Zusätze.

Zu dem Verlust an lebendiger Kraft durch den Stofs.

(S. 168.)

Der durch die Formel (4) auf Seite 168 ausgedrückte Verlust an der sogenannten **lebendigen Kraft**, welcher durch den Stofs unelastischer Körper entsteht, nämlich die Gröfse $d = \frac{m m' (v - v')^2}{m + m'}$, läfst sich auch in folgender Form darstellen:

$$d = m(v - V)^2 + m'(V - v')^2$$

wobei (§. 199) $V = \frac{m v + m' v'}{m + m'}$ die gemeinschaftliche Geschwindigkeit beider Körper nach dem Stofse bezeichnet. In dieser letztern Form ist der genannte Verlust, da $v - V$ die verlorne Geschwindigkeit des einen, und $V - v'$ die gewonnene des andern Körpers bezeichnet, **gleich der Summe der lebendigen Kräfte, welche die beiden Körper beziehungsweise besitzen würden, wenn jeder derselben mit der von ihm durch den Stofs verlorenen oder gewonnenen Geschwindigkeit begabt wäre.** Diefs ist der *Carnot*'sche Lehrsatz, welcher sich überhaupt auf ein ganzes System von unelastischen Körpern ausdehnen läfst, in welchen in Folge eines Stofses plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen eintreten.

Ist die Masse m des anstofsenden Körpers gegen jene m' des gestofsenen so gering, dafs sie in der Summe $m + m'$ gegen diese letztere verschwindet oder ausgelassen werden darf, so ist der in Rede stehende Verlust $d = m(v - v')^2$. Stöfst der Körper m auf den ruhenden m', so ist wegen $v' = o$ dieser Verlust:

$$d = \frac{m'}{m + m'} m v^2.$$

Ist nun m' sehr klein gegen m, so dafs man nahe m statt $m + m'$ setzen kann, so ist dieser Verlust $d = m' v^2$ ein sehr kleiner Theil der vorhandenen lebendigen Kraft $m v^2$ und kann, wenn sich die Stöfse nur nicht zu oft wiederholen, vernachläfsigt werden.

Ist dagegen m' gegen m sehr bedeutend, so nähert sich der Bruch $\frac{m'}{m + m'}$ wesentlich der Einheit und der genannte Verlust wird dann nahe $= m v^2$, d. h. es geht beinahe die ganze vorhandene lebendige Kraft verloren.

Endlich ist es gut zu bemerken, dafs der Verlust an lebendiger Kraft nichts anderes als ein Verlust an Wirkungs- oder Arbeitsgröfse ist, indem man (§. 185) $W = \frac{d}{2g}$ hat. Es ist daher in der industriellen Mechanik höchst wichtig, bei allen Mittheilungen der Bewegung Stöfse zwischen den einzelnen Maschinentheilen, die immer mehr oder weniger als unelastische Körper anzusehen sind und wodurch sonach jedesmal ein wahrer Verlust an Arbeit entsteht, möglichst zu vermeiden.

Zur Reibung eines Seiles über einen ruhenden Cylinder.

(S. 207.)

Setzt man, um die mit der Zahl der Umwicklungen sehr rasch zunehmende Reibung anschaulicher zu machen, in der Formel (2) auf S. 208 den Reibungscoefficienten, wie er für neue Seile auf Holz angenommen werden kann, $f = \frac{1}{3}$ und der Reihe nach $n = 0, 1, 2, 3, 4 \ldots$; so erhält man für P beziehungsweise die Werthe Q, $8\,Q$, $66\,Q$, $530\,Q$, $4348\,Q$ u. s. w.

Soll P nicht die bewegende, sondern die blofs erhaltende Kraft seyn, so dafs also die Reibung dabei zu Statten kommt, so mufs wieder (wie in §. 231) f negativ genommen werden, oder, was auf dasselbe führt, man darf in der genannten Gleichung (2 nur P mit Q vertauschen, wodurch $P = \frac{Q}{e^{2n\pi f}}$, also für den vorigen Werth des Reibungscoefficienten und für $n = 1, 2, 3 \ldots$ sofort $P = \frac{1}{8}Q, \frac{1}{66}Q, \frac{1}{530}Q \ldots$ wird.

So kann ein Fafszieher, wenn er beim Hinablassen eines vollen Fasses in einen Keller das dabei angewendete Seil 3 Mal um einen quer über die Kellerthür gelegten runden Baum wickelt, mit einer Kraft von nur 25 Pfund, eine Last von $530 \times 25 = 13250$ Pfund oder $132\frac{1}{2}$ Centner ohne Gefahr hinablassen.

Zur wälzenden Reibung.

(S. 208.)

Rollt z. B. ein Rad aus Ulmenholz von 4 Fufs Durchmesser auf einer horizontalen Unterlage aus Eichenholz, so wird $F = \frac{1}{32} \cdot \frac{Q}{24} = \frac{Q}{768}$, so, dafs also an der Peripherie des Rades eine Kraft von einem Pfund dasselbe fortrollen kann, selbst wenn es mit 768 Pfund gegen die Unterlage geprefst wird; die gleitende Reibung würde in diesem Falle, so günstig als möglich, nämlich f nur mit ·06 angenommen, gleichwohl 46 Pfund betragen.

Wegen dieses geringen Betrages kann man die wälzende Reibung, wenn die Unterlage fest und glatt genug ist, in der Regel immer vernachläfsigen.

Grofse Lasten werden daher oft auf Walzen oder Kugeln, unter welche man Breter oder Pfosten legt, fortbewegt. Ist der Boden weich oder leicht zusammendrückbar, so entstehen, wie z. B. bei Wagenrädern, Furchen oder Geleise, wodurch, weil die Räder dann wie über eine schiefe Ebene hinaufsteigen müssen, ferner von beiden Seiten (an den Radfelgen) eine gleitende Reibung eintritt, der Wälzungswiderstand viel bedeutender wird.

Zu den Frictionsrollen.

(S. 208.)

