Theoretische Maschinenlehre

in 4 Bänden

Theorie der Kraftmaschinen

Grashof, Franz

Leipzig, 1890

A. Belebte Motoren

urn:nbn:de:bsz:31-282943

Wasser durch verzweigte Leitung von einer Gewinnungsstelle aus schon jetzt die Regel ist, die Beschaffung von Wärme ohne Zweifel einst Regel werden wird. —

Im Folgenden werden der Reihe nach näher besprochen: A. Belebte Motoren, B. Wassermotoren, C. Windmotoren, D. Wärmemotoren. Das Wort Motor, welches in zweifacher Beziehung gebraucht zu werden pflegt, zur Bezeichnung einer Kraftmaschine oder auch des an ihr zur Wirkung kommenden unmittelbaren Trägers von Arbeitsvermögen, ist unter A. im letzteren Sinne verstanden; in der That wird hier mehr von den Eigenschaften der Menschen und Thiere bezüglich ihrer Leistungsfähigkeit als Energieträger die Rede sein, als von Maschinen, an welchen sie anzugreifen bestimmt und welche meistens von einfachster Art sind.

A. Belebte Motoren.

§. 2. Allgemeine Bemerkungen in Betreff der Arbeit belebter Motoren.

Erfahrungsmässig giebt es für jede Art mechanischer Arbeitsleistung von Menschen und Thieren eine gewisse Grösse der ausgeübten Kraft, der Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes im Sinne der Kraft und der täglichen Arbeitszeit, wobei, entsprechend gute Ernährung und Erholung während der übrigen Zeit vorausgesetzt, die tägliche Arbeit ein Maximum ist, ohne dass bei täglicher Wiederholung die Gesundheit leidet oder die Leistungsfähigkeit (abgesehen vom Einflusse zunehmenden Alters) abnimmt. Die vortheilhaftesten Grössen von Kraft, Geschwindigkeit und täglicher Arbeitszeit seien bezw.

$$K \text{ Kgr.}, \quad c \text{ Mtr. pro Sec. und } t \text{ Stunden,}$$

die entsprechende dauernd grösstmögliche tägliche Arbeit folglich

$$A_0 = 3600\, Kct \text{ Meterkilogramm.}$$

Die Werthe von K, c, t hängen ausser vom Individuum (von der Gesundheit und Stärke desselben und von seiner Uebung in der betreffenden Art von Arbeitsleistung) auch wesentlich ab von der Maschine, an welcher die Arbeit geleistet wird, überhaupt von der Art der Arbeitsverrichtung ev. auch ohne Maschine, weil Menschen und Thiere nicht in allen Stellungen und unter allen Verhältnissen gleich günstig ihre Muskelkräfte verwenden können. Auch ist es nicht gleichgültig, ob durch viele kürzere oder durch wenig längere Pausen von wenn auch gleicher Gesammtdauer die Arbeit zeitweilig unterbrochen wird.

Wird die Arbeit durch längere Zeiträume, die durch eine mässige Zahl von Ruhepausen getrennt sind, verrichtet, so kann für Menschen und Thiere übereinstimmend die vortheilhafteste tägliche Gesammtdauer t der wirklichen Arbeitsleistung im Allgemeinen zu 8 Stunden angenommen werden, so dass nur noch K und c besonders von der Art der Arbeit abhängig bleiben.

Zum Anhalt können nach Angaben von Gerstner die folgenden Mittelwerthe dienen, die zunächst, besonders was die angeführten Thiere betrifft, für Zugkräfte gelten. Dabei bedeutet E_0 die Leistung in Meterkgr. pro Sec., den sogenannten Effect:

$$E_0 = Kc$$

und liegt den Werthen von $A_0 = 3600\, E_0 t$ die Annahme $t = 8$ zu Grunde. G ist das mittlere Gewicht des betreffenden animalischen Motors in Kilogramm.

	G	K	c	E_0	A_0
Mensch	70	14	0,785	11	316 800
Pferd	375	56	1,25	70	2 016 000
Ochs	300	56	0,785	44	1 267 200
Esel	180	35	0,785	27,5	792 000
Maulesel	250	47	1,1	52	1 497 600

Die Division von A_0 durch den Tageslohn eines menschlichen Arbeiters bezw. durch die Summe aus den täglichen Unterhaltungskosten und den täglichen Zinsen sammt Amortisationsquote des Ankaufspreises eines arbeitenden Thiers ergiebt die unter günstigsten mittleren Umständen erzielbare Arbeit pro Geldeinheit und gewährt somit eine Vergleichung des wirthschaftlichen Werthes verschiedener lebender Motoren für einen gewissen Arbeitszweck. —

Die vortheilhaftesten Werthe K, c, t können nicht immer eingehalten werden, und man hat nun verschiedene empirische Formeln aufgestellt für die Kraft P, welche bei einer von c im Allgemeinen verschiedenen Geschwindigkeit v und einer von t im Allgemeinen verschiedenen täglichen Arbeitszeit z bei gleicher Ermüdung ausgeübt werden kann. Erwähnenswerth sind die Formeln von Gerstner:

$$P = K\left(2 - \frac{v}{c}\right)\left(2 - \frac{z}{t}\right) \dots\dots\dots\dots (1)$$

und von Maschek:

$$P = K\left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right) \dots\dots\dots\dots (2),$$

woraus auch umgekehrt die gleicher Ermüdung entsprechenden Werthe von v bei gegebenen Werthen von P, z sowie von z bei gegebenen Werthen von P, v sich ergeben. Nach beiden Formeln ist bei gegebenem Werthe einer der drei Grössen P, v, z von den zwei übrigen jede um so kleiner, je grösser die andere, und zwar so, dass das Product Pvz und damit die tägliche Arbeit am grössten wird für $P = K$, $v = c$, $z = t$, wie es sein muss. Aus

$$A_0 = 3600\,Kct \text{ und } A = 3600\,Pvz$$

folgt nämlich mit $\frac{v}{c} = x$ und $\frac{z}{t} = y$

nach Gl. (1): $\frac{A}{A_0} = (2 - x)(2 - y)\,xy = f(x, y) = max.$

$$\text{für } \frac{\partial f(x,y)}{\partial x} = 0 \text{ und } \frac{\partial f(x,y)}{\partial y} = 0,$$

also für $2 - 2x = 0$ und $2 - 2y = 0$, d. h. $x = y = 1$, und zwar

$$max. \frac{A}{A_0} = 1;$$

nach Gl. (2): $\frac{A}{A_0} = (3 - x - y)\,xy = max.$

$$\text{für } 3 - 2x - y = 0 \text{ und } 3 - x - 2y = 0,$$

d. h. $x = y = 1$, und zwar wieder $max. \frac{A}{A_0} = 1.$

Wenn diesen Formeln unbeschränkte Gültigkeit zukäme, so würde ohne grössere Ermüdung nach Gl. (1) keine noch so kleine Kraft mehr ausgeübt werden können,

wenn v bis $2c$ wächst, wie klein auch z ist,

oder wenn z bis $2t$ wächst, wie klein auch v sein mag;

nach Gl. (2) wäre

die Grenze von v bis $= 3c$ um so grösser, je kleiner z,

die Grenze von z bis $= 3t$ um so grösser, je kleiner v ist.

Für Arbeiten von kurzer Zeitdauer, die von verhältnissmässig langen Ruhepausen unterbrochen werden, wie z. B. Arbeiten an Krahnen und Winden unter gewissen Umständen, ergäbe sich in der Grenze mit $z = 0$:

$$P = 2K\left(2 - \frac{v}{c}\right) \text{ bezw. } K\left(3 - \frac{v}{c}\right)$$

$$max. P = 4K \text{ bezw. } 3K \text{ für } v = 0.$$

In der That kann übrigens den Formeln genügend angenäherte Gültigkeit nur so lange zugeschrieben werden, als v nicht sehr erheblich von c und besonders z nicht erheblich von t verschieden ist, wobei eine bevorzugende Wahl zwischen beiden Gleichungen (1) und (2) ohne speciellere Erfahrungen kaum thunlich ist. Insbesondere für $z = t$ geben beide übereinstimmend:

$$P = K\left(2 - \frac{v}{c}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3),$$

also den Effect

$$E = Pv = K\left(2 - \frac{v}{c}\right)v = E_0\left(2 - \frac{v}{c}\right)\frac{v}{c} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4),$$

wonach z. B. E bis $\frac{3}{4}E_0$ abnimmt, wenn v bis $\frac{1}{2}c$ abnimmt oder bis $\frac{3}{2}c$ zunimmt. —

Bei dem Arbeiten an einer Maschine kann gesetzt werden:

$$P = R + (1 + \mu) P_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5),$$

wenn R den auf den Angriffspunkt und auf die Richtungslinie von P reducirten Widerstand der leer (ohne Nutzleistung) gehenden Maschine,

P_1 den ebenso verstandenen Nutzwiderstand,

μ den Coefficienten der sogenannten zusätzlichen Reibung bedeutet. Bei Voraussetzung der mittleren Arbeitszeit $z = t$ und falls v nicht übermässig vom Mittelwerthe c verschieden ist, gilt für P ausserdem die Gleichung (3). Dabei ist aber jetzt die vortheilhafteste Geschwindigkeit nicht diejenige, welche den Totaleffect Pv, sondern diejenige, welche den Nutzeffect $P_1 v$ zu einem Maximum macht, und diese ist um so mehr $< c$, je grösser R. Aus

$$P = R + (1 + \mu) P_1 = K\left(2 - \frac{v}{c}\right) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

folgt nämlich

$$P_1 = \left[\left(2 - \frac{R}{K}\right)c - v\right]\frac{K}{(1 + \mu)c},$$

also

$$P_1 v = max. \text{ für } \left[\left(2 - \frac{R}{K}\right)c - v\right]v = max.,$$

d. h. für

$$v = \left(1 - \frac{1}{2}\frac{R}{K}\right)c \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7).$$

Damit wird nach Gl. (6):

$$P = K\left(1 + \frac{1}{2}\frac{R}{K}\right) = K + \frac{1}{2}R \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

$$P_1 = \frac{P - R}{1 + \mu} = \frac{K - \frac{1}{2}R}{1 + \mu} = \left(1 - \frac{1}{2}\frac{R}{K}\right)\frac{K}{1 + \mu} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

$$max.\, P_1 v = \left(1 - \frac{1}{2}\frac{R}{K}\right)^2 \frac{Kc}{1 + \mu}$$

und somit der grösstmögliche Wirkungsgrad, verstanden als Verhältniss dieses grössten Nutzeffects zum grösstmöglichen Totaleffect Kc:

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{1}{2}\frac{R}{K}\right)^2}{1 + \mu} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (10).$$

Er ist das grösste Product des Wirkungsgrades η_1, mit welchem der Motor zur Geltung kommt, und des Wirkungsgrades η_2 der Maschine. Ersterer ist nach (7) und (8):

$$\eta_1 = \frac{Pv}{Kc} = 1 - \left(\frac{1}{2}\frac{R}{K}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10, a),$$

letzterer nach (8) und (9):

$$\eta_2 = \frac{P_1}{P} = \frac{1 - \frac{1}{2}\frac{R}{K}}{1 + \frac{1}{2}\frac{R}{K}} \frac{1}{1 + \mu} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10, b).$$

Ein Fuhrwerk ist als Maschine besonderer Art, als Kraft- und Arbeitsmaschine zugleich zu betrachten. Ist dabei wieder K die im Mittel von dem animalischen Motor bei günstigster Geschwindigkeit c auszuübende Kraft, so wird dieselbe bei der Förderung auf geneigter Strecke aufwärts zum Theil zur Erhebung des eigenen Gewichtes G erfordert, entsprechend einer in Richtung der Fahrbahn auszuübenden Kraft $= G \sin \alpha$. Ist also P_1 die nach dieser Richtung auf das Fuhrwerk noch auszuübende übrig bleibende Zugkraft, so ist unter Voraussetzung mittlerer täglicher Arbeitszeit $z = t$ hier bei der thatsächlichen Fahrgeschwindigkeit v:

$$G \sin \alpha + P_1 = K\left(2 - \frac{v}{c}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11).$$

Diese Gleichung stimmt mit Gl. (6) überein, wenn in dieser $R = G \sin \alpha$ und $\mu = 0$ gesetzt wird. Nach (7) und (9) sind also die dem Maximum des Nutzeffects $P_1 v$ entsprechende Fahrgeschwindigkeit v und die zugehörige Zugkraft P_1 bestimmt durch:

$$\frac{v}{c} = \frac{P_1}{K} = 1 - \frac{1}{2}\frac{G \sin \alpha}{K} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (12).$$

Beide werden durch die Neigung der Bahn in gleichem Verhältnisse verkleinert

und $= 0$ für $\qquad \sin \alpha = 2\frac{K}{G}$,

z. B. im Falle des Pferdes als Zugthier nach obiger Tabelle für

$$\sin \alpha = 2\frac{56}{375} = 0{,}3.$$

Bei stärkerer Steigung würde das Pferd keine noch so kleine Zugkraft bei noch so kleiner Geschwindigkeit dauernd ohne grössere Ermüdung ausüben können. Sollte $v = c$ bleiben, so würde nach (11) schon für $\sin\alpha = \frac{K}{G}$ die Zugkraft P_1 und somit ihr Effect $= 0$ werden.

