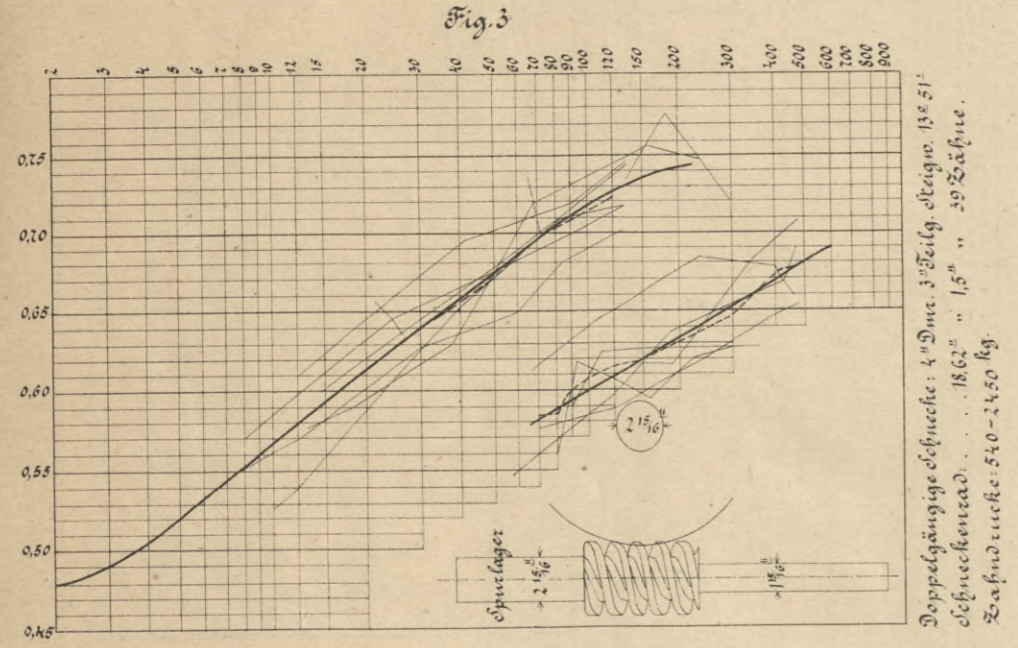
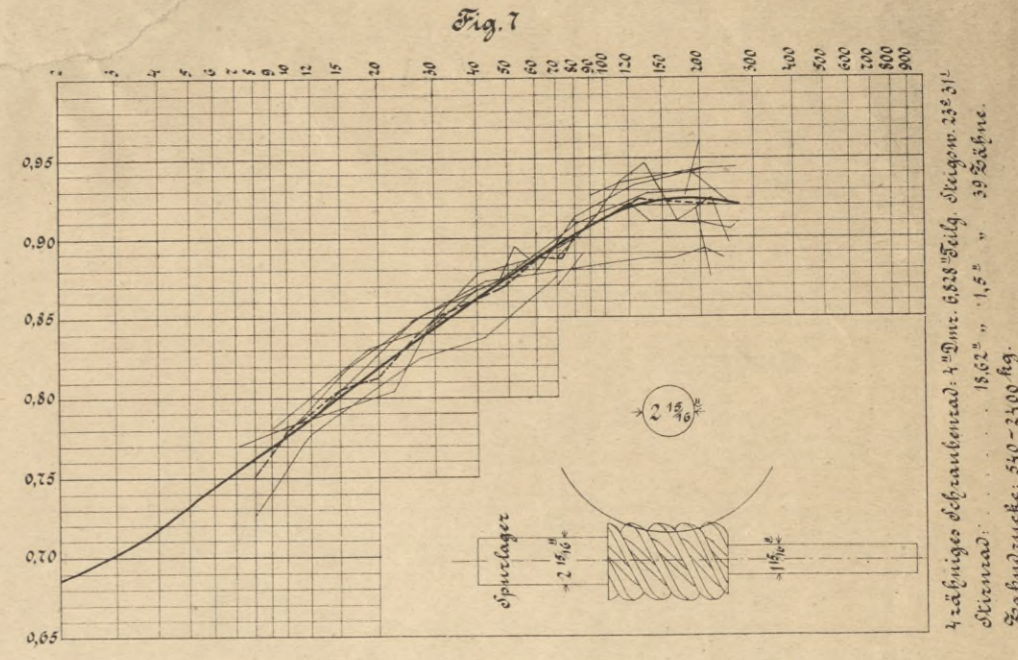
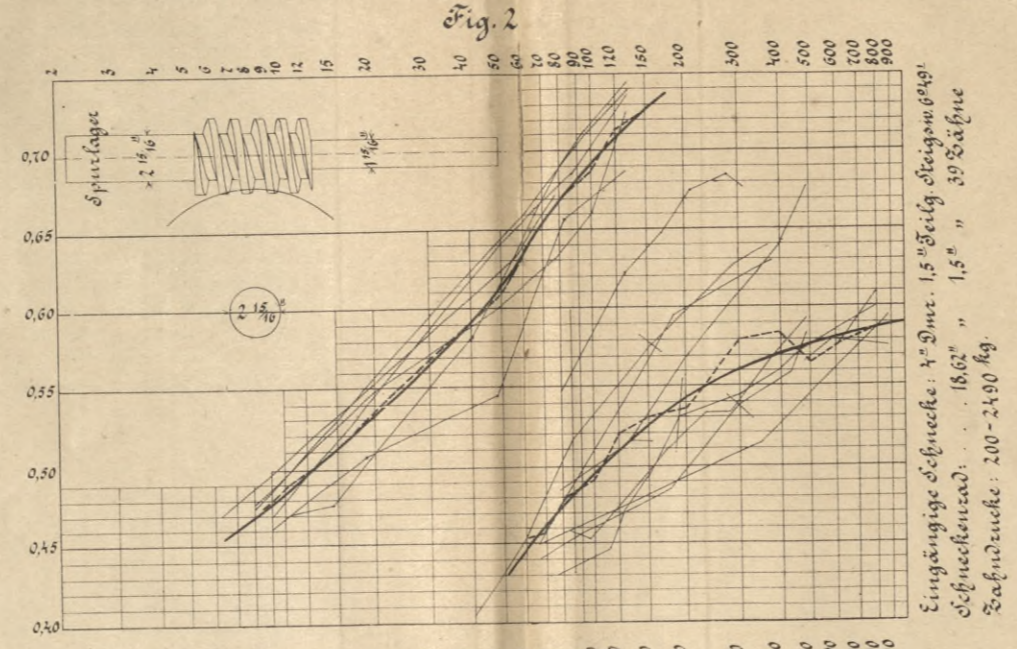
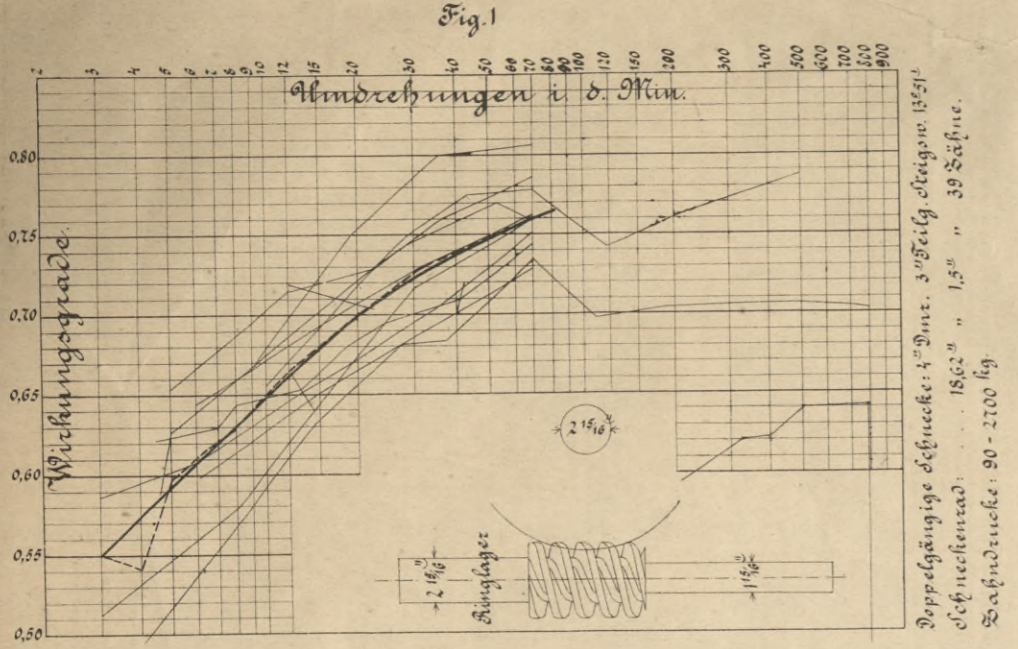
Teilung ( $r = t$  bis  $r = 1,5 t$ ) können alsdann Wirkungsgrade von 70 pCt. und mehr erreicht werden, und mit solchen Wirkungsgraden erscheinen diese Getriebe überall da, wo Kraftübertragungen bei großen Uebersetzungsverhältnissen aus schnell in langsam erforderlich sind, wobei unter anderen Umständen demnach mehrfache Stirnräderübersetzung notwendig ist, als wertvolle Konstruktionsglieder, deren Verwendung wohl gerechtfertigt ist, besonders wenn gleichzeitig der geringe Raumbedarf berücksichtigt wird. Die verlangten großen Geschwindigkeiten sind im allgemeinen nur da erreichbar, wo elementare Betriebskräfte zur Verfügung stehen; es werden z. B. Schneckengetriebe bei von Hand bewegten, in gewöhnlicher Weise konstruirten Hebezeugen immer die bekannten ungünstigen Wirkungsgrade ergeben, während sie bei Antrieb etwa durch Dampfmaschinen für Hebemaschinen und manche Werkzeugmaschinen (leichte Kopfdrehbänke, Eisenhobelmaschinen u. a.) vorteilhaft erscheinen. Die Grenzen der Verwendbarkeit werden hierbei