Wäre der Umfang der Rolle und die untere Fläche des Prisma A so glatt, dafs die gleitende Reibung F' kleiner, als die zur Umdrehung der Rollen nöthige Kraft F ausfiele, so würden die Rollen stehen bleiben, und das Prisma darüber weg gleiten, ein Umstand, der sich z. B. im Winter bei den Wagenrädern öfter ereignet, wo durch das Gefrieren der Schmiere in der Radbüchse die drehende Reibung vergröfsert, dagegen durch die Schnee- oder Eisbahn die gleitende Reibung am Umfange der Räder vermindert wird. Ist f' der Reibungscoefficient für die drehende, und f jener für die gleitende Reibung, so mufs, damit diese Erscheinung eintritt $fQ < \frac{r}{R} f' Q$, d. i. $f < \frac{r}{R} f'$ seyn.

Zu den Fuhrwerken.

(S. 210.)

Soll das Rad aufserdem über einen festen Widerstand, wie z. B. einen Stein a (Fig. 182) von der Höhe h gehen, so mufs man das Glied $f' \frac{Q+q}{R}$ durch jenes (§. 242, Anmerk. Gleich. m) $(Q+q)\sqrt{\frac{2h}{R}}$ ersetzen.

Dabei ist aber noch keinesweges auf den durch den Stofs entstehenden Verlust an lebendiger Kraft Rücksicht genommen, welcher durch die Zugkraft, d. i. durch ihre Arbeit wieder ersetzt werden mufs.

Zieht man in dem Augenblick als das Rad mit dem Hindernifs zur Berührung gekommen ist, an dieses einen Halbmesser, so bildet dieser mit der lothrechten Linie einen Winkel α, wofür $Sin\, v\, \alpha = 1 - Cos\, \alpha = \frac{h}{R}$ ist. Hat nun die Radachse, bevor das Rad an das Hindernifs stöfst, nach horizontaler Richtung die Geschwindigkeit v, so mufs diese im Augenblicke des Anstofses, wobei der Radmittelpunkt einen Kreisbogen beschreibt, dessen Centrum das Hindernifs bildet, plötzlich in die kleinere Geschwindigkeit $v\, Cos\, \alpha = v\left(1 - \frac{h}{R}\right)$ übergehen, wozu (§. 186) eine Wirkungsgröfse von

$$\frac{(Q+q)}{2g}(v^2 - v^2 Cos^2 \alpha) = \frac{Q+q}{2g} v^2 \left(2 - \frac{h}{R}\right)\frac{h}{R},$$

oder wenn man $\frac{h}{R}$ gegen 2 ausläfst, $= \frac{(Q+q)\, h v^2}{g R}$ nothwendig ist.

Folgen diese Hindernisse in den Entfernungen E auf einander und ist K die nöthige Zugkraft, um blofs diese Stöfse zu überwinden, so mufs $K \cdot E$ der vorigen Arbeit gleich, also $K = \frac{(Q+q)\, h v^2}{g R E}$ seyn.

Dieser von dem Stofse herrührende Widerstand kann durch Anwendung von zweckmäfsigen Wagenfedern gröfstentheils aufgehoben werden, indem der Schwerpunkt des auf den Federn ruhenden Theiles des Wagens beim Anstofsen des Rades an das Hindernifs keine gebrochene Gerade, sondern eine Curve beschreibt, folglich dabei auch die plötzliche Geschwindigkeitsänderung von v auf $v \, Cos \, \alpha$ (da jetzt $\alpha = o$) nicht Statt findet.

Könnte man auch hier, wie bei den Frictionsrollen, die rollende oder wälzende Reibung vernachläfsigen, dürfte man nämlich im Ausdrucke (s (auf S. 210) nur das von der Achsenreibung herrührende Glied $\frac{r}{R} f Q$ berücksichtigen (ist die Last Q z. B. auf 4 Rädern gleichmäfsig vertheilt, so beträgt die Reibung in jeder Radachse $\frac{1}{4} f Q . \frac{r}{R}$, also in allen 4 zusammen ebenfalls wieder $\frac{r}{R} f Q$), so wäre z. B. für $r = 1$ und $R = 24$ Zoll, so wie für $f = \frac{1}{8}$, sofort

$$F = \tfrac{1}{24} . \tfrac{1}{8} Q = \frac{Q}{192},$$

so, dafs also 1 Pferd bei einer Zugkraft von 100 Pfund oder 1 Centner eine Bruttolast von 192 Centner auf einer ebenen Strafse müfste fortschaffen können. Allein, da man der Erfahrung zufolge dafür höchstens nur von 20 bis 25 Centner annehmen darf, so ist diefs ein Beweis, dafs selbst auf unseren besten Strafsen die rollende Reibung, oder eigentlich die übrigen Widerstände, die Achsenreibung bei weitem, und zwar oft um das 8 bis 10fache übersteigen.

Nach Rumford's und Bevan's Versuchen ist bei Wägen mit 3 bis 4 Fufs hohen Rädern auf horizontalen Strafsen der Widerstand oder das Verhältnifs der Zugkraft zur gesammten Last folgendes:

Im tiefen Sande $\frac{1}{8}$; im frischen Schotter $\frac{1}{9}$; auf sehr sandigem Boden $\frac{1}{12}$; auf sandigem Boden $\frac{1}{17}$; auf nur etwas sandigem Boden $\frac{1}{19}$; auf gutem Erd- oder Feldwege $\frac{1}{25}$; auf einer reinen chaussirten Strafse $\frac{1}{33}$; auf einer gepflasterten Strafse, im Schritt $\frac{1}{40}$; auf einer gepflasterten Strafse, im Trabe $\frac{1}{14}$.

Auf Eisenbahnen nimmt man diesen Widerstand im Durchschnitt zu $\frac{1}{200}$ an, welcher (da die rollende Reibung von etwa $\frac{1}{1000}$ des Gewichtes dabei ganz vernachläfsigt werden kann) blofs von der Achsenreibung der Räder herrührt.

Im tiefem Sande könnte also 1 Pferd (von 100 Pfund Zugkraft) nur 8, dagegen auf einer guten Eisenbahn 200 Centner fort bewegen, wenn die Wägen in beiden Fällen die nämlichen sind.

Die von *A. Morin* mit Fuhrwerken angestellten zahlreichen Versuche haben zu folgenden Ergebnissen geführt:

Der Widerstand gegen den Zug ist auf Steinpflaster und auf fest gefahrner Bahn einer beschotterten Strafse und (bezogen auf die Achsen der Räder) parallel mit der Bahn 1) proportional dem Drucke und umgekehrt proportional dem Durchmesser der Räder; 2) unabhängig von der Zahl der Räder und beinahe unabhängig von der Breite der Felgen.