Uebrigens verhält sich das Pferd in Beziehung auf Steigungen am ungünstigsten, weil das Verhältniss von K zu G für dasselbe am kleinsten ist. Für den Menschen wäre die in Rede stehende, ohne grössere Ermüdung höchstens zu bewältigende Strassenneigung

$$2\frac{K}{G} = 2\frac{14}{70} = 0{,}4$$

mit der Annäherung, mit welcher solche Grenzfolgerungen aus den hier zu Grunde liegenden empirischen Formeln überhaupt noch auf Gültigkeit Anspruch machen können. —

Bei dem Transport von Lasten (z. B. von Erde, Steinen etc. auf Bauplätzen) auf horizontalem oder wenig geneigtem Wege vermittels eines Fahrzeugs als Transportmittel kommt es häufig vor, dass eine gewisse Wegstrecke $= s$ vom Motor wiederholt abwechslungsweise in der einen Richtung mit belastetem, in der umgekehrten mit unbelastetem Fahrzeuge zurückzulegen ist, wobei dann bei gleicher möglichst kleiner Ermüdung die Transportgeschwindigkeit im ersten Falle kleiner $= v_1$, im zweiten grösser $= v_2$, als eine gewisse mittlere Geschwindigkeit c sein muss, bei welcher der Motor während t Stunden täglicher Arbeitszeit gleichmässig eine gewisse Kraft K im Sinne der Bewegung unter den obwaltenden Umständen auszuüben im Stande ist. Diese Geschwindigkeiten v_1 und v_2 sind abhängig von der zu transportirenden Nutzlast Q, vom Gewichte des Fahrzeugs $= q\,Q$ und vom Verhältnisse μ der auszuübenden Kraft zur Gesammtlast. Die nähere Erörterung dieses hier als gegeben vorausgesetzten Verhältnisses μ für verschiedene Fälle, bedingt durch die Beschaffenheit des Weges und des Fahrzeugs, gehört an eine andere Stelle, woselbst verschiedenartige Fahrzeuge in ihrer Eigenschaft als Arbeitsmaschinen mit Bezug auf Fahrstrassen von gewisser Beschaffenheit betrachtet werden. Indessen ist hier noch die vortheilhafteste Schwere der bei normaler Anstrengung des Motors unter sonst gegebenen Umständen zu transportirenden Nutzlast Q zu ermitteln.

Allen diesen Ermittelungen ist wieder passend die obige Gleichung (3) zu Grunde zu legen. Ihr entsprechend hat man mit den erklärten Bezeichnungen und bei Voraussetzung eines horizontalen Weges:

$$K\left(2-\frac{v_1}{c}\right)=\mu(1+\varphi)Q$$

$$K\left(2-\frac{v_2}{c}\right)=\mu\varphi Q$$

und daraus mit $x=\mu\frac{Q}{K}$ . . . . (13)

$$\frac{v_1}{c}=2-(1+\varphi)x \quad \text{und} \quad \frac{v_2}{c}=2-\varphi x \;\ldots\ldots\; (14).$$

Ist n die Anzahl der Hin- und Hergänge während der täglichen Arbeitszeit $= t$ Stunden, letztere incl. der Aufenthaltszeiten verstanden, welche jedesmal am einen und anderen Ende der Wegstrecke s zusammen a Secunden betragen mögen, so ist

$$n=\frac{3600\,t}{\frac{s}{v_1}+\frac{s}{v_2}+a} \;\ldots\ldots\ldots\ldots\; (15)$$

$$ns=\frac{3600\,t}{\frac{1}{v_1}+\frac{1}{v_2}+\frac{a}{s}}=\frac{3600\,ct}{\frac{c}{v_1}+\frac{c}{v_2}+\frac{ac}{s}}$$

und somit die tägliche Nutzarbeit mit Rücksicht auf (13) und (14):

$$A_n=\mu Q.ns=\frac{3600\,Kct.x}{\frac{1}{2-(1+\varphi)x}+\frac{1}{2-\varphi x}+\frac{ac}{s}} \;\ldots\; (16).$$

Abgesehen von a, d. h. für $a=0$ ist

$$A_n=\eta A_0 \text{ mit } \begin{cases} A_0=3600\,Kct \\ \frac{1}{\eta}=\frac{1}{x}\frac{1}{2-(1+\varphi)x}+\frac{1}{x}\frac{1}{2-\varphi x} \end{cases} \;\ldots\; (17).$$

Der Werth von x, bei welchem der Wirkungsgrad η bei gegebenem φ am grössten, $\frac{1}{\eta}$ am kleinsten wird, entspricht der Gleichung:

$$\frac{1-(1+\varphi)x}{[2-(1+\varphi)x]^2}+\frac{1-\varphi x}{(2-\varphi x)^2}=0 \;\ldots\ldots\ldots\; (18)$$

und zwar liegt er zwischen den Grenzen $\frac{1}{1+\varphi}$ und $\frac{2}{1+\varphi}$ mit Rücksicht auf (14), da v_1 jedenfalls zwischen 0 und c liegt. Ist x aus (18) gefunden, so ergeben sich Q aus (13), v_1 und v_2 aus (14), η aus (17).

Das Verhältniss φ, welches zwischen $\frac{1}{5}$ und $\frac{1}{2}$ zu liegen pflegt, sei beispielsweise $=\frac{1}{4}$. Dann geht Gl. (18) über in:

$$\frac{4-5x}{(8-5x)^2} + \frac{4-x}{(8-x)^2} = 0, \text{ entsprechend } x = 0{,}935$$

$$Q = 0{,}935\,\frac{K}{\mu}; \quad v_1 = 0{,}83\,c; \quad v_2 = 1{,}77\,c; \quad \eta = 0{,}528.$$

Der Wirkungsgrad ist bei relativ vortheilhaftestem Q natürlich um so grösser, je kleiner φ. In der Grenze für $\varphi = 0$ ergiebt sich

$$\eta = \frac{2(2-x)x}{4-x} = max.$$

für $$x = 2(2-\sqrt{2}) = 1{,}172$$

und zwar $$max.\,\eta = 4(3-2\sqrt{2}) = 0{,}686.$$

Weitere Complicationen der Aufgabe werden herbeigeführt durch die Berücksichtigung der Aufenthaltszeiten a und einer etwa vorhandenen Neigung der Wegstrecke s gegen den Horizont. Es soll hier darauf nicht eingegangen werden, weil die Besprechung der Transportverhältnisse besser im Zusammenhang einem betreffenden Abschnitte der Theorie der Arbeitsmaschinen zuzuweisen ist. Hier handelte es sich nur darum, die Anwendung der empirischen Formel (3) an einigen bemerkenswerthen Beispielen allgemeineren Charakters zu zeigen.

I. Der Mensch als Motor.

§. 3. Arbeitsleistung beim Tragen von Lasten.

Der Arbeitsaufwand des Menschen beim Tragen von Lasten, ev. auch bei unbelastetem Gehen auf horizontalem Wege, kann näherungsweise beurtheilt werden mit Rücksicht auf die periodische Erhebung des Oberkörpers. Der Schwerpunkt desselben bewegt sich bei jedem Schritte in einem aufwärts convexen Bogen, dessen horizontale Sehne = der Schrittlänge s ist und welcher als Kreisbogen betrachtet zu einem Kreise mit dem Radius b = der Beinlänge gehört; um den jeweils aufgesetzten Fuss als Drehpunkt findet unmittelbar die Bewegung des Hüftgelenks und somit nahezu jedes Punktes des ganzen Oberkörpers in einem solchen Kreisbogen statt bis beim folgenden Schritt der andere Fuss den Drehpunkt bildet. Die Pfeilhöhe dieses Bogens = der in Rede stehenden periodischen Erhebung ist nahe:

$$h = \frac{1}{2b}\left(\frac{s}{2}\right)^2 = \frac{1}{8}\,\frac{s^2}{b} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (1).$$

Nimmt man an, dass auch die Schwerpunkte der Beine infolge ihrer Beugung im Kniegelenke nahe ebenso hoch gehoben werden und dass die ganze zur periodischen Erhebung des Körpers aufgewendete Arbeit durch den Stoss beim Auftreten verloren geht oder wenigstens der etwa übrig bleibende Theil auf solche durch relative Lagenänderung der Körpertheile bedingte Anstrengungen verwendet wird, welche sich rationeller Schätzung entziehen, so ist bei jedem Schritt, wenn G das ganze Körpergewicht, Q die getragene Last bedeutet, die Arbeitsleistung

$$A_s = \frac{1}{8}\frac{s^2}{b}(G+Q) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2).$$

Ist v die Ganggeschwindigkeit, so ist der Effect oder die Arbeit pro Secunde:

$$E = \frac{v}{s} A_s = \frac{1}{8}\frac{sv}{b}(G+Q) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3).$$

Für $Q = 0$, d. h. beim Gehen ohne Last kann etwa

$$s = 0{,}6 \text{ Mtr. und } v = 1{,}5 \text{ Sec. Mtr.}$$

gesetzt werden. Damit und mit durchschnittlich $b = 0{,}9$ Mtr. ergiebt sich aus (3) der Effect, der in diesem Falle mit E_0 bezeichnet sei,

$$E_0 = \frac{1}{8}\frac{0{,}6 \,.\, 1{,}5}{0{,}9} G = \frac{1}{8} G \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

$$= \frac{70}{8} = 8{,}75 \text{ für } G = 70 \text{ Kgr.}$$

nicht erheblich kleiner, als der nach der Tabelle im §. 2 durch eine Zugkraft bei 8 Stunden täglicher Arbeitszeit auszuübende Effect.

Soll beim Gehen mit Last keine grössere Ermüdung eintreten, so müssen ausser kleinerer täglicher Arbeitszeit auch die Geschwindigkeit v und die Schrittlänge s kleiner sein, um so mehr, je grösser die Belastung Q ist. Bis $Q = 50$ Kgr. nimmt etwa

$$v \text{ bis } \frac{1}{2}\cdot 1{,}5 = 0{,}75 \quad \text{und} \quad s \text{ bis } \frac{3}{4}\cdot 0{,}6 = 0{,}45$$

ab, entsprechend einer Abnahme der Schrittzahl in einer gewissen Zeit im Verhältniss $\frac{2}{3}$. Der mechanisch nachweisliche Effect nimmt dadurch nach (3) bei $G = 70$ Kgr. Körpergewicht im Verhältniss

$$\frac{E}{E_0} = \frac{3}{4}\cdot\frac{1}{2}\cdot\frac{70+50}{70} = \frac{3}{8}\cdot\frac{12}{7} = \frac{9}{14}$$

ab, also bis etwa $E_0 = \frac{9}{14}\cdot\frac{70}{8} = \frac{45}{8}$ Meterkgr.

