

			Kilogr. pr. Stunde
Ehonschiefer	zu	3 mm Korn	2000 bis 3000
Steingut	„ 1 bis 2	„ „	2000 „ 3000
Kalkstein	„ 1	„ „	2000 „ 3000
Harter, gebrannter Cement	„ 4 „ 5	„ „	3000 „ 4000
Harter, gebrannter Cement		ganz fein	1000 „ 1200
Blauer, harter Flußspath (Glasfluß) zu	5 bis 6 mm Korn		4000 „ 5000
Schwefelkies	„ 1	„ „	1000 „ 2000
Glas	„ 1 „ 2	„ „	2000 „ 3000
Stückblende		ganz fein	3000 „ 4000
Graupenerz		ganz fein	3000 „ 4000
Quarz mit Stückblende	zu 1 bis 2 mm Korn		2000 „ 3000
Weißbleierz (hartes Conglomerat)	„ 1	„ „	4000 „ 5000
Bleiglanz in Stücken	„ 2	„ „	3000 „ 4000
Körniger Bleiglanz	„ 2	„ „	3000 „ 4000
Granit	„ 1	„ „	1000 „ 2000
Arsen		ganz fein	1000
Feldspath		ganz fein	2000 „ 3000
Feldspath		etwas gröber	3000 „ 4000
Formsand (Siebsand)	27 Maschen pr. 1 D.-Zoll		2000 „ 3000
Getrocknetes Blut		ganz fein	1500 „ 2000
Gedörrtes Horn, Leder, Knochen zu Düngerzwecken, ganz fein			1500

Die in den beiden vorhergehenden Zusammenstellungen enthaltenen Resultate lassen erkennen, daß die zum Betriebe der Schleudermaschinen erforderliche Arbeit erheblich größer ist, als diejenige, welche zur bloßen Geschwindigkeitsvertheilung nöthig sein würde. Nimmt man z. B. die größte angegebene Leistung pro Stunde, also von 5000 kg in der Minute und die ebenfalls größte Umfangsgeschwindigkeit von 55 m, entsprechend 154 m Fallhöhe, an, so gehört zum dreimaligen Erheben dieses Gewichtes von 5000 kg auf die Höhe von 154 m nur eine mechanische Arbeit von $3 \cdot 5000 \cdot 154 = 2\,310\,000$ mkg oder von $\frac{2\,310\,000}{60 \cdot 60 \cdot 75} = 8,55$ Pferdekraft. Da aber der wirkliche Verbrauch zu 12 Pferdekraft angegeben ist, so ergibt sich hieraus ein erheblicher Verlust an Arbeit, welcher zum Theil durch die Zapfenreibungen und den Luftwiderstand, zum Theil auch durch die Reibung der Materialien an einander und den Schleuderscheiben veranlaßt wird. Ueber den erstgenannten Antheil würde die Betriebskraft einigen Anhalt geben, welchen die Maschine im Leergange erfordert.

Steinbrecher. Von den bisher besprochenen Zerkleinerungsmaschinen, §. 18. welche die Zertrümmerung der Materialien durch den Stoß bewirken,

unterscheiden sich die Steinbrecher, sowie die weiter unten zu besprechenden Walzwerke in Betreff ihrer Wirkungsweise wesentlich, insofern sie das Zerdrücken oder Zerquetschen der Stoffe durch starken Druck erreichen. Die Steinbrecher, oder wie man sie wohl passender bezeichnet hat, Maulbrecher, zermalmten die zu zerkleinernden Stoffe in dem Maul eines kräftigen Zängwerkes, von dessen beiden Backen in der Regel die eine feststeht, während die andere vermöge der ihr ertheilten schwingenden Bewegung ersterer abwechselnd genähert und wieder von ihr entfernt wird. Bei dieser Näherung wird der zwischen die Backen eingebrachte Körper einer Pressung unterworfen, welche die Zertrümmerung zur Folge haben muß, sobald sie das Maß der Festigkeit des Materials übersteigt. Streng genommen ist die Wirkung dieser Maschinen zwar nicht als ein reines Zerdrücken anzusehen, indem durch die Gestalt der Backenoberflächen zuweilen auch ein Durchbrechen der Stoffe bewirkt werden kann, sobald nämlich vermöge dieser Gestalt der zu zerkleinernde Körper nur in einzelnen Punkten angegriffen wird. In vielen Fällen ist es die Absicht, eine derartig brechende Wirkung vorzugsweise hervorzurufen, wenn es sich nämlich darum handelt, unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung, Stücke von bestimmter Größe zu erhalten, was beispielsweise bei der Darstellung des Schotter's für den Straßenbau immer beabsichtigt wird. Andererseits wieder kann die Mehlbildung dadurch wesentlich befördert werden, daß man den beiden Backen neben der gedachten Bewegung noch eine relative Verschiebung gegen einander ertheilt, wodurch eine reibende Wirkung herbeigeführt wird, wie sie vornehmlich in den weiter unten zu besprechenden Mühlen auftritt.