Auf zusammendrückbarem Boden, als Erde, Sand, Kies, frisch beschotterten Strafsen nimmt dieser Widerstand ab, wenn die Felgenbreite zunimmt. — Auf weichem und zusammendrückbarem Boden, wie auf Erde, Sand, den Erdbahnen im guten Zustande oder mit Geleisen ist der Widerstand unabhängig von der Geschwindigkeit.

Im Schritte (1 Meter per Secunde) ist der Widerstand auf gutem Pflaster- oder Steinstrafsen merklich derselbe, ob das Fuhrwerk in Federn hängt oder nicht. Dagegen wächst der Widerstand auf Pflaster- oder Schotterstrafsen sehr nahe proportional mit der Geschwindigkeit. Die Zunahme des Widerstandes mit der Geschwindigkeit ist um so geringer, je elastischer das Fuhrwerk und je besser die Strafse ist. Sie ist für die Geschwindigkeiten des Schrittes und starken Trabes bei gut aufgehängten Eilwagen auf guter Schotterstrafse sehr gering.

Auf gutem Pflaster, gut gestellt und sehr eben ist im Schritte der Widerstand nur $^3/_4$ von jenem auf den besten Schotterstrafsen. Für gut gehängte Wagen ist beim Trabe der Widerstand auf dem Pflaster eben so grofs wie auf gut erhaltenen Schotterstrafsen. Auf einem nur mittelmäfsigen Pflaster, das schlecht gelegt ist und breite Fugen hat, ist jedoch im Trabe der Widerstand auch bei den best gehängten Wagen gröfser als auf guten Schotterstrafsen.

Die vortheilhafteste Neigung der Ziehstränge wächst im Allgemeinen mit dem Widerstande des Bodens und ist um so gröfser, je kleiner die Vorderräder sind. Für die gewöhnlichen Strafsen mufs man sich der horizontalen Richtung so viel als es die Bauart des Fuhrwerkes erlaubt, nähern.

Das Weitere sehe man in: Expériences sur le tirage des voitures etc. par *Arthur Morin.* Metz et Paris 1839. Oder in *Redtenbacher's* „Resultate für den Maschinenbau" S. 232.

Zur Steifheit des Seiles beim Rad an der Welle.

(S. 213.)

Ist z. B. $R = 3$ und $r = 1$ Fufs, $r' = 1$ und $d = 2$ Zoll, $Q = 20$ und $G = 10$ Centner, so wie $f = \frac{1}{10}$; so ist, da r und R ebenfalls wie d in Zollen ausgedrückt werden müssen, $P = \frac{2830}{359} = 7{\cdot}883$ Centner, oder 788·3 Pfund.

Mit Vernachläfsigung der Steifheit des Seils wäre $P = 677$ Pfund, also um 111 Pfund kleiner. Dagegen, wenn auch noch die Zapfenreibung dabei ausgelassen würde, nur $P = 667$ Pfund (wenn man nämlich die Decimalen ausläfst), so dafs also die Widerstände hier eine Kraft von 121 Pfund oder von nahe 18 Procent der theoretischen Kraft absorbiren.

Zur Festigkeit der Materialien.

(S. 215.)

Zusammenstellung der Coefficienten für die Festigkeit und Elasticität der Materialien.

Material.	m	m'	T	M	N	$\frac{m^2}{M}$	$\frac{m'^2}{M}$	$\frac{T^2}{N}$
Eichenholz	8900	8670	3470	1486800	594700	53·3	50	20
Eschenholz	14800	11100	5920	1387700	555000	161	89	63
Tannenholz	10600	7400	2970	1239000	495600	89	45	18
Buchenholz	9950	8900	3980	1152300	461000	85·5	69	35
Schmiedeisen, dünne Stäbe	53900	86700	86700	30975000	12390000	91·7	248	582
detto dickere Stäbe . . .	40900	49500	55750	18585000	7434000	89	131	418
Eisendraht	86700	—	3717	22300000	8920000	334·5	—	—
Gufseisen	12400—16100	37100	37170	12390000	4956000	12·4-21	112	279
Gufsstahl	123900	—	123900	29736000	11894000	495·6	—	1288
Stahl, mittlere Qualität	92900	—	92900	37170000	14868000	223	—	580
detto ordinäre Qualität	44600	—	44600	24780000	9912000	74	—	198
Kanonenmetall	32200	—	28500	8673000	3469000	124	—	182
Kupfer, gehämmert	31000	—	—	16230000	—	62	—	—
detto gegossen	16100	—	24800	—	—	—	—	—
Messing	16100	28100	26000	7991500	3196000	32	980	212
Zinn	41300		8150	3964800		—		
Blei	1600		5670	6690000		·372		
Zink	2500			—		—		
Glas	3100			111500		86·7		
Kalbleder	1600			4840		533		
Schafleder, gegerbtes	1400			4720		396·5		
Rofsleder, weifses	3400			9270		122·6		
detto dünnes	2700			5900		123·9		
Corduan Rofsleder	1400			3120		632		
Kuhleder	3360			8460		134·0		
Hanfseile	6320							

In dieser aus Prof. *F. Redtenbacher's* „Resultate für den Maschinenbau" (1848) entnommenen und auf das Wiener Mafs und Gewicht reducirten Tabelle, wobei die Zahlen möglichst rund gemacht wurden, bezeichnen m die absolute Festigkeit pr. 1 Quadratzoll; m' den Brechungscoefficienten pr. 1 Quadratzoll; T den Coefficienten für den Bruch durch Abwinden; M den Modul der Elasticität zur Berechnung der Ausdehnung, Zusammendrückung und Biegung der Körper; N den Modul der Elasticität zur Berechnung der Torsion; $\frac{m^2}{M}$ den Coefficienten zur Berechnung der Arbeit oder Wirkung, welche zum Abreifsen der Körper erforderlich ist; $\frac{m'^2}{M}$ dasselbe für die Wirkung zum Abbrechen, so wie $\frac{T^2}{N}$ für die Wirkung, welche zum Abwinden der prismatischen Stäbe erforderlich ist. (M. s. den Supplementband Nr. 130.)

Zum Centrifugal-Regulator.

(S. 258.)