Der mechanische Nutzeffect beim Tragen einer Last auf horizontalem Wege ist immer nur klein, nämlich im Verhältniss $\frac{Q}{G+Q}$ kleiner, als der Gesammteffect E, z. B. für $Q = 50$ bei $G = 70$ nach obiger Schätzung von E nur

$$= \frac{5}{12} \cdot \frac{45}{8} \text{ nahe } = 2\frac{1}{3} \text{ Meterkgr.}$$

Praktisch ist übrigens diese Messung ohne Werth, und können vielmehr verschiedene Horizontaltransportleistungen nur passend unter sich verglichen werden mit Rücksicht auf die Producte aus Last und Weg. Dabei kann man sich fragen, wie gross im Mittel die so verstandene Transportleistung des Menschen höchstens ausfällt und unter welchen Umständen, d. h. bei welcher Last Q, welcher Geschwindigkeit v und welcher täglichen Arbeitszeit z sie am grössten wird, wenn die entsprechend gemessene tägliche Leistung bei unbelastetem Gehen (zum Transport des eigenen Gewichtes G) erfahrungsmässig am grössten ausfällt bei der Geschwindigkeit c und bei t Stunden täglichen Gehens. Nimmt man auch hier die im §. 2 angeführten empirischen Formeln (1) und (2) als hinlänglich zutreffend an, so wäre gemäss der Forderung gleicher Ermüdung bei täglicher Wiederholung insbesondere nach der Maschek'schen Formel zu setzen:

$$G + Q = G\left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right),$$

also mit $\frac{v}{c} = x$ und $\frac{z}{t} = y$:

$$\frac{Q}{G} = 2 - x - y \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5).$$

Hiernach ist

$$\frac{Qvz}{Gct} = (2 - x - y)\,xy$$

und somit die tägliche Transportleistung

$$= 3600\,Qvz \text{ Kilogramm-Meter*}$$

am grössten für $(2 - x - y)\,xy = max.$, also für

$$2 - 2x - y = 0 \quad \text{und} \quad 2 - x - 2y = 0,$$

$$\left.\begin{array}{c} \text{d. h. } x = \frac{v}{c} = \frac{2}{3}, \quad y = \frac{z}{t} = \frac{2}{3} \\ \text{womit nach (5) auch } \frac{Q}{G} = \frac{2}{3} \end{array}\right\} \ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

* Mit G. Herrmann ist hier die Einheit der Horizontaltransportleistung als Kilogramm-Meter bezeichnet zum Unterschiede von einem Meterkilogramm als Einheit mechanischer Arbeit.

wird, z. B. mit $c = 1{,}5$ Sec. Mtr., $t = 8$ Stunden, $G = 69$ Kgr.

$$v = 1 \quad \text{"} \quad \text{"} \quad z = 5\frac{1}{3} \quad \text{"} \qquad Q = 46 \quad \text{"}$$

Diese Last von 46 Kgr. wird dann täglich

$$5\frac{1}{3} \cdot 3600 \,.\, 1 = 19\,200 \text{ Mtr.}$$

weit getragen, entsprechend einer Transportleistung

$$= 46 \,.\, 19\,200 = 883\,200 \text{ Kilogramm-Meter.}$$

Dabei ist eine solche Vertheilung der Last auf Rücken und Schultern vorausgesetzt, mit welcher eine ähnliche Körperhaltung wie bei unbelastetem Gehen verträglich ist.

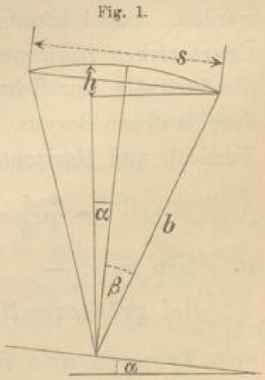
Wesentlich ist auch die Bemerkung, dass hier einstweilen eine abgesehen von Ruhepausen andauernd gleiche Arbeitsleistung vorausgesetzt ist, wie z. B. nicht stattfände, wenn ein gewisser Weg abwechselnd im einen Sinne mit Last, im umgekehrten ohne Last wiederholt zurückgelegt würde. —

Beim Aufwärtsschreiten auf geneigtem Wege ist die gesammte mechanische Arbeitsleistung für jeden Schritt:

$$A_s = (G + Q)\,h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7),$$

unter h die Erhebung pro Schritt verstanden, welche, sofern der Neigungswinkel α der Strasse eine gewisse Grenze nicht überschreitet, theilweise vorübergehend, sonst dauernd ist. Die bezügliche Grenze von α ist, wie nebenstehende ohne Weiteres verständliche Fig. 1 erkennen lässt:

Fig. 1.



$$\alpha = \beta \text{ mit } \sin\beta = \frac{1}{2}\frac{s}{b}.$$

Derselben Figur ist zu entnehmen, dass in Gl. (7) zu setzen ist:

$$h = b\,[1 - \cos(\alpha + \beta)] \text{ für } \alpha < \beta,$$
$$h = s \sin\alpha \text{ für } \alpha > \beta.$$

Im ersten Falle kann auch mit näherungsweise $\cos\alpha = 1$ gesetzt werden:

$$h = b\,(1 - \cos\beta + \sin\alpha \sin\beta)$$

oder wegen $b\,(1 - \cos\beta) = \frac{1}{8}\frac{s^2}{b}$ nach (1) und $b \sin\beta = \frac{s}{2}$:

$$h = \frac{s}{2}\left(\frac{1}{4}\frac{s}{b} + \sin\alpha\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8).$$

Mit der Annäherung dieser Gleichung kann somit schon dann $h = s \sin\alpha$ gesetzt werden, wenn

$$sin\,\alpha > \frac{1}{4}\frac{s}{b}, \text{ d. h. } sin\,\alpha > \frac{1}{2}\,sin\,\beta$$

ist, z. B. mit $b = 0{,}9$ Mtr. und $s = 0{,}45$ Mtr. (beim Aufwärtsschreiten auf geneigtem Wege ist die gleicher Ermüdung entsprechende Schrittlänge kleiner) für $sin\,\alpha > \frac{1}{8}$. Indem, wenn $sin\,\alpha < \frac{1}{8}$ ist, $cos\,\alpha > 0{,}99$ wird, kommt dann der Fehler der mit $cos\,\alpha = 1$ erhaltenen Gl. (8) thatsächlich nicht in Betracht.

Für das Abwärtsschreiten auf geneigtem Wege würde man dadurch, dass α einfach negativ gesetzt wird, zu Ergebnissen kommen, die um so weniger zutreffend wären, je grösser die Neigung ist; die Schwerkraft ist dann nicht nur nicht förderlich, sondern es muss ihr mit Anstrengung entgegen gewirkt werden, um die verstärkten Stösse beim Auftreten mit dem vorgesetzten Fusse zu mässigen und die Beschleunigung zu hemmen: Umstände, welche sich nicht auf einfache mechanische Principien zurückführen lassen.

Die Transportleistung beim Tragen von Lasten auf schwach geneigten Strassen aufwärts müsste z. B. als Unterlage für betreffende Lohnberechnungen theils als Horizontaltransportleistung durch das Product aus Last und horizontalem Weg, theils als mechanische Arbeit oder Verticaltransportleistung durch das Product aus Last und Höhe gemessen werden. Dabei könnte eine mechanische Arbeit äquivalent gesetzt werden einer solchen Horizontaltransportleistung, zu welcher sie sich verhält wie die Pfeilhöhe zur Sehne des bei jedem Schritt vom Körperschwerpunkte durchlaufenen Bogens, so dass nach Gl. (1) dieses Verhältniss äquivalenter Vertical- und Horizontaltransportleistungen

$$= \frac{1}{8}\frac{s}{b} = \frac{1}{16} \text{ mit } b = 0{,}9 \text{ und } s = 0{,}45 \text{ Mtr.}$$

zu setzen wäre. —

Bei grösserer Neigung des Weges, z. B. auch bei Ersteigung von Treppen und Leitern wird die mit $\frac{1}{16}$ multiplicirte Horizontaltransportleistung verhältnissmässig so klein, dass die ganze Leistung als mechanische Arbeit entsprechend der erstiegenen Höhe beurtheilt werden kann. Dabei ist es gewöhnlich der Fall, dass eine gewisse Last Q wiederholt auf eine gewisse Höhe h emporgetragen werden und jedesmal unbelastet zurückgekehrt werden soll. Ist n die Zahl der täglichen Wiederholungen dieses Vorgangs, also $H = nh$ die ganze Erhebungshöhe eines

Tages, so kann im Mittel aus verschiedenen Erfahrungen bei $Q = 50$ Kgr. Belastung etwa $H = 1100$ Mtr. gesetzt werden, entsprechend einer täglichen Nutzarbeit:

$$A_n = QH = 55\,000 \text{ Meterkgr.}$$

und bei 70 Kgr. Körpergewicht der Gesammtarbeit:

$$A = \frac{70 + 50}{50} \cdot 55\,000 = 132\,000 \text{ Meterkgr.}$$

Die Höhe $H = 1100$ Mtr. entspricht sehr gut einer von Coulomb angegebenen empirischen Formel, nämlich mit abgerundeten Zahlen der Formel:

$$H = nh = \frac{200 - 1{,}4\,Q}{70 + Q} \cdot 1000 \text{ Mtr.} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9).$$

Sie giebt für $Q = 50$:

$$H = 1083 \text{ Mtr.}, \qquad QH = 54\,150 \text{ Meterkgr.}$$

Auch entspricht ihrzufolge einer Belastung von $Q = 50$ Kgr. sehr nahe das Maximum von $A_n = QH$, welches nämlich, wie leicht gefunden wird, bei

$$Q = -70 + \sqrt{14\,900} = 52 \text{ Kgr.}$$

stattfindet und nur sehr wenig $> 54\,150$, nämlich $= 54\,216$ Meterkgr. sich ergiebt.

Die gesammte tägliche Arbeit mit Berücksichtigung des Körpergewichts von durchschnittlich 70 Kgr. ist nach jener Formel:

$$(70 + Q)\,H = (200 - 1{,}4\,Q)\,.\,1000$$

um so grösser, je kleiner Q, und zwar am grössten $= 200\,000$ Meterkgr. bei unbelastetem Emporsteigen.

§. 4. Arbeit an Maschinen bei Angriff mit den Händen.

Die Maschinen, an welchen man menschliche Arbeiter mit den Händen angreifen lässt, sind vorzugsweise Rollenzüge (Flaschenzüge oder einfache Rollen mit Seil), Hebel, liegende Wellen mit Kurbel oder stehende Wellen.

1) Recht vortheilhaft kann die Muskelkraft des Menschen durch Ziehen am Seil beim Fortschreiten auf horizontaler oder wenig geneigter Bahn verwerthet werden, z. B. behufs der Hebung von Materialien bei Hochbauten mit Hülfe eines Flaschenzugs. Wenn dabei im Mittel aus verschiedenen Erfahrungen unter günstigen Umständen

die ausgeübte Zugkraft $K = 12{,}5$ Kgr.,

die Fortschreitungsgeschwindigkeit $c = \frac{2}{3}$ Sec. Mtr.

und die effective tägliche Arbeitszeit $t = 6$ Stunden gesetzt wird (unvermeidlichen Zeitverlust erfordert besonders die jedesmalige Rückkehr ohne Verrichtung nützlicher Arbeit), so ergiebt sich die tägliche Arbeitsleistung eines Arbeiters:

$$A = 3600\, Kct = 180\,000 \text{ Meterkgr.}$$

und bei Abrechnung von $25\,^0/_0$ für die schädlichen Widerstände des Flaschenzugs die tägliche Nutzarbeit

$$= 0{,}75 \,.\, 180\,000 = 135\,000 \text{ Meterkgr.}$$

ungefähr $2\frac{1}{2}$ mal so gross, als diejenige, welche nach vorigem Paragraph beim Emportragen auf Leitern gleichfalls unter sonst günstigen Umständen erreicht werden kann. —

Weniger vortheilhaft ist das absatzweise Abwärtsziehen am Seil, z. B. zur Hebung eines gefüllten Fördergefässes in einem Schacht oder Brunnen, indem dabei nach jedem Zuge mit der einen Hand das Zurücksinken der Last verhindert werden muss, während die andere zur Ausübung eines neuen Zuges weitergreift und überhaupt eine besonders anstrengende Haltung und Bewegung des ganzen Körpers bei dieser Art von Kraftäusserung stattfindet. Nach Erfahrungen von Coulomb und von Navier kann man unter solchen Umständen nur auf eine tägliche Arbeit von etwa

$$A = 80\,000 \text{ Meterkgr.}$$

rechnen, wenn die vom Arbeiter ausgeübte Zugkraft 16—18 Kgr. beträgt. —

Noch ungünstiger stellt sich das Resultat heraus, wenn mehrere Arbeiter zugleich an demselben Seile abwärts ziehend anfassen müssen, bezw. an kurzen Handseilen, die an das Hauptseil geknüpft sind, wie es bei der Handzugramme der Fall ist, obschon sich dieser Fall vom vorigen nicht unvortheilhaft dadurch unterscheidet, dass der Angriffspunkt der Hände am Seile fast unverändert bleibt, indem die Last (der Rammklotz) nach jedem Zuge niederfällt.