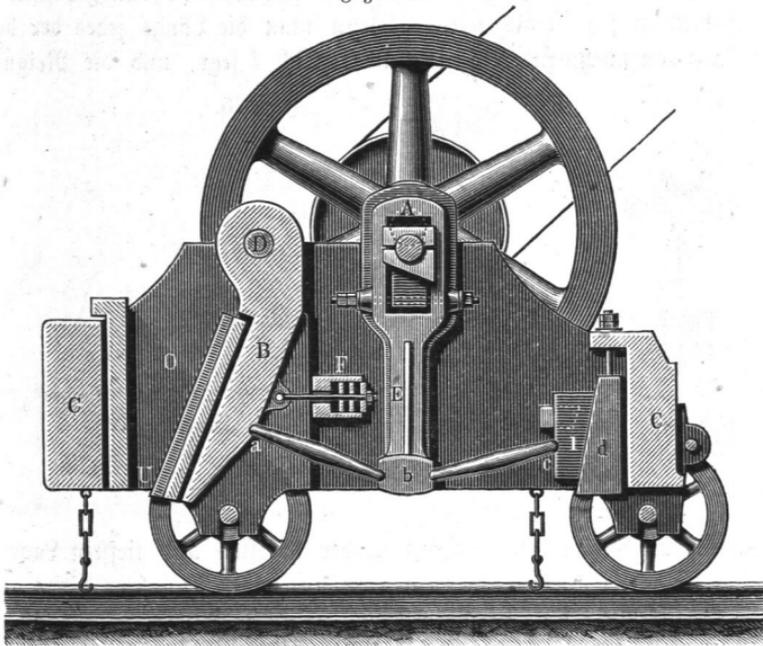
Die Steinbrecher sind von W. Blake in New-Haven erfunden und seit dem Jahre 1858 bekannt. Von der ursprünglichen Art der Ausführung dieser Maschinen ist man in der neueren Zeit mehrfach abgewichen, hat aber immer die eigenthümliche Art des Zermalmens in einem Zangenmaule beibehalten, welche etwa mit der Wirkungsweise der gewöhnlichen Nußknacker verglichen werden kann. Eine ältere Construction des Steinbrechers ¹⁾ zeigt Fig. 43. Die bewegliche Backe *B* ist hier an der kräftigen Ase *D* angebracht, um welche ihr eine schwingende Bewegung vermittelst des Kniehebelsgetriebes *abc* ertheilt wird. Dieses Kniegelenk wird von der schnell rotirenden Kurbelwelle *A* mittelst der Schubstange *E* bewegt, deren Ende den Köpfen der Knieschenkel als Stütze dient. Bei jeder Umdrehung der Kurbel wird in Folge dieser Anordnung die Backe eine Schwingung hin und zurück vollführen, wobei die von oben in das Maul bei *O* eingebrachten Körper dem gedachten Zusammendrücken ausgesetzt sind, so lange die bewegliche Backe *B* sich der festen *C* nähert. Das hierdurch zerkleinerte Mate-

¹⁾ Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1865.

rial fällt bei dem Zurückgehen der Backe *B* durch den zwischen beiden Backen unterhalb verbleibenden Spaltraum, und es ist ersichtlich, daß man durch entsprechende Regulirung der Weite dieses Spaltes bis zu gewissem Grade die Größe der gebildeten Bruchstücke feststellen kann. Diese Regulirung der Spaltweite ist bei der abgebildeten Maschine durch die Verstellbarkeit des hinteren Stützagers *l* mittelst des Keiles *d* ermöglicht, durch Anheben des Keiles wird offenbar das Stützager *l* der Zange genähert und somit der Zwischenraum bei *U* verringert.

Um auch die Größe der Schwingung verändern zu können, was in dem Falle wünschenswerth ist, wenn die Maschine bald sprödere, bald zähere

Fig. 43.



Stoffe zerkleinern soll, hat man die Einrichtung so getroffen, daß das Stützager *b* für die Kniegelenk auf der Schubstange einer geringen Verstellung fähig ist, wie dies in der durch Fig. 44 (a. f. S.) angedeuteten Weise zu erreichen ist. Das Stützager hat hier die Gestalt der auf der cylindrischen Schubstange *E* verschieblichen Hülse *b* erhalten, welche durch entsprechende Verfestigung der bei *e* und *h* gezeichneten Unterlegescheiben mehr oder minder von *A* entfernt werden kann. Welchen Einfluß die hierdurch zu verändernde Länge der Schubstange auf die Größe des Schwingungswinkels der Brechbacke hat, läßt sich am einfachsten aus der Fig. 45 (a. f. S.) erkennen.