So nützlich und allgemein verbreitet dieser Regulator, besonders bei Dampfmaschinen (seit er von *Watt* eingeführt wurde) auch ist, so leidet er doch an dem Gebrechen, dafs, wenn sich die Kugeln durch einen zu schnellen Gang der zu regulirenden, z. B. der Dampfmaschine, gehoben, und das Dampfzuleitungs-Ventil etwas geschlossen, also die Geschwindigkeit gemäfsigt haben, nicht, wie es für das Beharren bei dieser Geschwindigkeit nothwendig wäre, in dieser Höhe stehen bleiben können, sondern im nächsten Augenblicke (eben in Folge dieser verminderten Geschwindigkeit) herabsinken und das Ventil ohne Noth neuerdings öffnen, und so wieder eine gröfsere Geschwindigkeit der Maschine veranlassen, dadurch im folgenden Momente wieder steigen, und so fortwährend auf und ab oscilliren, ohne die Geschwindigkeit der Maschine vollkommen constant erhalten zn können.

Der Ingenieur *G. Ad. Franke*, welcher diesen Übelstand zuerst öffentlich (in einer Broschüre vom Jahre 1846) zu Sprache brachte, hilft demselben auf eine sinnreiche und theoretisch vollkommen richtige Weise durch seinen paraboloidischen Centrifugal-Regulator ab, bei welchem die Kugeln nicht, wie bei dem bisherigen, in einem Kreisbogen, sondern in einer der Normalgeschwindigkeit der Maschine entsprechenden Parabel auf und abzugehen gezwungen sind, so dafs diese bei der Normalgeschwindigkeit der Maschine, folglich auch der Spindel oder Achse des Regulators, an jedem Puncte der Parabel stehen bleiben, also der vorhin gerügte Übelstand in der Regulirung des Ventils nicht mehr eintreten kann.

Ist w die Winkelgeschwindigkeit der Kugeln bei dem normalen Gang der Maschine, so mufs man die Kugeln (durch Anbringung von parabolischen Leitschienen) in einer gemeinen Parabel sich auf- und abbewegen lassen, deren Parameter $p = \frac{2g}{w^2}$ ist, wobei wie immer g die Beschleunigung der Schwere bezeichnet.

Zu dem Ausflusse des Wassers aus Öffnungen in dünnen Wänden und durch kurze Ansatzröhren.

(S. 293.)

1. Ist die Ausflufsöffnung nach innen von allen Seiten erweitert und abgerundet, so, dafs das Wasser ohne Contraction ausfliefst, so sollte die wirklich ausfliefsende Wassermenge der theoretischen vollkommen gleich seyn; da die erstere jedoch den vielfältigen Versuchen zu Folge dennoch geringer als die letztere ist, so mufs man annehmen, dafs diese Verminderung aus einem Verluste in der Geschwindigkeit des austretenden Strahles hervorgeht, welches seinen Grund in der Reibung oder Adhäsion des Wassers an dem innern Umfang der Mündung und in der Klebrigkeit desselben hat. Ist $v' = \sqrt{2gh}$ die theoretische und v die wirkliche oder effective Ausflufsgeschwindigkeit und $v = \varphi v'$, so heifst der Coefficient $\varphi = \frac{v}{v'}$, welcher sonach immer < 1 ist, der Geschwindigkeitscoefficient; nach *Weisbach* kann man als Mittelwerth $\varphi = \cdot 97$ setzen.

Ist also M die aus einer solchen Öffnung vom Querschnitte a per Secunde effective ausfliefsende Wassermenge, so ist $M = \cdot 97 \sqrt{2gh}$.

Die in dieser Wassermasse enthaltene Wirkungs- oder Arbeitsgröfse ist $\gamma M \frac{v^2}{2g}$, während die Wirkungsgröfse dieser von der Höhe h herabsinkenden Masse durch $\gamma M h = \gamma M \frac{v'^2}{2g}$ ausgedrückt wird; die erstere Gröfse ist daher um $\frac{\gamma M}{2g}(v'^2 - v^2) = \gamma M \frac{v'^2}{2g}(1 - \varphi^2)$ oder bei dem angenommenen Mittelwerth von $\varphi = \cdot 97$ um $\cdot 059\, \gamma M h$, d. i. nahe um 6 Procent der letztern Wirkungsgröfse kleiner als diese letztere Gröfse. Das Wasser würde also bei seinem Ausflusse aus der genannten Oeffnung um beiläufig 6 Procent weniger Arbeit verrichten, als wenn man es durch die Druckhöhe h herabsinken und dadurch unmittelbar wirken liefse.

2. Setzt man beim Ausflusse aus Oeffnungen in einer dünnen Wand den Ausflufscoefficienten $n = \alpha\varphi$, wobei α den Contractions- und φ den Geschwindigkeitscoefficienten bezeichnet, so erhält man für den letztern, wenn man nach *Weisbach* als mittlere Werthe $n = \cdot 615$ und $\alpha = \cdot 64$ setzt, $\varphi = \frac{n}{\alpha} = \frac{\cdot 615}{\cdot 64} = \cdot 96$, also nahe eben so grofs wie beim Ausflufs durch abgerundete und conoidische Mündungen.

3. Fliefst das Wasser aus einem prismatischen Ansatzrohre aus, welches von $2\frac{1}{2}$ bis 3 Mal so lang als weit ist, so kann man nach *Weisbach* den Ausflufscoefficienten im Mittel $n = \cdot 815$ setzen, obschon dieser in etwas zunimmt, wenn die Röhrenweite und Druckhöhe abnimmt.

Reicht das winkelrecht auf die Gefäfswand stehende Ansatzrohr nicht nach aus , sondern nach einwärts und ist die Wanddicke des Rohrs, also auch dessen in das Wasser reichende Stirnfläche sehr gering, so ist der Ausflufscoefficient, wenn der Strahl das Rohr ausfüllt, $n = \cdot 71$, sonst nur $= \cdot 53$.

4. Da das Wasser aus einem solchen Ansatzrohre ohne Contraction austritt, so ist der Contractionscoefficient $\alpha = 1$, folglich der Geschwindigkeitscoefficient $\varphi = n$ gleich dem Ausflufscoefficienten.