Die Leistung ist hierbei besonders mit der Uebung der Arbeiter sehr verschieden. Eine verhältnissmässig grosse Nutzleistung z. B. beobachtete Coulomb in einem Falle, in welchem jeder der freilich zugleich recht starken Arbeiter 19 Kgr. vom Gewicht des Rammklotzes zu ziehen hatte und wobei dieser während drei Stunden effectiver Arbeitszeit (eine längere hielten die Arbeiter ohne übermässige Ermüdung nicht aus) pro Minute 20 mal je 1,1 Mtr. hoch gezogen wurde, entsprechend der täglichen Nutzarbeit

$$A_n = 19 \,.\, 1{,}1 \,.\, 20 \,.\, 60 \,.\, 3 = 75\,240 \text{ Meterkgr.,}$$

während in einem anderen Falle zwei Arbeiter einen 38 Kgr. schweren Klotz nur 5200 mal 0,4 Mtr. hoch zogen:

$$A_n = 19 \,.\, 0{,}4 \,.\, 5200 = 39\,520 \text{ Meterkgr.}$$

Lahmeyer fand die tägliche Nutzarbeit eines Mannes an der Handzugramme = 54 800 Meterkgr.

Bei ausgedehnten Rammarbeiten in Harburg gaben nach Beobachtungen von v. Kaven und Köpke zwei Handzugrammen folgende Resultate. Bei der ersten wurde während 10 Stunden in 170 Hitzen zu je 13 Schlägen ein 533 Kgr. schwerer Rammklotz von 37 Arbeitern jedesmal 1,65 Mtr. hoch gezogen, entsprechend der

Zugkraft eines Arbeiters $K = \frac{533}{37} = 14{,}4$ Kgr.

und von $A_n = 14{,}4 \,.\, 1{,}65 \,.\, 170 \,.\, 13 = 52\,510$ Meterkgr.

Bei der zweiten wurde während $8^3/_4$ Stunden (Winterszeit) in 114 Hitzen zu je 26 Schlägen der 526 Kgr. schwere Klotz von 36 Arbeitern 1,57 Mtr. hoch gezogen:

$$K = \frac{526}{36} = 14{,}6 \text{ Kgr.}$$

$$A_n = 14{,}6 \,.\, 1{,}57 \,.\, 114 \,.\, 26 = 67\,940 \text{ Meterkgr.}$$

Im Mittel aus diesen fünf Angaben ist bei durchschnittlich

17 Kgr. Zugkraft und 1,2 Mtr. Zughöhe

die tägliche Nutzarbeit $A_n = 58\,000$ Meterkgr. zu setzen, so dass selbst mit Rücksicht auf die nur mässige Zapfenreibung der Leitrolle und die Steifigkeit des darüber laufenden Hauptseils die effective tägliche Leistung eines Arbeiters hier im Durchschnitt auf kaum mehr als

$$A = 60\,000 \text{ Meterkgr.}$$

zu veranschlagen sein wird.

Nebenbei sei darauf hingewiesen, dass bei der Hebung eines unmittelbar mittels Handhaben angefassten Rammklotzes, wobei die Zahl der angreifenden Arbeiter und entsprechend das zulässige Gewicht des Klotzes freilich sehr beschränkt sind, die tägliche Arbeitsleistung eines geübten Mannes erheblich grösser ist. So beobachtete Prof. G. Herrmann, dass vier kräftige und eingeübte Arbeiter einen 56 Kgr. schweren solchen Klotz während fünf Stunden effectiver Arbeitszeit (bei je 260 Secunden dauernder Arbeitsleistung nach ebenso langen Ruhepausen) pro Minute 34 mal 1,25 Mtr. hoch hoben, entsprechend

$$A = \frac{56}{4} \cdot 1{,}25 \,.\, 34 \,.\, 60 \,.\, 5 = 178\,520 \text{ Meterkgr.}$$

Die gleichfalls erheblich grössere Leistung an der Kurbel einer Kunstrammen-Winde ist unter 3) besprochen.

2) Der Hebel empfiehlt sich als Kraftmaschine weniger durch eine besonders vortheilhafte Verwerthung der Muskelkraft, als durch seine Einfachheit und durch die Leichtigkeit seiner Anbringung und Einrichtung auch behufs gleichzeitigen Angriffs mehrerer Arbeiter. Am vortheilhaftesten ist im Allgemeinen eine solche Anwendung desselben, dass der Arbeiter stehend unter Beihülfe seines Gewichtes vorzugsweise niederdrückend wirkt; beim Sitzen ist das Ziehen von vorn nach hinten wie beim Rudern am wirksamsten. Der Schwingungsbogen des Hebels soll nicht zu gross sein (jedenfalls $< 60^0$), um eine zu beträchtliche Richtungsänderung der Kraft bei gleich bleibender Länge des effectiven Hebelarms oder des letzteren bei gleich bleibender Kraftrichtung zu vermeiden.

Wenn der Arbeiter stehend an dem auf- und niederschwingenden Hebel angreift, soll der Angriffspunkt in seiner mittleren Lage ungefähr in der Höhe der Hüften liegen; der ganze Weg des Angriffspunktes beträgt angemessener Weise durchschnittlich etwa 1 Mtr. Um dabei den Arbeiter nur niederdrückend wirken zu lassen, kann man den Hebel mit einem Gegengewichte versehen, falls nicht bei mehreren Arbeitern ein doppelarmiger Hebel angewendet wird, an welchem die Mannschaft beiderseits gleich vertheilt ist, wie es z. B. bei Feuerlöschspritzen und bei der als Pumpspill bekannten Ankerwinde der Fall zu sein pflegt.

Unter solchen Umständen kann erfahrungsmässig bei täglich acht Stunden wirklicher Arbeitszeit auf einen Effect von durchschnittlich

$$E = 5 \text{ Meterkgr.},$$

also auf eine Tagesarbeit von

$$A = 3600 \,.\, 8 \,.\, 5 = 144\,000 \text{ Meterkgr.}$$

gerechnet werden, entsprechend etwa

$$K = 6 \text{ Kgr. und } c = \frac{5}{6} \text{ Sec. Mtr.}$$

Dauert die Arbeitsleistung nur kurze Zeit, so kann sie pro Secunde bedeutend grösser werden, z. B. nach Hartig bei Feuerlöschspritzen bis $E = 22{,}6$ Meterkgr. Den grössten Effect am Hebel hat man beim Rudern (sitzend mit angestemmten Füssen) beobachtet, und zwar bis zu $E = 26$ Meterkgr. —

Mit Rücksicht auf die Nebenwiderstände ist übrigens die relativ vortheilhafteste Grösse P der am Hebel auszuübenden Kraft etwas $> K$, und wird auch das vortheilhafteste Hebelverhältniss dadurch beeinflusst. Ist nämlich

P die Kraft am Hebelarm a,

Q der Nutzwiderstand am Hebelarm b,

R der auf den Angriffspunkt und die Richtung von Q bezogene Widerstand des Hebels an und für sich, d. h. ohne Nutzleistung,

μ der Coefficient der zusätzlichen Reibung,

so ist nach §. 2, Gl. (5) und (8), worin aber R und P_1 auf den Angriffspunkt und die Richtungslinie von P bezogen sind und deshalb bei den hier erklärten Bedeutungen von R und Q die Werthe

$$\frac{b}{a} R \text{ und } \frac{b}{a} Q$$

haben, die relativ vortheilhafteste Grösse von P:

$$P = \frac{b}{a}[R + (1+\mu) Q] = K + \frac{1}{2}\frac{b}{a} R \quad \ldots\ldots\ (1).$$

Daraus folgt

$$\frac{a}{b} = \frac{(1+\mu) Q + \frac{R}{2}}{K} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ (2),$$

worin K bei n Arbeitern die $n$fache mittlere Kraftäusserung des einzelnen bedeutet.

Wäre z. B. $\quad R = K = \frac{1}{4} Q$ und $\mu = \frac{1}{8}$,

so folgte $\quad \frac{a}{b} = 5$ und $P = 1{,}1\, K$.

Der Wirkungsgrad des Motors wäre nach §. 2, Gl. (10, a):

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{1}{2}\frac{b}{a}\frac{R}{K}\right)^2 = 0{,}99$$

entsprechend einer effectiven täglichen Leistung des einzelnen Arbeiters von durchschnittlich

$$\eta_1 A = 0{,}99 \,.\, 144\,000 \text{ Meterkgr.}$$

Der resultirende Wirkungsgrad wäre nach Gl. (10) in §. 2:

$$\eta = \frac{\left(1 - \frac{1}{2}\frac{b}{a}\frac{R}{K}\right)^2}{1+\mu} = \frac{8}{9}(0{,}9)^2 = 0{,}72$$

und der Wirkungsgrad des Hebels selbst:

$$\eta_2 = \frac{0{,}72}{0{,}99} = \frac{8}{11} \cdot —$$

Zum Hebel können (wegen ähnlich absatzweiser Wirkung der Muskelkraft) der Kreuzhaspel und der Spillenhaspel gerechnet werden, bestehend aus einer zur Aufwindung eines gespannten Zugkraftorgans dienenden horizontalen Welle mit kreuzweise quer durchgesteckten Hebeln, bezw. mit einem sogenannten Spillenrade versehen, d. i. einem Rade, von dessen Umfange radial gerichtete Handhaben (Spillen) hervorstehen. Indem diese Maschinen vorzugsweise nur dazu dienen, mit kleiner Geschwindigkeit auf kurze Zeit und mit längeren Unterbrechungen grosse Lasten zu bewältigen, kann man dabei auf eine Kraft von $K = 15$ bis 20 Kgr. pro Arbeiter rechnen.

3) Die Kurbel an einer horizontalen Welle ist eine der vortheilhaftesten Maschinen zur Bethätigung der Muskelkraft des Menschen. Bezeichnet man diejenige Vierteldrehung als die erste, bei welcher der Kurbelarm von der vertical aufwärts gerichteten in die horizontal vom Arbeiter weg gerichtete Lage übergeht, und so fort die folgenden als die zweite, dritte, vierte Vierteldrehung, so wirkt der Arbeiter ungefähr von der Mitte des vierten bis zur Mitte des zweiten Quadranten drückend, während der übrigen Zeit ziehend; bei der Druckwirkung, besonders im letzten Theile derselben, wird die Muskelkraft durch das Körpergewicht unterstützt. Dabei ist behufs möglichst vortheilhafter Wirkung vorausgesetzt, dass die Länge des Kurbelarms ungefähr 0,4 Mtr. beträgt und die Axe der Welle in der Höhe der Hüften über dem Fussboden liegt.

Versuchen zufolge, welche hier mit Hülfe der dynamometrischen Kurbel mit grösserer Sorgfalt angestellt werden konnten, ist der Druck am grössten ungefähr auf der Grenze zwischen dem ersten und zweiten Quadranten, am kleinsten in der Mitte des vierten Quadranten, wo der Zug in Druck übergeht. Bei einer mehrmännischen Kurbel sind deshalb die beiden Kurbelarme an den Enden der Welle entgegengesetzt gerichtet anzubringen. Ein geübter Arbeiter ist indessen durch die drei ersten Quadranten hindurch eine nur wenig veränderliche Kraft auszuüben im Stande.