Es bedeute hier *c* den festen Stützpunkt des Kniegelenkes, welches in seiner gestreckten Lage durch *abc* dargestellt sein mag. Denkt man sich den

die beiden Enden der Knieschenkel aufnehmenden Kopf der Schubstange aus der höchsten Lage in b um eine gewisse Größe $bb_1 = 2r$ gesenkt, worin r den Kurbelarm vorstellen möge, so gelangt das Kniegelenk in die Lage $a_1 b_1 c$, indem b in dem Kreisbogen um c sich bewegt, während der Endpunkt a in einem Bogen um die Schwingungsaxe D der Brechbacke geführt wird. Die seitliche Verschiebung der Backe ist daher durch die Größe aa_1 dargestellt. Würde man dagegen die Schubstange um die Größe bb_1 verlängern, so daß die höchste Lage des Knies durch $a_1 b_1 c$ dargestellt ist, so gelangt dasselbe bei dem Niedergange der Schubstange um dieselbe Größe $bb_1 = b_1 b_2 = 2r$ in die durch $a_2 b_2 c$ vorgestellte Lage, und der Ausschlag des Backenhebels ist dann durch den Abstand $a_1 a_2$ ausgedrückt, welcher erheblich größer ist als aa_1 . Wenn man die Länge jedes der beiden gleich lang anzunehmenden Knieschenkel gleich l setzt, und die Neigungs-

Fig. 44.

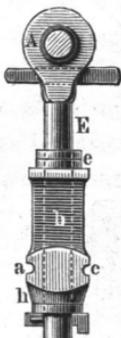
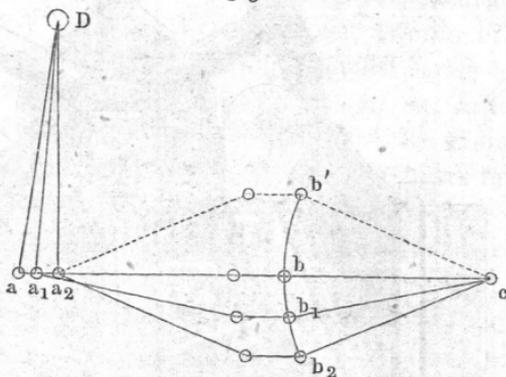


Fig. 45.

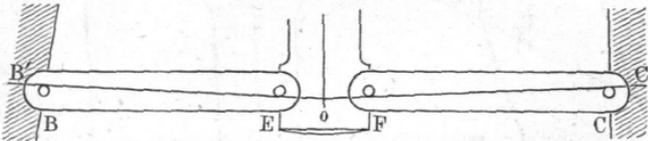


winkel derselben gegen den Horizont in der höchsten und tiefsten Lage mit α und β bezeichnet werden, so kann man unter der Annahme einer geradlinigen Verschiebung des Brechhebelendes in a den Ausschlag daselbst hinreichend nahe gleich $2l(\cos \alpha - \cos \beta)$ setzen, ein Ausdruck, welcher mit wachsenden Werthen von α und β zunimmt.

Selbstredend wird die von dem Knie auf den Backenhebel durch eine bestimmte Schubkraft der Schubstange ausgeübte Druckkraft um so geringer ausfallen, je größer der Ausschlag gewählt wird, und es ist ebenfalls ersichtlich, daß man den Ausschlag der Backe um so größer anzunehmen hat, je zäher die zu zerkleinernden Körper sind. Die Erfahrung hat es bestätigt, daß trockene und spröde Steine nur einen kleinen Ausschlagwinkel des Brechbackens erfordern, während feuchte und verwitterte Materialien einen größeren Hub verlangen. Für die gewöhnlichen Fälle der Anwendung, in denen meistens Material von nahezu derselben Beschaffenheit zu zerkleinern ist, fällt daher die Nothwendigkeit einer Veränderung des Ausschlages fort. In

anzunehmen, daß sie von jeder der Zapfenmitten in einem Abstände fr verbleibt, wenn unter r der Zapfenhalbmesser und unter f der Reibungscoefficient verstanden wird, wie dies aus der einfachen Beziehung folgt, wonach mit Rücksicht auf die Reibung die Wirkung irgend zweier in relativer Bewegung gegen einander befindlichen Körper immer um den Reibungswinkel von der Normalen zur Berührungsfläche abweichen muß. Man kann sich daher hier und in allen ähnlichen Fällen der um die Zapfenmitten mit dem Halbmesser fr beschriebenen Kreise bedienen, indem man nur die Druckrichtungen tangential an diese Kreise gerichtet anzunehmen hat; für einen solchen Kreis mag der in Th. III, 1, Anhang, dafür angenommene Name Reibungskreis im Folgenden beibehalten werden. Der Widerstand W und die Druckkraft T_1 des Knieschenkels BE schneiden sich in dem Punkte a , und es muß daher für das Gleichgewicht der auf den Backenhebel wirkenden Kräfte die Reaction des Schwingzapfens D ebenfalls durch diesen Schnittpunkt a gehen, und zwar muß dieselbe wegen der Zapfenreibung den Reibungskreis von D berühren. Zerlegt man daher den Widerstand

Fig. 47.