Der mit der effectiven Geschwindigkeit v austretenden Wassermasse M (dem Gewichte nach ausgedrückt), welche sofort die Wirkungsgröfse $M\frac{v^2}{2g}$ besitzt, entspricht die theoretische Geschwindigkeit $v' = \frac{v}{\varphi}$; würde daher die Wassermasse M diese Geschwindigkeit v' besitzen, so wäre ihre Wirkungs- oder Arbeitsgröfse $= M\frac{v'^2}{2g} = M\frac{v^2}{2g\varphi^2}$. Der Verlust an Arbeit oder Wirkung, welcher daher durch diesen Geschwindigkeitsverlust entsteht, ist $= M\frac{v^2}{2g}\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)$.

Setzt man nun beim Ausflufs durch kurze cylindrische Ansatzröhren $\varphi =$ ·815, so wird dieser Verlust an Arbeitsgröfse $=$ ·505 $\frac{Mv^2}{2g}$, während er bei Mündungen in einer dünnen Wand nur $=$ ·063 $\frac{Mv^2}{2g}$, also 8 Mal geringer ist. Nur wenn man durch Abrunden der Kanten, womit sich die Röhre mit der innern Gefäfswand verbindet, einen allmäligen Übergang aus dem Gefäfs in das Rohr einleitet, kann man φ bis auf ·085 $\frac{Mv^2}{2g}$, d. i. $8\frac{1}{2}$ Procent der effectiven Arbeitsgröfse vermindern.

5. Von einem andern Gesichtspunkte ausgehend, läfst sich dieser Verlust an Wirkungsgröfse des aus einem kurzen Ansatzrohre austretenden Wassers auf folgende Weise bestimmen.

Da hier die Contraction des Wasserstrahles im Innern des Ansatzrohres (Fig. 223), dessen Querschnitt $= a$ seyn soll, Statt findet, so mufs, wenn n der entsprechende Contractionscoefficient ist, der Querschnitt na, welcher der gröfsten Contraction entspricht, plötzlich in jenen a des Rohres (wenn dieses nämlich nicht zu kurz ist) übergehen, wodurch eben so ein Verlust an lebendiger Kraft oder an Wirkungsgröfse, wie bei der Bewegung des Wassers in einem Rohre entsteht, in welchem eine plötzliche Erweiterung des Querschnittes eintritt. Ist nun v die Ausflufsgeschwindigkeit, nämlich die dem Querschnitt a, so wie v' die dem Querschnitte na entsprechende Geschwindigkeit, so ist $v' = \frac{a}{na}v = \frac{v}{n}$ und der Verlust an Wirkungsgröfse, wie bei dem Stofse unelastischer Körper (§. 201), $= \frac{mm'(v'-v)^2}{2g(m+m')}$, oder da die einzelnen Wassertheilchen m gegen die gestofsene Wassermasse m' als verschwindend anzusehen sind, auch

$$= \frac{m(v'-v)^2}{2g} = \frac{mv^2}{2g}\left(\frac{1}{n} - 1\right)^2,$$

so, dafs also dadurch ein Verlust an Geschwindigkeitshöhe von $\left(\frac{1}{n} - 1\right)^2 \frac{v^2}{2g}$ entsteht.

Setzt man nun für eine vollkommene Contraction $n = \cdot 61$, so wird dieser Verlust $= \cdot 41 \frac{v^2}{2g}$, folglich der Arbeitsverlust der Wassermasse $M = \cdot 41 \frac{Mv^2}{2g}$; da nun dieser Ausdruck kleiner als der vorige $\cdot 505 \frac{Mv^2}{2g}$ ist, so mufs man annehmen, dafs selbst schon bei einem kurzen Rohr der sogenannte Reibungswiderstand einen bemerkbaren Einflufs hat und den Arbeitsverlust der Wassermasse M von 41 auf $50\frac{1}{2}$ Procent erhöhen kann.

6. Bezeichnet man den oben in 4. gefundenen Verlust an Wirkungsgröfse, d. i. $\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\frac{Mv^2}{2g}$ durch $M.\psi\frac{v^2}{2g}$, so bildet $\psi\frac{v^2}{2g}$ den Verlust an Druck- oder Geschwindigkeitshöhe und $\psi = \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)$ den Widerstandscoefficienten; dieser ist, wenn das Ansatzrohr winkelrecht in die Gefäfswand einmündet, im Mittel $= \cdot 505$.

Bildet die Achse des Ansatzrohres mit der auf die betreffende Gefäfswand gezogene Normale den Winkel δ, so nimmt dieser Coefficient ψ nach den Versuchen von *Weisbach* in der Art zu, dafs man den entsprechenden Widerstandscoefficienten ψ' durch $\psi' = \psi + \cdot 303\, Sin\, \delta + \cdot 226\, Sin\, \delta^2$ ausdrücken kann. Setzt man für ψ den vorhin erwähnten Werth, so wird für $\delta = 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60$ Grad beziehungsweise $\psi' = \cdot 505, \cdot 565, \cdot 635, \cdot 713, \cdot 794, \cdot 870, \cdot 937$ und der Ausflufscoefficient $n = \cdot 815, \cdot 799, \cdot 782, \cdot 764, \cdot 747, \cdot 731, \cdot 719$.

7. Ist die Fläche der Mündungswand $= A$ nicht sehr bedeutend gröfser als der Querschnitt a des Ansatzrohres, so kann man das an der Ausflufsöffnung anliegende Wasser nicht mehr als stillstehend ansehen, sondern da es schon mit einer gewissen Geschwindigkeit da anlangt, so tritt es mit unvollständiger Contraction in das Rohr ein, wodurch der Ausflufscoefficient zunimmt. Setzt man das Verhältnifs dieser beiden Flächen $\frac{a}{A} = m$, den Ausflufscoefficienten bei vollkommener Contraction $= \omega$, so wie jenen bei dieser unvollkommenen Contraction $= n'$; so kann man nach *Weisbach's* Angabe

$$n' = n\,(1 + \cdot 102\, m + \cdot 067\, m^2 + \cdot 046\, m^3)$$

setzen. So wäre z. B. für $m = \frac{1}{6}$ nach dieser Formel $n' = 1\cdot 019\, n$ oder $n = \cdot 815$ gesetzt, $n' = \cdot 830$. Für $m = \frac{1}{2}$ würde nach dieser Formel $n' = 1\cdot 0735\, n = \cdot 875$. (Nach einer von *Weisbach* gelieferten Tabelle soll noch etwas genauer dafür $n' = 1\cdot 08\, n = \cdot 880$ seyn; für $m = 1$ gibt diese Formel $n' = \cdot 215\, n = \cdot 990$, während nach der Tabelle der richtige Werth $n' = \cdot 227\, n = 1\cdot 000$ kommt.)