Erfahrungsmässig ist für eine continuirliche, d. h. solche Akkordarbeit, welche nicht durch nothgedrungen häufige Stillstände unterbrochen wird, höchstens anzunehmen:

$$K = 10\ \text{Kgr.},\quad c = 1\ \text{Sec. Mtr.},\quad t = 8\ \text{Stunden},$$

also

$$E = 10,\quad A = 10 \,.\, 8 \,.\, 3600 = 288\,000\ \text{Meterkgr.}$$

Bei Taglohnarbeit kann diese Leistung bis auf etwa 60 % abnehmen, insbesondere also die Tagesleistung auf

$$A = 0{,}6 \,.\, 288\,000 = 172\,800\ \text{Meterkgr.}$$

Ebenso können auch Akkordarbeiten erheblich kleiner ausfallen, wenn sie der Natur der Sache gemäss durch längere Pausen unterbrochen werden müssen, wie z. B. Arbeiten an der Kunstramme, wobei der Rammbär mittels einer Kurbelwinde empor gezogen wird.

Nach Beobachtungen von v. Kaven und Köpke über die Leistungen von Kunstrammen bei den oben unter 1) schon erwähnten Harburger Grundbauten vertheilte sich die Zeit einer Stunde wie folgt:

18 Schläge des Rammbärs (Aufwinden)	27 Min.
Herunterlassen und Einhängen des Schneppers	6 „
Pause zum Ausruhen	9 „
Heranbringen der Pfähle, Versetzen der Ramme u. s. w. .	18 „
	60 Min.

Indem nun bei einer solchen Kunstramme (Akkordarbeit) weiter beobachtet wurde:

$$K = 7{,}09 \text{ Kgr. und } c = 1{,}247 \text{ Sec. Mtr.},$$

war $E = Kc = 8{,}84$ Meterkgr. und bei zehnstündiger gesammter Tagesarbeit:

$$A = 8{,}84 \,.\, 10 \,.\, 27 \,.\, 60 = 143\,208 \text{ Meterkgr.}$$

Bei einer zweiten Ramme war

$$K = 8{,}7 \text{ Kgr. und } c = 1{,}3 \text{ Sec. Mtr.},$$

somit $$E = 11{,}31 \text{ und } A = 183\,222 \text{ Meterkgr.}$$

Mit durchschnittlich nur $A = 160\,000$ wäre die tägliche Leistung $\frac{16}{6} = 2\frac{2}{3}$ mal so gross, als bei der Handzugramme nach obigen Ermittelungen, so dass selbst mit Rücksicht auf die grösseren Effectverluste durch Nebenwiderstände der weniger einfachen Maschine und durch die erforderliche Miterhebung des den Schnepper enthaltenden Fallblocks auf eine wenigstens doppelt so grosse Nutzleistung zu rechnen ist, abgesehen von dem weiteren Vorzug der wesentlich grösseren Erhebungshöhe, also der grösseren Wirksamkeit des einzelnen Schlages bei gegebenem Gewicht des Rammbärs. —

Das beste Verhältniss der Hebelarme a, b von Kraft und Last ist ebenso, wie beim Hebel angegeben wurde, durch Gl. (2) bestimmt; da hier a ungefähr $= 0{,}4$ Mtr. gegeben ist, folgt daraus

$$b = \frac{Ka}{(1+\mu)\,Q + \frac{R}{2}}.$$

Wirkt die Last Q an der Welle selbst mittels einer Kurbel von der Armlänge r, aber nicht beständig senkrecht dazu (wie auch K als ein Mittelwerth der senkrecht zur Kraftkurbel gerichteten Kraft bezw. Kraftcomponente verstanden wird), sondern mit Hülfe von Kurbelstange und Geradführung in unveränderlicher Richtungslinie bezüglich auf das Maschinengestell abwechselungsweise im einen und im umgekehrten Sinn oder periodisch stets nur in einem Sinn mit constanter Grösse Q, so ist ihr Hebelarm b zwischen 0 und r veränderlich und im Mittel

$$b = \frac{2}{\pi} r \quad \text{bezw.} \quad = \frac{1}{\pi} r.$$

Zur Ausgleichung der hier erheblichen Veränderlichkeit der elementaren Widerstandsarbeit ist die Kurbelwelle mit einem Schwungrade auszurüsten, das auch sonst schon zur Ausgleichung der bei den verschiedenen Kurbelrichtungen verschiedenen Grössen der Kraft (zur Unterstützung des Arbeiters bei der oben als vierten bezeichneten Vierteldrehung) besonders bei der einmännischen Kurbel von Nutzen ist.

4) Die stehende Winde (Erdwinde, Ankerwinde) ist eine stehende Welle zur Aufwindung eines gespannten Zugkraftorgans, welche durch ungefähr in Brusthöhe quer durchgesteckte Hebel umgedreht wird, indem dieselben von den im Kreise herum gehenden Arbeitern vor sich her geschoben werden. Die Kraftäusserung ist nicht unvortheilhaft. Meistens wird diese Winde zu solchen Zwecken und unter solchen Umständen angewendet, welche kürzere Dauer oder öftere und längere Unterbrechungen der Arbeit bedingen. Es wird dann auf wenigstens

$$K = 14\,\text{Kgr.} \quad \text{bei} \quad c = 0{,}75\,\text{Sec. Mtr.},$$

also auf einen Effect $E = Kc = 10{,}5$ Meterkgr. gerechnet werden können. Uebrigens erfordert diese Winde viel Platz, weshalb ihr z. B. als Ankerwinde (als sogen. Gangspill) wenigstens auf kleineren Kauffahrteischiffen das Pumpspill vorgezogen wird trotz der daran weniger vortheilhaften, bezw. mehr ermüdenden Arbeit.

§. 5. Arbeit an Maschinen bei vorwiegendem Angriff mit den Füssen.

1) Ohne Vermittelung des Körpergewichts arbeitet der Mensch mit den Füssen nicht vortheilhaft, und es ist deshalb diese Art der Arbeitsleistung nur dann am Platze, wenn die Hände zu gleichzeitiger anderweitiger Beschäftigung frei bleiben sollen, wie z. B. bei der Bewegung von Schleifsteinen, kleinen Drehbänken, Nähmaschinen u. s. w.

und wenn es sich um eine nur kleine erforderliche Betriebskraft handelt. Gewöhnlich ist hierbei ein Trittbrett, das um eine horizontale Axe schwingt, vermittels einer Koppel mit einer Kurbel verbunden, die periodisch nur beim Niederdrücken eines Fusses unter Mithülfe des ganzen Beins angetrieben wird und deshalb jedenfalls mit einem Schwungrade oder einem als solches wirkenden Maschinentheile verbunden sein muss. Bei Nähmaschinen wird die Kurbel auch dadurch doppelt wirkend gemacht, dass das Pedal abwechselungsweise auf der einen Seite seiner Schwingungsaxe mit den Fussspitzen, auf der andern mit den Fersen gedrückt und so die Koppelstange abwechselnd auf Zug und auf Druck in Anspruch genommen wird; die Füsse schwingen dabei um die Fussgelenke ohne wesentliche Mitbewegung der Beine und können, da sie zur Stützung des sitzenden Arbeiters nicht gebraucht werden, beide gleichzeitig Arbeit verrichtend wirken.

2) Durch Vermittelung des Körpergewichts, indem dasselbe nämlich, wie beim Ansteigen auf einer geneigten Ebene, Treppe oder Leiter erhoben wird, lässt sich die Muskelkraft des Menschen sehr vortheilhaft verwerthen, wie schon daraus zu schliessen ist, dass nach §. 3 bei abwechselndem Auf- und Niedergange des unbelasteten Menschen längs einer stärker geneigten Strecke die der Erhebung des Körpergewichtes entsprechende Tagesarbeit auf rund 200000 Meterkgr. veranschlagt werden konnte. Die Wirkung ist dabei entweder eine stetige oder eine periodisch unterbrochene, indem der Mensch entweder nur relativ ansteigend seinen absoluten (auf das Maschinengestell bezogenen) Standort beibehält, oder sich thatsächlich auf eine gewisse Höhe emporhebt und von derselben niedersinken lässt.

Die stetige Wirkung des durch Schreiten oder Klettern relativ emporgehobenen Körpergewichtes wird bei dem Tretrade ausgeübt, welches auch je nach seiner besondern Anordnung als Laufrad, Stufenrad oder Sprossenrad bezeichnet wird. Beim Laufrade schreiten die Arbeiter unten im Inneren des Rades auf der mit Leisten beschlagenen Mantelfläche frei, d. h. ohne Anhalt für die Hände, relativ empor. Bei dem Stufen- und dem Sprossenrade befinden sie sich ausserhalb des Rades oberhalb der Axe, indem der Radumfang entweder mit Trittbrettern (Stufen), die den Standort der Arbeiter in horizontaler Lage passiren, oder mit Sprossen versehen ist; ersterenfalls leistet ein in Brusthöhe vor den Arbeitern befindlicher Anhalt für die Hände nützliche Dienste zur Erleichterung dieser Art von Arbeitsleistung und zur Sicherung gegen Unglücksfälle, welche z. B. bei einem Seilbruche oder beim Zurücktreten eines Theiles der Mannschaft durch die beschleunigte Bewegung veranlasst werden können, in welche das Rad durch plötzliches Uebergewicht der bewegenden Kraft oder der Last im einen oder anderen Sinne versetzt wird.

Der Steigungswinkel = dem spitzen Winkel α, welchen der nach dem Angriffspunkte des Arbeiters gezogene Halbmesser des Rades mit der Verticalen bildet, kann bei dem Laufrade nur eine mässige Grösse von ungefähr 15^0 passend haben, bei dem Stufenrade kann er grösser sein, beim Sprossenrade gar bis 90^0 betragen, indem dann der Arbeiter, zugleich mit den Händen an den Sprossen angreifend, wie auf einer Leiter empor klettert.

Was die Leistung eines Arbeiters am Tretrade betrifft, so kann erfahrungsmässig seine Verticalgeschwindigkeit zu 0,15 Sec. Mtr. angenommen werden, entsprechend einer Peripheriegeschwindigkeit des Rades $= \frac{0,15}{sin\, \alpha}$ und bei 70 Kgr. Körpergewicht und 7 Stunden effectiver täglicher Arbeitszeit einer Tagesleistung

$$A = 70 . 0,15 . 7 . 3600 = 264000 \text{ Meterkgr.}$$

Ein Theil des Vortheils dieser grossen Leistungsfähigkeit geht übrigens durch die des grossen Radgewichtes wegen hier sehr bedeutende Zapfenreibung verloren. Ist

G das Gewicht eines jeden der n Arbeiter,
G_1 das Gewicht des Rades, a sein Halbmesser,
Q die Last, b ihr Hebelarm,
r der Zapfenhalbmesser, μ der Zapfenreibungscoefficient,

so ist, wenn ungünstigsten Falles (in Betreff der Zapfenreibung) Q vertical abwärts zieht,

$$nG . a\, sin\, \alpha = Qb + \mu(nG + G_1 + Q)r \ldots\ldots\ldots (1),$$

wodurch die eine oder andere der in der Gleichung vorkommenden Grössen bei gegebenen Werthen der übrigen bestimmt ist. —

Vermittels der periodischen Erhebung des Körpergewichtes wirkt die Muskelkraft des Menschen recht vortheilhaft bei der im Uebrigen allerdings nur unter besonderen Umständen zweckentsprechenden Aufzugmaschine des französischen Ingenieur-Capitains Coignet.* Dieselbe besteht einfach aus einer um eine horizontale Axe drehbaren festen Rolle von grossem Durchmesser mit einem darüber gelegten Seil,

* Allgem. Maschinenlehre von Dr. M. Rühlmann, 2. Aufl., Bd. I, S. 295.

welches zwei Plattformen trägt; auf die gerade oben befindliche stellt sich ein Arbeiter und zieht dadurch niedersinkend die mit der zu hebenden Last beschwerte andere Plattform in die Höhe. Je nach der Hubhöhe h sind es mehr oder weniger $= n$ Arbeiter, welche der Reihe nach einzeln auf die obere Plattform treten, nachdem sie auf gewöhnlichen Leitern emporgestiegen waren. Zur Vermeidung einer beschleunigten Bewegung wird die zu hebende Last etwas grösser genommen, als das Durchschnittsgewicht = 70 Kgr. eines Arbeiters, und es wird oben ein $(n+1)$ter Arbeiter angestellt, der durch Ziehen am Seil mit den Händen den kleinen Ueberschuss nebst der Reibung zu bewältigen hat, wofür im Ganzen eine durchschnittliche Zugkraft von etwa 7 Kgr. gerechnet werden mag, vorausgesetzt, dass die Last ungefähr 72 Kgr. schwer genommen und für passende Auswahl der Arbeiter mit Rücksicht auf nahe gleiches Körpergewicht Sorge getragen wird. Bei Lasten, welche in Gefässen (z. B. Erde in Handkarren) gehoben werden sollen, kann 72 Kgr. das durchschnittliche Nettogewicht sein, wenn man auf der anderen Seite mit dem Manne stets ein leeres Gefäss niedergehen lässt.