hauptsächlich durch die Größe der zu übertragenden Kräfte bzw. des Zahndruckes geboten, da die Berührung zwischen Schnecke und Schneckenrad theoretisch nur in einem Punkte, in Wirklichkeit also jedenfalls nur in einer sehr kleinen Fläche, stattfindet; sehr große spez. Drucke werden aber auch bei kleinen Reibungskoeffizienten schnellen Verschleifs der arbeitenden Flächen herbeiführen. Zahndrucke von annähernd 2500<sup>kg</sup>, wie sie bei den Sellers'schen Versuchen vielfach vorgekommen sind, würden sich bei dauerndem Betriebe wohl als unzulässig erweisen, während sie vorübergehend, d. h. für kurze Betriebsdauer bei den Versuchen, keine Anstände ergeben haben, wie dies auch z. T. aus der Tabelle Seite 453 hervorgeht. Es kann dieser Umstand gerade bei der Konstruktion von Hebezeugen wichtig erscheinen.

Ob und wie weit diese aus den besprochenen Versuchen gefolgerten Schlüsse richtig sind, dürfte sich durch mannigfache unmittelbar der Praxis zu entnehmende Beispiele nachweisen lassen.



# B. Salomon: Wirkungsgrade der Schnecken-, Schrauben- und Stirnrädergetriebe.













WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

33680

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

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305774