Coefficienten für den Ausflufs aus conisch convergenten Ansatzröhren.

(S. 294.)

Ist die theoretische Wassermenge mit dem äufsern oder kleinern Querschnitt der Ansatzröhre berechnet worden, so mufs man diese, um die wirkliche Ausflufsmenge zu finden, mit dem nachstehenden Coefficienten n, um dagegen die wirkliche Ausflufsgeschwindigkeit zu erhalten, die theoretische mit dem Coefficienten n' multipliciren.

Es ist nämlich nach den Versuchen von *Castel:*

Convergenz-Winkel.	n	n'	Convergenz-Winkel.	n	n'
0^0	·829	·830	20^0	·921	·973
2^0	·872	·870	22^0	·915	·974
4^0	·905	·902	24^0	·910	·975
6^0	·924	·924	26^0	·904	·976
8^0	·937	·940	28^0	·898	·977
10^0	·943	·950	30^0	·894	·978
12^0	·946	·950	35^0	·882	·980
14^0	·943	·964	40^0	·870	·981
16^0	·939	·969	45^0	·857	·983
18^0	·930	·972	50^0	·843	·986

Die Ausflufsmenge ist also bei einem Convergenz-Winkel von 12^0 am gröfsten.

Zu dem Ausflusse des Wassers aus Schützenöffnungen.

(S. 298.)

Führt die Schützenöffnung nach einem Gerinne, so hat dieses bei einer vertical stehenden Schütze auf die Ausflufsmenge keinen Einflufs, so lange der Wasserstand über dem Mittelpunkt der Oeffnung nicht unter

1·6 bis 2 Fufs	für Öffnungen von	·47 bis ·63	Fufs Höhe
1·0 bis 1·3	»	» ·32	»
·63	»	» ·16	»

beträgt.

Fällt dagegen der Wasserstand, was übrigens nur selten vorkömmt, unter diese Grenze, so hat die Anwesenheit eines Gerinnes einigen Einflufs und man findet in *Redtenbacher's* „Resultate für den Maschinenbau" auf S. 109 eine Tabelle für die verschiedenen Anordnungen oder Verbindungen der Schützenöffnung mit dem Gerinne.

Steht endlich die Schütze s c h i e f und findet weder am Boden noch an den Seiten der Oeffnung eine Contraction Statt, so hat man für den A u s f l u f s-c o e f f i c i e n t e n n den Ausdruck $n = 1 - \cdot 0043\, \varphi^0$, wobei φ die Neigung der Schütze gegen den Horizont bezeichnet; es ist also z. B. für

$$\varphi = 40^0,\ 45,\ 50,\ 55,\ 60,\ 70$$

$$\text{sofort } n = \cdot 83,\ \cdot 81,\ \cdot 79,\ \cdot 76,\ \cdot 74,\ \cdot 699.$$

Zu dem Ausflufs bei Überfällen.

(S. 302.)

Die am Schlusse von §. 333 erwähnten Bedingungen, unter welchen n aus der genannten Formel berechnet werden kann, sind: wenn erstens der Querschnitt des

Wassers im Zuflufscanal wenigstens 5 Mal so grofs als jener $b\,h$ des über die Schwelle fliefsenden Wasserprisma ist; zweitens die Breite b des Überfalles wenigstens $\frac{1}{3}B$ beträgt; drittens der Überfall oder die Schwelle scharfe Kanten besitzt und viertens die Höhe der obern Kante der Schwelle über dem Wasserspiegel des Abflufscanales wenigstens $2\,h$ beträgt.

Aus diesen erwähnten *Castel*'schen Versuchen ergab sich für jene Fälle, in welchen $b > 3\frac{1}{2}$ Zoll und $< \frac{1}{3}B$, ferner $h > 2\frac{1}{3}$ Zoll jedoch kleiner war, als dafs $b\,h > \frac{1}{5}B\,H$ gewesen wäre, wenn H die Höhe des Wasserspiegels über der Sohle des Canales am Überfall bezeichnet, sehr genau $n = {\cdot}400$. Man bedient sich dieser Gattung von leicht herzustellenden Überfällen zur Bestimmung der Wassermenge, welche ein Bach oder kleiner Flufs in einer bestimmten Zeit liefert.

Kommt das Wasser am Überfalle oder der Schwelle schon mit einer gewissen Geschwindigkeit an, was nach den genannten Versuchen von *Castel* immer eintrat als $b\,h > \frac{1}{5}B\,H$ war, so nimmt die gesuchte Wassermenge M in einem gröfsern Verhältnisse als $h\sqrt{h}$ zu, und man bedient sich dann, wenn u die an der Oberfläche über der Schwelle Statt findende Geschwindigkeit bezeichnet, der Formel 4) $M = 7{\cdot}874\,n\,b\,h\sqrt{(h + {\cdot}0363\,u^2)}$, wobei man als Mittelwerth $n = {\cdot}434$ setzen kann.

Beispiele: 1. In einem 11 Fufs breiten und $2\frac{1}{2}$ Fufs tiefen Canal hat man zur Bestimmung der Wassermenge, welche derselbe per Secunde liefert, eine dünne Querwand eingesetzt und von der obern Kante abwärts einen rechteckigen 3·78 Fufs breiten Auschnitt angebracht, wobei die den Überfall bildende horizontale Kante um 5·7 Zoll über dem natürlichen Wasserspiegel des Canales erhöht war. Nachdem sich der Beharrungsstand im Abflusse des Wassers hergestellt, betrug die Höhe des ungesenkten Wasserspiegels über der Mitte der Schwelle 1·936 Fufs.

Da nun hier $b = 3{\cdot}78$, $h = 1{\cdot}936$, ferner $B = 11$ und die Höhe der Schwelle über der Sohle des Canales $H = 2{\cdot}5 + {\cdot}475 + 1{\cdot}936$ nahe 5 Fufs beträgt, so ist nahe $b = \frac{1}{3}B$ und $b\,h < \frac{1}{5}B\,H$, folglich wird man im vorliegenden Falle die obige Formel (3 mit dem Coefficienten $n = {\cdot}400$ anwenden; damit erhält man für die per Secunde über den Überfall fliefsende Wassermenge: $M = 7{\cdot}874 \times 400 \times 3{\cdot}78 \times 1{\cdot}936\sqrt{1{\cdot}936} = 32$ Kubikfufs.