Gemäss der Erfahrung, dass ein Mann von 70 Kgr. Körpergewicht durch die periodische Erhebung desselben beim abwechselnden Auf- und Absteigen von Leitern eine Tagesarbeit $A = 200\,000$ Meterkgr. ohne übermässige Ermüdung zu leisten im Stande ist, wird hier, wo das Niedersinken auf der Plattform mit keiner Anstrengung verbunden ist, mit Sicherheit auf eine tägliche Gesammterhebung von 3500 Mtr. zu rechnen sein, entsprechend

$$A = 70.3500 = 245\,000 \text{ Meterkgr.}$$

bei einer zu 10 Stunden anzunehmenden gesammten täglichen Arbeitszeit. Die n Arbeiter verrichten sonach eine tägliche Arbeit

$$= 70.3500.n \text{ Meterkgr.},$$

und indem dabei das Förderseil einen Weg $= 3500\,n$ Mtr. durchläuft, hat der $(n+1)$te Arbeiter eine Arbeit

$$= 7.3500.n \text{ Meterkgr.}$$

zu verrichten. Dabei ist freilich n höchstens $= 4$ vorauszusetzen, weil mit $n = 4$ die diesem Arbeiter zugemuthete Tagesarbeit von

$$7.3500.4 = 98\,000 \text{ Meterkgr.}$$

nach den im §. 4 unter 1) erwähnten Erfahrungen schon überreichlich bemessen sein würde. Die Leistung aller $(n+1)$ Arbeiter zusammen ist dann also

$$= 77.3500\,n \text{ Meterkgr.}$$

und die durchschnittliche Leistung des einzelnen

$$= 77.3500 \frac{n}{n+1} = 269\,500 \frac{n}{n+1} \text{ Meterkgr.} \quad \ldots\ldots (2).$$

Jeder der n Arbeiter kommt täglich $\frac{3500}{h}$ mal zur Wirkung, und es werden

$$\frac{3500}{h} n \text{ Aufzüge}$$

während der 10 Arbeitsstunden gemacht. Wird für dieselben eine Geschwindigkeit = 1 Sec. Mtr. bei s Secunden Aufenthalt zwischen je zwei Aufzügen gerechnet, so ist folglich

$$\frac{3500}{h} n = \frac{10.3600}{h+s},$$

woraus $$n = \frac{72}{7} \frac{h}{h+s} \text{ oder } s = \left(\frac{72}{7} \frac{1}{n} - 1\right) h \quad \ldots\ldots (3)$$

folgt. Z. B. bei Festungsbauten in Vincennes bei Paris, wo bedeutende Erdmassen auf $h = 13$ Mtr. Höhe zu heben waren, wurden dieselben in leichten Handkarren auf die jedesmal unten befindliche Plattform gefahren, und es war $n = 3$, entsprechend bei 10 Stunden täglicher Arbeitszeit nach (3) nahe $s = 32$ Sec. Von den 4 Arbeitern kam nach (2) durchschnittlich jeder mit

$$\frac{3}{4} \cdot 269\,500 = 202\,125 \text{ Meterkgr.}$$

täglich zur Wirkung bei nur etwa 5% Arbeitsverlust durch die Nebenwiderstände der einfachen Maschine.

II. Thiere als Motoren.

Vermöge ihrer Körperbeschaffenheit arbeiten die zur Arbeitsleistung benutzten Thiere (Pferd, Ochs, Esel, Maulesel) am vortheilhaftesten, wenn sie, geradlinig fortschreitend, einen Zug ausüben. Ueber die mittleren Leistungen unter solchen Umständen wurden im §. 2 nach Gerstner Angaben gemacht, wobei indessen zu bemerken ist, dass die betreffenden Angaben verschiedener Schriftsteller oft nicht unerheblich abweichen und dass auch die Leistungen je nach der Raçe, sowie nach Beschaffenheit und Fütterung des Individuums sehr verschieden sein können. Nach anderen Angaben wurde z. B. bei $t = 8$ Stunden täglicher Arbeitszeit und $c = 1{,}1$ Sec. Mtr. Geschwindigkeit die Zugkraft des Pferdes

$$K = 55 \text{ bis } 70 \text{ Kgr.}$$

gefunden, also $Kc = 60{,}5$ bis 77 Meterkgr.,

$$A = 8.3600\,Kc = 1742400 \text{ bis } 2217600,$$

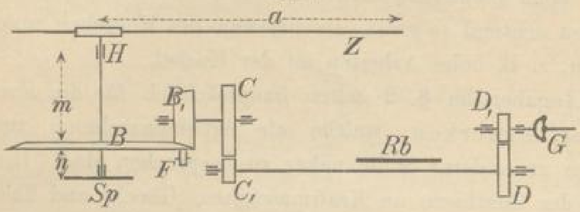
im Durchschnitt etwa $A = 8.240000$ Meterkgr., d. h. die tägliche Arbeitsleistung des Pferdes beim Ziehen im Schritt auf horizontaler oder wenig geneigter Strasse etwa achtmal so gross, als diejenige des Menschen unter günstigen Umständen, z. B. beim Arbeiten an der Kurbel.

Diese und die Angaben im §. 2 gelten hauptsächlich für die Fortbewegung von Lastfuhrwerken, welche als Arbeitsmaschinen zum Transport von Lasten an anderer Stelle näher zu besprechen sind. Hier soll nur die Arbeit der Zugthiere an Kraftmaschinen (Göpeln und Tretwerken) in Betracht gezogen werden abgesehen von der Benutzungsart der geleisteten mechanischen Arbeit zu gewissen Arbeitszwecken, z. B. in Bergwerken, bei sonstigen Bauten und in der Landwirthschaft. Die Leistungen der Thiere können dabei von ihrer Zugleistung an Fuhrwerken ziemlich verschieden, insbesondere erheblich kleiner sein.

§. 6. **Arbeit am Göpel.**

Der Göpel ist in der Hauptsache eine verticale Welle, die in einer horizontalen Ebene mit 2 oder 4 symmetrisch angeordneten Hebeln, sogen. Zugbäumen oder Schwengeln, fest verbunden ist, an deren Enden die Thiere (meist Pferde) angespannt werden. Bei feststehenden (in einem Gebäude fest aufgestellten) Göpeln pflegen die Zugbäume von einer mittleren Stelle der Göpelwelle abgezweigt zu sein, indem diese oben und unten mit Endzapfen gelagert ist; bei transportablen Göpeln, die ein niederes Gerüst erfordern, hat die Welle oben ein Halslager und trägt darüber ein gusseisernes Kreuz mit Hülsen zum Einstecken und Befestigen der Zugbäume. Von der langsam umlaufenden Göpelwelle wird die Bewegung mit vergrösserter Winkelgeschwindigkeit durch Räderwerk auf eine horizontale Betriebswelle übertragen, welche bei feststehenden Göpeln über den Zugbäumen und den arbeitenden Thieren liegen kann, bei transportablen aber jedenfalls unter der Rennbahn (der kreisförmigen Bahn, worauf die Thiere umgehen) liegt. Bei leichteren Ausführungen ganz in Holz, wie sie namentlich bei zweispännigen Göpeln vorkommen, lässt man ein grosses hölzernes Kammrad auf der Göpelwelle unmittelbar in ein kleines Stockgetriebe auf der horizontalen Betriebswelle eingreifen. Bei solideren Ausführungen in Eisen (abgesehen vom Gerüst und von den Zugbäumen, welche zweckmässig auch hier in Holz construirt werden) wird eine zwei- bis dreifache Uebersetzung mit Cylinder- und Kegelrädern vorgezogen, etwa in der Weise wie die Skizze, Fig. 2, zeigt gemäss der nach Rühlmann* im Königreich Hannover sehr verbreiteten Ausführung von Kehlmann.

Fig. 2.



In dieser nur die Anordnung der Wellen mit Rädern andeutenden Skizze, in welcher H das Halslager, Sp das Spurlager der Göpelwelle, Z einen Zugbaum derselben bedeutet, hat man das Gerüst des Vorgeleges D, D_1 mit dem Hauptgerüst, in welchem die Göpelwelle und die erste Vorgelegswelle $B_1 C$ gelagert sind, durch einen trapezförmigen Rahmen fest verbunden zu denken. Zwischen den Langhölzern dieses Rahmens liegt die unter der Rennbahn Rb herlaufende zweite Vorgelegswelle $C_1 D$, welcher ihrer grossen Länge wegen passend noch ein mittleres Lager gegeben werden kann. Wegen der Schwierigkeit ganz genauer Aufstellung eines solchen transportablen Göpels gegen die zu treibende Arbeitsmaschine wird die Bewegung von der kurzen Welle des letzten Rades D_1 durch ein Universalgelenk G auf die Betriebswelle übertragen. Die bei vorliegender Construction tiefe Lage des Kegelrades B hat den Vortheil, dass der Theilrissdruck Q zwischen B und B_1 vorzugsweise auf den fester gelagerten unteren Zapfen der Göpelwelle wirkt. Die Frictionsrolle F soll dem bei der Bewältigung grosser Widerstände sich merklich herausstellenden Drängen des Kegelrades B nach unten entgegenwirken.

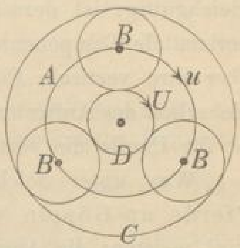
Bei anderen Anordnungen sind B und B_1 Cylinderräder, C und C_1 Kegelräder, wobei die Welle B_1 C eine verticale Lage erhält und B etwas höher auf der Göpelwelle befestigt ist. Auch fehlt oft das dritte Vorgelege D, D_1 und befindet sich dann das Gelenk G dicht neben C_1.

Wesentlich abweichend ist der Cylindergöpel von Barret und Andrews. Er ist ganz in Eisen ausgeführt, indem ein unten und oben offener gusseiserner Cylinder mit verticaler Axe als Gerüst und zugleich als Hülle für das Räderwerk dient. Auf diesem Cylinder liegt ein Deckel, welcher den umgebogenen Cylinderrand umgreift, so dass er

* Allgem. Maschinenlehre, 2. Aufl., Bd. I, S. 304.

nur um die Axe des Cylinders drehbar ist; er enthält oben die angegossenen Hülsen für die einzusteckenden Zugbäume und unten in der Mitte das obere Lager der stehenden Göpelwelle. An seiner Unterseite trägt der Deckel drei im Kreise A, Fig. 3, in gleichen Entfernungen vertheilt befestigte verticale Bolzen, um welche sich die Zwischenräder B drehen können; diese greifen einerseits in den am oberen Rande des Gerüstcylinders festen Zahnkranz C, andererseits in das Rad D auf der Göpelwelle. Am unteren Ende trägt letztere, wie in Fig. 2, ein Kegelrad, welches in ein kleineres eingreift, dessen kurze horizontale Welle hier aber unmittelbar durch das übliche Universalgelenk mit der Betriebswelle gekuppelt wird. Sind c und d die Theilrisshalbmesser des Zahnkranzes C und des Rades D, U und u die Umdrehungszahlen bezw. der Göpelwelle und des Deckels, also auch des Rades D und des Kreises A mit den Bolzen der Zwischenräder B, bezogen auf einerlei Drehungsrichtung, wie es die Pfeile in Fig. 3 andeuten, so erkennt man leicht, wenn man sich dem ganzen System die gemeinsame Umdrehungszahl u im umgekehrten Sinne ertheilt und dadurch den Deckel mit den Axbolzen der Räder B zum Stillstande gebracht denkt, dass jetzt wegen Gleichheit der Peripheriegeschwindigkeiten aller Räder die resultirende Umdrehungszahl $= U - u$ von D im Verhältnisse $\frac{c}{d}$ grösser sein muss, als die im umgekehrten Sinne vorhandene Umdrehungszahl u des Zahnkranzes C:

Fig. 3.



$$\frac{U - u}{u} = \frac{c}{d}, \text{ woraus } U = \left(1 + \frac{c}{d}\right)u \quad \ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

folgt. Indem C und D in dieselben Räder B eingreifen, verhalten sich die Theilrisshalbmesser c und d wie die betreffenden Zahnzahlen. Die compendiöse Anordnung dieses Göpels wird leider durch eine grössere Reibung erkauft, die besonders zwischen dem rotirenden Deckel und dem Rande des Gerüstcylinders einen dem grossen relativen Wege entsprechend grossen Arbeitsverlust verursachen kann.