2. Zur Bestimmung der Wassermenge, welche ein 10 Klafter breiter und 4 Fufs tiefer Flufs per Secunde abführt, wurde nach der ganzen Breite desselben eine Schwelle eingesetzt, deren obere (horizontale) Kante $1\frac{1}{2}$ Zoll dick und um 7 Zoll über dem natürlichen Wasserspiegel des Flusses erhöht war. Nach eingetretenem Beharrungstand hatte der noch ungesenkte Wasserspiegel über der Schwelle eine Höhe von 2·255 Fufs, bewegte sich aber gegen diese mit einer Geschwindigkeit von $3\frac{1}{4}$ Fufs (weil hier nicht $b\,h < \frac{1}{5}B\,H$ oder h nicht kleiner als $\frac{1}{3}h'$, sondern nahe $= \frac{1}{2}h'$ ist, wenn h' die Höhe der Schwelle über der Sohle des Flusses bezeichnet), so, dafs man nicht mehr mit voller Sicherheit die Formel (3 benützen kann, sondern jene 4) anwenden mufs. Man erhält daraus wegen

$b = 60$, $h = 2{\cdot}255$, $u = 3{\cdot}25$ und $n = {\cdot}434$ sofort:

$$M = 7{\cdot}874 \times {\cdot}434 \times 60 \times 2{\cdot}255\sqrt{(2{\cdot}255 + {\cdot}3835)} = 751 \text{ Kubikfufs,}$$

während die Formel 3) mit dem zugehörigen Coefficienten $n = {\cdot}443$ nur $M = 708{\cdot}72$ gegeben haben würde.

Zur Heizkraft der Steinkohlen.

(S. 464.)

Nimmt man an, dafs von den in der Tabelle auf Seite 463 angegebenen Wärmeeinheiten nur $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ nutzbringend angewendet werden, dafs also z. B. durch das Verbrennen von 1 Pfund guter Steinkohlen nur $\frac{1}{2} \times 6600 = 3300$ Wärmeeinheiten nutzbringend entwickelt werden, oder die Temperatur von 3300 Pf. Wasser um 1^0 oder 1 Pf. Wasser um 3300^0 erhöht wird; so gibt diefs, da 1 Pf. Dampf 650 Wärmeeinheiten enthält, $\frac{3300}{650} = 5{\cdot}1$ Pf. Dampf, wozu $\frac{5{\cdot}1}{56{\cdot}4} = {\cdot}09$ Kubikfufs Wasser nothwendig ist, so, dafs also, zur Verwandlung von 1 Kubikfufs Wasser in Dampf $\frac{1}{{\cdot}09} = 11$ Pf. Steinkohlen erforderlich wären. Nimmt man dagegen $\frac{2}{3} \times 6600 = 4400$ Einheiten als nutzbringend an, so bedarf man, um 1 Kubikfufs eiskaltes Wasser in Dampf (von beliebiger Spannung) zu verwandeln, nur 8·3 Pf. Steinkohlen, was mit den obigen Zahlen besser übereinstimmt.

Übrigens liefert ein gewöhnlicher Dampfkessel auf jeden Quadratfufs Heizfläche durchschnittlich per Minute ·071 und per Stunde 4·28 oder etwas über $4^1/_4$ Pfund Dampf. — Um 1 Pfund Dampf binnen 1 Minute zu produciren, bedarf man einer Heizfläche von 14, und um dieselbe Menge in 1 Secunde zu erzeugen, eine Fläche von 840 Quadratfufs.

Zur Bestimmung der Gröfse cylindrischer Dampfkessel.

(S. 470.)

Ist F die ganze Heizfläche, welche der Kessel erhalten soll,
D der Durchmesser des Hauptkessels,
L dessen Länge,
d der Durchmesser einer Siedröhre,
l die Länge einer solchen Röhre, und sind m und m' die Zahlen, welche anzeigen wie oftmal die Oberflächen des Hauptkessels und einer Siedröhre gröfser sind als die betreffenden Heizflächen; so hat man für einen Kessel mit n Siedröhren, jedoch ohne Kanone,

$$F = \frac{1}{m} D \pi L + \frac{n}{m'} d \pi l = D \pi L \left[\frac{1}{m} + \frac{n}{m'}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{l}{L}\right)\right]$$

oder, da man gerne das Verhältnifs zwischen der Länge und dem Durchmesser des Hauptkessels zum Grunde legt, für $\frac{L}{D} = i$ auch

$$F = \pi D^2 i \left[\frac{1}{m} + \frac{n}{m'}\left(\frac{d}{D}\right)\left(\frac{l}{L}\right)\right]$$

woraus sich sofort D bestimmen läfst.

Für Kessel ohne Siedröhren ist $n = 0$ und $m = 1{\cdot}757$ zu setzen, daher

$$D = {\cdot}75 \sqrt{\frac{F}{i}}$$

für $i = 4, \quad 5, \quad 6$ etc. wird sonach

$$D = {\cdot}375\sqrt{F}, \quad {\cdot}335\sqrt{F}, \quad {\cdot}306\sqrt{F} \quad \text{u. s. w.}$$

Für Kessel mit 2 Siedröhren ist $n = 2$, $m = 1{\cdot}3$, $m' = 1$, $\frac{d}{D} = {\cdot}4$ und $\frac{l}{L} = 1$ zu setzen, also ist

$$D = {\cdot}446 \sqrt{\frac{F}{i}}$$

$$\begin{array}{lllll} \text{für } i = & 4, & 5, & 6\ .\ .\ .\ \text{wird} & \\ D = & {\cdot}223\sqrt{F}, & {\cdot}20\sqrt{F}, & {\cdot}182\sqrt{F} & \text{u. s. w.} \end{array}$$

Endlich kann man auch für einen Dampfkessel von N Pferdekräfte (d. h. welcher den Dampf für eine Dampfmaschine von N Pferdekräfte zu erzeugen hat oder erzeugen könnte) mit 2 Siedröhren ganz einfach $D = {\cdot}8\sqrt{N}$ Fufs, $L = 5{\cdot}5\,D$, $d = {\cdot}45\,D$, $l = L$ setzen; dabei geht man aber über $N = 30$ nicht hinaus und benützt dann lieber mehrere Kessel.

Zur Bestimmung der Rostfläche.

(S. 471.)

Nennt man $\mathfrak{S}$ die Steinkohlenmenge und $\mathfrak{H}$ die Holzmenge, beide in Pfunden, welche stündlich auf einem Rost verbrannt werden sollen, und N die Pferdekraft des Kessels, zu welchem der Rost gehört; so ist die Rostfläche $\mathfrak{R}$ zu nehmen aus der Formel:

$$\mathfrak{R}\square' = N = \frac{\mathfrak{S}}{8{\cdot}9} = \frac{\mathfrak{H}}{44{\cdot}6}.$$

Die leeren Zwischenräume sollen bei der Steinkohlenfeuerung $^1/_7$ und bei der Holzfeuerung $^1/_4$ der ganzen Rostfläche betragen.

Ist D der Durchmesser des Hauptkessels, so kann man, wenn derselbe 2 Siedröhren hat, die Breite des Rostes $= D$ und die Länge desselben $= 1{\cdot}4\,D$, die verticale Tiefe des Rostes unter den Mittelpunkten der Siedröhren $= {\cdot}6\,D$ setzen, wobei D nach der Regel des vorigen Zusatzes zu bestimmen ist.

Hat der Kessel keine Siedröhren, so fällt der Durchmesser nach der vorigen Regel gröfser aus, und dann genügt es, die Breite der Rostfläche $= {\cdot}66\,D$ und die Länge $= D$ zu nehmen. Der Rost kann in diesem Falle für Steinkohlenfeuerung um die Tiefe von $\cdot 92\,D$ unter dem Mittelpunkt des Kessels liegen.

Ist endlich l die Länge eines Roststabes (aus Gufseisen), so macht man seine obere Dicke im Durchschnitt = 1 Zoll, die untere etwas kleiner, die verticale Höhe an beiden Enden $= \frac{l}{32}$ und in der Mitte (in der Form der sogenannten Fischbauchschienen) $= \frac{l}{8{\cdot}5}$.

Zur Fortpflanzung der Bewegung durch Rollen und Riemen.

(Seite 578.)

Um bei dieser Fortpflanzung der Bewegung nicht blofs, wie es in den §§. 567 und 568 geschehen, die Breite und Dicke des Riemens, sondern auch die durch die nöthige Spannung desselben in den Zapfen oder Wellen, worauf die Riemenscheiben befestigt sind, entstehenden Reibungswiderstände zu bestimmen, seyen D und D' die Durchmesser der Rollen C und c (Fig. 304), so wie d und d' jene ihrer Wellen oder Zapfen, während alle übrigen in §. 567 und §. 568 angenommenen Bezeichnungen auch hier beibehalten werden sollen.

Da nach §. 568 bei der treibenden Rolle die gröfsere Spannung des Riemens $t = P \frac{e^{fi}}{e^{fi} - 1}$ und die kleinere $t' = P \frac{1}{e^{fi} - 1} = t - P$ und in der Praxis bei den üblichen Werthen von i und für $f = {}^1/_5$, und wenn man die Rollen so weit auseinander legt, dafs auch bei ungleichen Durchmessern die Winkel i an beiden Rollen ziemlich gleich grofs werden, indem man sonst, wenn bei der getriebenen Rolle der entsprechende Winkel $= i' < i$ ist, anstatt t und t' die gröfseren Spannungen t_1 und t'_1 in Rechnung bringen müfste, welche aus t und t' entstehen, wenn man darin α' statt α setzt) als Mittelwerth $\frac{e^{fi}}{e^{fi} - 1} = 2$ gesetzt werden darf; so wird auch ganz einfach $t = 2P$ und $t' = P$ (man vergleiche z. B. diese beiden Werthe in dem Beispiele von S. 580, wo $t = 906$ und $t' = 450$ Pf. gefunden wurde), so, dafs also die Gesammtspannung, welche zugleich dem Drucke der Zapfen gegen ihre Lager gleich kommt, $t + t' = 3P$ ist.

Macht nun die Rolle D per Minute n, jene D' n' Umdrehungen und ist f der Reibungscoefficient der Wellen oder Zapfen in ihren Lagern, also $3fP$ der Betrag der Reibung in jedem der beiden Lager, so ist die auf Reibung verwendete Arbeit per Secunde bei der Rolle D: $3fP . \frac{nd\pi}{60}$ und bei der Rolle D' $3fP . \frac{n'd'\pi}{60}$, also von beiden zusammen:

$$w = \frac{3f\pi P}{60} (nd + n'd') \ldots (1.$$

Will man anstatt des Factors P die von einer Welle auf die andere zu übertragende Arbeit W hineinbringen, so ist, wegen $E = \frac{nD\pi . P}{60} = \frac{n'D'\pi . P}{60}$ und $\frac{D}{D'} = \frac{n'}{n}$, sofort $\frac{n\pi}{60} = \frac{E}{PD}$ und $\frac{n'\pi}{60} = \frac{E}{PD'}$, folglich auch, wenn man diese Werthe in (1 substituirt und reducirt:

$$w = 3fW \left(\frac{d}{D} + \frac{d'}{D'}\right) \ldots (2.$$

Zur Kreis- oder Circularsäge.

(S. 581.)

Nach *Redtenbacher's* Angaben sind die wesentlichen Daten für Kreissägen folgende:

Zahntheilung	. . . . . . =	·76 bis 1·14 Zoll.
Tiefe der Zähne	. . . . =	·532 — ·76 „

Dicke des Sägblattes . . .	=	·076 bis ·114 Zoll.
Breite des Schnittes . . .	=	·114 — ·152 »
Durchmesser der Säge . .	=	19 — $26^1/_2$ »
Anzahl der Umdrehungen per 1′	=	250 — 300 »

Schnittfläche per Pferdekraft und per Stunde = 40 bis 60 Quadratfuss.

Für Holzsägen mit geradem Schnitt

ist nach denselben Angaben die Schnittfläche per 1 Pferdekraft Nutzeffect und per 1 Stunde:

	Bretsägen für weiches Holz,	hartes Holz.	Fourniersäge.
a) wenn die Sägzähne gut geformt und geschärft sind	30□′	20□′	80□′
b) wenn die Sägzähne die gewöhnliche Form und Schärfung haben . . .	20	15	70