Die Leistung der Thiere am Göpel ist bei gleicher Anstrengung kleiner, als ihre Zugleistung an Fuhrwerken auf im Wesentlichen geraden Strassen. Beschwerlich und unvortheilhaft ist die stete Körperwendung beim Gehen im Kreise, und soll deshalb insbesondere bei Pferdegöpeln der Halbmesser a der mittleren Kreisbahn wenigstens 5 Meter betragen. Würden dabei die Thiere so angespannt, dass sie die Zugbäume in einer gewissen Entfernung s hinter sich herziehen, so würde die in der Sehne s der kreisförmigen Bahn zum Radius a ausgeübte Zugkraft an einem Hebelarm etwas $< a$ wirken. Um sie zu nöthigen, stets in derselben Entfernung a von der Göpelwelle zu bleiben und möglichst rechtwinklig gegen die Zugbäume, also am Hebelarm a zu wirken, lässt man sie zwischen Gabeln laufen, die sich an den Enden der Zugbäume befinden. Auch der Winkel, den die Zugstränge mit dem Horizont bilden, ist nicht gleichgültig; ist derselbe von Null verschieden, so kommt zwar nur die horizontale Componente der Zugkraft durch Arbeitsleistung zur Geltung, aber ihre verticale Componente erhöht besonders auf glatter Bahn die Sicherheit des Auftretens und der Stützpunkte für die Hufe. Nach Cavalli ist für Pferde die vortheilhafteste Grösse des fraglichen Winkels $= 18^0$.

Was unter solchen Umständen insbesondere die Leistung der Pferde an Göpeln von wenigstens 5 Mtr. Schwengellänge betrifft, so wird meistens die Angabe Navier's:

$$K = 45,\ c = 0{,}9,\ t = 8,\ Kc = 40{,}5,\ A = 1166400$$

(bei Voraussetzung der stets hier zu Grunde gelegten Einheiten) angenommen. Indessen trifft sie nur für leichtere Pferde von ungefähr $G = 300$ Kgr. Körpergewicht zu. Schwerere Pferde von $G = 400$ Kgr. und darüber haben eine grössere Leistungsfähigkeit auch am Göpel, und zwar kann für sie im Durchschnitt aus verschiedenen (von Rühlmann mitgetheilten) Erfahrungen gesetzt werden:

$$K = 65,\ c = 1,\ t = 6,\ Kc = 65,\ A = 1404000.$$

Zur Schätzung des Wirkungsgrades η eines Göpels werde beispielsweise eine Disposition nach Art der durch Fig. 2 dargestellten mit dreifacher Uebersetzung angenommen. Dabei sei

a die Schwengellänge des vierspännigen Göpels,

also der Hebelarm der Kraft $P = 4K$. Ferner seien

$b\ \ b_1\ \ c\ \ c_1\ \ d\ \ d_1$ die Theilrisshalbmesser

der mit $B\ \ B_1\ \ C\ \ C_1\ \ D\ \ D_1$

in Fig. 2 bezeichneten Räder. Die Göpelwelle habe die Zapfenhalbmesser α und β bezw. oben im Halslager und unten im Spurlager; analog seien

$\beta_1\ \ \gamma\ \ \gamma_1\ \ \delta\ \ \delta_1$ die Halbmesser der Zapfen, mit

welchen dicht neben $B_1\ \ C\ \ C_1\ \ D\ \ D_1$

die Wellen B_1C, C_1D und D_1G gelagert sind.

$BB_1\ \ CC_1\ \ DD_1$

seien zugleich die Zahnzahlen der ebenso bezeichneten Räder. Weiter sei G das Gewicht der Göpelwelle mit den darauf festsitzenden Theilen,

l ihre Länge zwischen den Mittelebenen des Halslagers und des Spurlagers, welche Länge durch die Mittelebene des Rades B in den oberen Theil m und den unteren n getheilt werde.

Endlich sei μ der Coefficient, mit dessen Hülfe das Reibungsmoment eines Tragzapfens vom Halbmesser r infolge des Zapfendruckes P

$$= \mu P r$$

gesetzt werden kann und dasjenige eines ebenflächigen Spurzapfens bei analoger Bedeutung der Buchstaben

$$= \frac{2}{3} \mu P r$$

gesetzt werden mag, was nach Bd. II, §. 70, Gl. (5) und §. 71, Gl. (5) bei neuen Zapfen voraussetzt, dass der theoretische eigentliche Reibungscoefficient bei Spurzapfen im Verhältnisse $\frac{\pi}{2}$ grösser ist, als bei Tragzapfen. Die Verkleinerung, welche bei äusserem Eingriff von Zahnrädern der Theilrissdruck P als nutzbarer Druck durch die Zahnreibung erfährt und welche, wenn der betreffende Reibungscoefficient zum Unterschied von obigem mit μ_1 bezeichnet wird und wenn z, z' die Zahnzahlen bedeuten, für Cylinderräder nach Bd. II, §. 76, Gl. (4)

$$= \pi \mu_1 P \left(\frac{1}{z} + \frac{1}{z'}\right)$$

gesetzt werden kann, ist zwar für Kegelräder mit senkrecht zu einander gerichteten Axen nach §. 79, Gl. (4) daselbst etwas kleiner

$$= \pi \mu_1 P \sqrt{\frac{1}{z^2} + \frac{1}{z'^2}},$$

mag jedoch hier der Einfachheit wegen ebenso wie bei Cylinderrädern berechnet werden, da es anderenfalls nicht unpassend wäre, den Coefficienten μ_1 für sie etwas grösser anzunehmen.

Hiernach gilt nun, wenn Q den Theilrissdruck zwischen den Rädern B und B_1 bedeutet, für die Göpelwelle folgende Momentengleichung:

$$Pa = Qb + \frac{2}{3} \mu G \beta + \mu \left(Q \frac{n}{l} \alpha + Q \frac{m}{l} \beta\right),$$

indem der Spurzapfen zugleich als Tragzapfen zur Geltung kommt entsprechend dem Seitendrucke $Q \frac{m}{l}$, während $Q \frac{n}{l}$ als Belastung des Halszapfens zu rechnen ist und das Kräftepaar

$$Pa = \frac{P}{4} \cdot 2a + \frac{P}{4} \cdot 2a$$

weder den einen noch den anderen Zapfen der Göpelwelle belastet. Aus der Gleichung folgt:

$$Q = \frac{Pa - \frac{2}{3}\mu G\beta}{b + \mu\frac{n\alpha + m\beta}{l}}$$

oder angenähert, da die Glieder mit μ verhältnissmässig klein sind,

$$Q = P\frac{a}{b}\left(1 - \frac{2}{3}\mu\frac{G\beta}{Pa} - \mu\frac{n\alpha + m\beta}{lb}\right) = P\frac{a}{b}(1 - \varepsilon_1) \quad . \; . \; . \; . \; (2).$$

Ist ferner R der Theilrissdruck zwischen den Rädern C und C_1, so gilt für die Welle $B_1 C$, indem der Druck auf ihren Zapfen dicht neben B_1 mit kleinem Fehler $= Q$ und auf den anderen $= R$ gesetzt werden kann, die folgende Momentengleichung:

$$Q\left[1 - \pi\mu_1\left(\frac{1}{B} + \frac{1}{B_1}\right)\right]b_1 = Rc + \mu(Q\beta_1 + R\gamma),$$

woraus

$$R = Q\frac{\left[1 - \pi\mu_1\left(\frac{1}{B} + \frac{1}{B_1}\right)\right]b_1 - \mu\beta_1}{c + \mu\gamma}$$

oder näherungsweise

$$R = Q\frac{b_1}{c}\left[1 - \pi\mu_1\left(\frac{1}{B} + \frac{1}{B_1}\right) - \mu\left(\frac{\beta_1}{b_1} + \frac{\gamma}{c}\right)\right] = Q\frac{b_1}{c}(1 - \varepsilon_2) \; . \; (3)$$

folgt. Für die zweite Vorgelegswelle $C_1 D$ ergiebt sich hieraus durch Buchstabenvertauschung der Theilrissdruck S zwischen D und D_1:

$$S = R\frac{c_1}{d}\left[1 - \pi\mu_1\left(\frac{1}{C} + \frac{1}{C_1}\right) - \mu\left(\frac{\gamma_1}{c_1} + \frac{\delta}{d}\right)\right] = R\frac{c_1}{d}(1 - \varepsilon_3) \; . \; . \; (4)$$

und endlich ist, wenn Td_1 das auf das Universalgelenk nutzbar übertragene Kraftmoment bedeutet,

$$T = S\left[1 - \pi\mu_1\left(\frac{1}{D} + \frac{1}{D_1}\right) - \mu\frac{\delta_1}{d_1}\right] = S(1 - \varepsilon_4) \quad . \; . \; . \; . \; (5).$$

Aus (2) — (5) folgt:

$$T = P\frac{ab_1c_1}{bcd}(1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3)(1 - \varepsilon_4)$$

und ist somit das Verhältniss des auf die Betriebswelle übertragenen Kraftmomentes Td_1 zu demjenigen $= Pa$, mit welchem die Göpelwelle von den Zugthieren umgedreht wird, welches Verhältniss ohne alle Reibungen

= dem umgekehrten Verhältnisse der betreffenden Winkelgeschwindigkeiten $= \frac{b_1 c_1 d_1}{b c d}$ wäre,

$$\frac{T d_1}{P a} = \frac{b_1 c_1 d_1}{b c d} \cdot \eta \text{ mit } \eta = (1 - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon_2)(1 - \varepsilon_3)(1 - \varepsilon_4) \quad . \; . \; . \; (6).$$

Dieses η ist der Wirkungsgrad des Göpels. Die Bedeutungen von ε_1, ε_2, ε_3, ε_4 ergeben sich aus den Gleichungen (2)—(5).

Beispielsweise findet man mit

$$P = 4.50 \text{ Kgr.}, \qquad G = 750 \text{ Kgr.}, \qquad m = \frac{2}{3} l, \qquad n = \frac{1}{3} l$$

$a = 5160$	$\alpha = 60$	
$b = 573$	$\beta = 20$	$B = 70$
$b_1 = 123$	$\beta_1 = 30$	$B_1 = 15$
$c = 270$	$\gamma = 20$	$C = 49$
$c_1 = 83$	$\gamma_1 = 20$	$C_1 = 15$
$d = 166$	$\delta = 14$	$D = 44$
$d_1 = 56{,}6$	$\delta_1 = 15$	$D_1 = 15$

(für das Millimeter als Längeneinheit), ferner mit $\mu = 0{,}1$ und $\pi \mu_1 = 0{,}4$:

$$\eta = 0{,}805.$$

Bei einer Geschwindigkeit der Pferde von 0,9 Sec. Mtr. werden, so lange die Arbeit dauert, $\frac{4.50 . 0{,}9 . 0{,}805}{75} = 1{,}93$ Maschinenpferdestärken nutzbar gemacht. Dabei macht die Betriebswelle $D_1 G$

$$\frac{B}{B_1} \, \frac{C}{C_1} \, \frac{D}{D_1} = \frac{70 . 49 . 44}{15 . 15 . 15} = 45{,}73$$

Umdrehungen für jede Umdrehung der Göpelwelle, deren pro Minute

$$\frac{0{,}9 . 60}{2\pi . 5{,}16} = 1{,}664$$

stattfinden. Das giebt $1{,}664 . 45{,}73 = 76$ Umdrehungen der Betriebswelle.

Fehlte das letzte Vorgelege, welchem bei vorliegendem Beispiele der partielle Wirkungsgrad

$$1 - \varepsilon_4 = 1 - 0{,}065 = 0{,}935$$

zukommt, so hätte sich $\eta = \frac{0{,}805}{0{,}935} = 0{,}861$ ergeben. Im Durchschnitt dürfte der Wirkungsgrad eines Göpels mit zweifacher Uebersetzung = 0,85, eines solchen mit dreifacher Uebersetzung = 0,8 anzunehmen sein. Bei einem Barret'schen Cylindergöpel wird dagegen mit Rücksicht auf die von zufälligen Umständen abhängige Reibung zwischen dem Deckel und dem Cylinderrande kaum auf einen grösseren Wirkungsgrad, als $\eta = 0,75$ gerechnet werden dürfen.

§. 7. Arbeit an Tretwerken.

Dieselbe ist analog der im §. 5 besprochenen durch das Körpergewicht stetig vermittelten Arbeit des Menschen am Tretrade.

1) Früher häufiger, als heutzutage, waren besonders bei landwirthschaftlichen Betrieben sogenannte Tretscheiben gebräuchlich: grosse hölzerne Scheiben von 12—15 Mtr. Durchmesser, deren Axe unter etwa 20^0 gegen die Verticale geneigt gelagert ist und auf deren mit radial laufenden Latten beschlagenen oberen Fläche man in der Nähe des horizontalen Durchmessers und nahe dem Rande die passend angebundenen Thiere (Pferde oder Ochsen) schreiten lässt, so dass die Scheibe unter ihren Füssen sich drehend in Bewegung gesetzt wird.

Ist G das Gewicht des arbeitenden Thiers und a seine Entfernung von der Axe der Scheibe, deren Neigungswinkel gegen den Horizont = dem Neigungswinkel ihrer Axe gegen die Verticale allgemein $= \alpha$ sei, so ist $G \sin \alpha$ die am Hebelarm a auf Drehung um die Scheibenaxe wirkende Componente des Motorgewichtes. Ist ferner

Q der am Hebelarm b wirkende Nutzwiderstand,

G_1 das Gewicht der Scheibe mit Welle und sonst etwa zugehörigen Theilen,

r der Halbmesser beider Wellzapfen, von denen der obere nur als Tragzapfen, der untere zugleich als Spurzapfen zur Geltung kommt,

so gilt ungünstigsten Falles, dass Q die Richtung der Neigungslinien der Scheibe hat, dagegen bei Abstraction von dem aus der excentrischen Belastung durch die axiale Componente $G \cos \alpha$ entspringenden, den Seitendruck auf die Zapfen etwas vergrössernden Kraftmoment $G \cos \alpha \,.\, a$, und wenn in Betreff des Verhältnisses der Reibungscoefficienten bei der Spurzapfen- und der Tragzapfenreibung dieselbe Voraussetzung wie im vorigen §. zu Grunde gelegt wird, die folgende leicht verständliche Momentengleichung:

$$\begin{aligned} G \sin \alpha \,.\, a &= Qb + \frac{2}{3}\mu (G + G_1) \cos \alpha \,.\, r \\ &\quad + \mu [(G + G_1) \sin \alpha + Q] r \\ &= Q(b + \mu r) + \mu (G + G_1)\left(\frac{2}{3} \cos \alpha + \sin \alpha\right) r \quad \ldots\ldots (1), \end{aligned}$$

wodurch eine der in der Gleichung vorkommenden Grössen bei gegebenen Werthen der übrigen bestimmt ist.

Ist ferner v die dem Abstande a von der Axe entsprechende Geschwindigkeit der Scheibe, so ist die Anstrengung des Motors derjenigen nahe gleich zu achten, welche der Ausübung einer Zugkraft $= G \sin\alpha$ auf horizontaler Bahn mit der Geschwindigkeit v während der betreffenden täglichen Arbeitszeit $= z$ Stunden entspricht. Wenn also K die Zugkraft bedeutet, die unter vortheilhaftesten Umständen, nämlich während t Stunden täglicher Arbeitszeit und bei der mittleren Geschwindigkeit c erfahrungsmässig ausgeübt werden kann, so folgt für die angemessene Grösse von v aus Gl. (2), §. 2:

$$G \sin\alpha = K\left(3 - \frac{v}{c} - \frac{z}{t}\right)$$

$$v = \left(3 - \frac{G \sin\alpha}{K} - \frac{z}{t}\right) c \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (2).$$

Mit durchschnittlich $K = \frac{1}{6}\, G$ (z. B. $K = 60$ bei $G = 360$ Kgr.) und $z = \frac{1}{3}\, t$ (man lässt die Thiere meistens nur kurze Zeit auf der Tretscheibe arbeiten) ist

$$\begin{aligned} v &= \left(\frac{8}{3} - 6 \sin\alpha\right) c \\ &= 0{,}615\, c \text{ für } \alpha = 20^0 \\ &= 0{,}68 \text{ für } c = 1{,}1 \text{ Sec. Mtr.} \end{aligned}$$

Uebrigens wird der Scheibe passend eine um so kleinere Neigung gegeben, je längere Zeit die Thiere täglich arbeiten sollen. Z. B. mit $G = 6K$ und $v = 0{,}6\, c$ folgt aus (2):

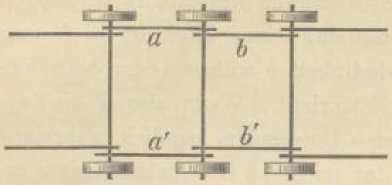
$$0{,}6 = 3 - 6 \sin\alpha - \frac{z}{t}; \quad \sin\alpha = \frac{1}{6}\left(2{,}4 - \frac{z}{t}\right)$$

$$\begin{array}{lcccc} & \alpha = 21^0 & 18{,}5^0 & 16^0 & 13{,}5^0 \\ \text{für } \frac{z}{t} = & \frac{1}{4} & \frac{1}{2} & \frac{3}{4} & 1. \end{array}$$

2) Wesentlich compendiöser ist ein anderes auch vorzugsweise bei landwirthschaftlichen Betrieben benutztes Tretwerk, dessen besonders gebräuchliche Art als Tretbrücke oder als amerikanisches Tretwerk be-

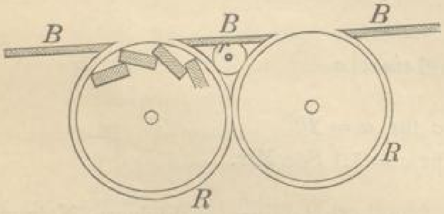
zeichnet zu werden pflegt. Dabei ist es eine eigenthümlich construirte Gliederkette ohne Ende, welche sich unter den Füssen des arbeitenden Thiers fortbewegt. Zwei um die Bahnbreite von einander entfernte einfache Systeme von Kettenschienen (Fig. 4) sind durch entsprechend lange Bolzen zu einem doppelten Systeme verbunden; die Bolzen tragen an den Enden kleine Rollen, welche bei der gerade oben befindlichen Kettenhälfte auf einer unter ungefähr 15° gegen den Horizont geneigten ebenen Bahn laufen. Auf je zwei sich entsprechenden Kettenschienen a und a', b und b' u. s. f. ist ein mit Leisten benageltes Trittbrett befestigt. Am oberen Ende der geneigten Bahn legen sich die Kettenbolzen in gabelförmige Vertiefungen an den Enden radialer Arme einer quer gegen die Kette gelagerten Welle, welche somit umgedreht wird, wenn das arbeitende Thier seine bewegliche Bahn unter sich weg schiebt.

Fig. 4.



Noch einfacher erscheint das Tretwerk mit Stufenwalzen von d'Heureuse in Berlin, Fig. 5. Zwei kräftige hölzerne Walzen von etwa 1,2 Mtr. Durchmesser und 0,8 Mtr. Länge sind mit sehr kleinem Zwischenraum von einigen Centimetern horizontal und parallel so gelagert, dass ihre Axen in einer unter 13 bis 15° gegen den Horizont geneigten Ebene in nahe 1,2 Mtr. Entfernung liegen = der durchnittlichen Entfernung der Vorderbeine von den Hinterbeinen eines Pferdes. Sie sind am Umfange mit Stufen (in Fig. 5 an einer Stelle angedeutet) ausgestattet, auf denen das Pferd schreitet, die hinteren Hufe auf der unteren Walze, die vorderen auf der oberen, indem es vorn entsprechend angebunden und hinten an ein unverrückbares Richtscheit gespannt ist. Zu seinem Schutze sind vorn, hinten und zwischen den Walzen Bohlen B, B, B angebracht sowie auch seitwärts die Bahn durch Bretter abgesperrt ist. Die Uebertragung der Bewegung geschieht durch gleiche Zahnräder R, R, welche auf den Wellen der Stufenwalzen sitzen und in dasselbe kleine Rad r auf der Betriebswelle eingreifen. Gewöhnlich lässt man die Walzen 8 Umdrehungen pro Minute machen und giebt den grossen Rädern 96, dem

Fig. 5.



kleinen 12 Zähne, so dass sich letzteres mit der Betriebswelle 64 mal in der Minute umdreht.

Ist G das Gewicht des auf dem Tretwerke arbeitenden Pferdes,

v die Geschwindigkeit der gegliederten Tretbrücke bezw. die Peripheriegeschwindigkeit der Stufenwalzen,

α der Neigungswinkel der Bahn gegen den Horizont,

so ist nach obiger Gleichung (2) mit $K = \frac{1}{6} G$, $c = 1{,}1$ Sec. Mtr. und $z = t$:

$$v = (2 - 6 \sin \alpha) \, . \, 1{,}1$$

und mit $\sin \alpha = 0{,}25$ ($\alpha = 14{,}5^0$):

$$v = 0{,}55 \text{ Sec. Mtr.},$$

entsprechend bei 1,2 Mtr. Durchmesser der Stufenwalzen

$$\frac{60 \, . \, 0{,}55}{\pi \, . \, 1{,}2} = 8 \frac{3}{4} \text{ Umdrehungen pro Min.}$$

und bei $G = 400$ Kgr. Körpergewicht einem ausgeübten Effect:

$$E = G \sin \alpha \, . \, v = 55 \text{ Meterkgr.}$$

Der Wirkungsgrad dieser Tretwerke wird im Allgemeinen nicht viel kleiner, als $\eta = 0{,}9$ sein. Schätzt man z. B. reichlich bei dem Tretwerke mit Stufenwalzen das Gewicht jeder Walze und jedes der grossen Räder R zu 400 Kgr., so dass bei auch $G = 400$ Kgr. Körpergewicht des Pferdes auf jede Walzenaxe eine Gesammtbelastung von 1000 Kgr. entfällt, und rechnet man hiervon 400 Kgr. als Belastung des einen Zapfens, 600 Kgr. als Belastung des anderen, nimmt die Durchmesser dieser Zapfen bezw. = 4 und = 5 Centimtr., den Durchmesser der Stufenwalzen und die Zahnzahlen so wie oben angegeben an, endlich die betreffenden Reibungscoefficienten so, wie es im vorigen §. bei der Berechnung des Wirkungsgrades eines Göpels geschehen ist, so ergiebt sich, dass von der Betriebskraft $G \sin \alpha = 400 \, . \, \frac{1}{4} = 100$ Kgr. durch Zapfen- und Zahnreibung verbraucht werden:

$$2 \, . \, 0{,}1 \left(400 \cdot \frac{4}{120} + 600 \, . \, \frac{5}{120}\right) + 0{,}4 \left(\frac{1}{96} + \frac{1}{12}\right) . \, 100$$
$$= 7{,}66 + 3{,}75 = 11{,}4 \text{ Kgr.},$$

entsprechend einem Wirkungsgrade $\eta = 0{,}886$. Die Zapfenreibung der Betriebswelle, auf welcher das Rad r, Fig. 5, festsitzt, ist wenig erheblich, und dürfte es genügen, den Wirkungsgrad mit Rücksicht darauf zu $\eta = 0{,}88$ anzunehmen.