$W = ab$ nach den beiden Richtungen ac und aD' , indem man bc parallel mit $D'a$ zieht, so erhält man in ac die Größe der Pressung T_1 in dem Knieschenkel BE , während $cb = R$ die Beanspruchung des Lagers für den Schwingzapfen D angiebt. Die Pressung T_1 wirkt auf die Zugstange GL und begegnet sich mit der von dem anderen Schenkel CF auf diese Stange ausgeübten Pressung T_2 in dem Punkte o , durch welchen wegen des Gleichgewichtes der auf die Zugstange wirkenden Kräfte auch der vom Kurbelzapfen G ausgeübte Zug hindurchgehen muß. Diesen Zug hat man tangential an den Reibungskreis von G anzunehmen, ebenso wie die Pressung T_2 die beiden Reibungskreise von F und C berühren muß. Daher erhält man durch die Zerlegung von $ac = T_1$ nach den Richtungen von oG' und oC' in dem Dreiecke acd die Zugkraft in der Schubstange durch $cd = P$ ausgedrückt, während $ad = T_2$ die Pressung in dem Knieschenkel FC darstellt, welche durch das Gestell der Maschine aufgenommen werden muß.

Man ersieht aus der Figur sogleich, daß die zur Ueberwindung eines bestimmten Widerstandes W in der Zugstange erforderliche Kraft um so kleiner ausfällt, je stumpfer der Winkel $B'oC'$ der beiden Knieschenkel ist, d. h. je mehr sich das Knie der gestreckten Lage nähert. Die Fig. 47 läßt auch die Verhältnisse der Kräfte für den Zustand der gestreckten Lage des

Knies erkennen. Während unter Wegfall der Reibungen in dieser Stellung die beiden Schenkelkräfte in dieselbe Mittellinie fallen würden, wobei sich also für die geringste Zugkraft der Stange ein unendlich großer Seitendruck in den Knieschenkeln ergeben müßte, so hat man wegen der Reibung die Kraftrichtungen $B'o$ und $C'o$ unter einem Winkel $B'oC' = \omega$ anzunehmen, welcher sich aus der Figur genügend nahe durch die Beziehung ergibt: $\cos \frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$. In Folge hiervon ermittelt sich das zwischen P und T für diesen gestreckten Zustand des Knies geltende Verhältniß zu $\frac{P}{2T} = \cos \frac{\omega}{2} = \frac{2fr}{l}$, also ist $T = P \frac{l}{4fr}$. Man ersieht aus diesem Ausdrücke, daß für eine möglichst große Kraftüberetzung der Zapfenhalbmesser r im Verhältniß zur Schenkellänge l thunlichst klein anzunehmen ist; dem entsprechend sind auch die Zapfen des Knies bei dem Steinbrecher, Fig. 43, nur sehr dünn gemacht, und man sucht in der Regel durch eine möglichst große Breite der Schenkel nach der Richtung der Axe die genügende Festigkeit zu erzielen.

Das vorstehend gezeichnete Diagramm läßt auch direct die Beanspruchung des Maschinengestelles der Richtung und Größe nach erkennen. Man ersieht z. B., daß der Gestellrahmen der Maschine durch die bedeutende horizontale Componente der Schenkelpressungen auf Zerreißen angegriffen wird. Mit Rücksicht auf diese bedeutende Anstrengung auf Zug, für welche das Gußeisen nur geringe Widerstandsfähigkeit besitzt, haben daher die Gestellrahmen der Steinbrecher sehr kräftige Querschnittsabmessungen zu erhalten. Es kann bemerkt werden, daß man auch vorgeschlagen hat, diese Schenkelkraft T , anstatt durch den Gestellrahmen C in Fig. 43, durch zwei schmiedeeiserne Zugstangen aufzunehmen, welche einerseits mittelst eines Querstückes das Stützlager für den Knieschenkel aufnehmen und sich andererseits gegen den festen Brechbacken stützen.

Der Betrieb der Steinbrecher erfolgt meistens durch Riemen von einer vorhandenen Betriebswelle aus, nur wenn eine solche nicht zur Verfügung steht, bringt man wohl eine kleine Dampfmaschine¹⁾ an dem Gestell des Steinbrechers an, deren Schwungradwelle direct mit dem Krummzapfen des Steinbrechers versehen wird, so daß der letztere ebenso viele Spiele macht, wie die Dampfmaschine. Die Anzahl der Umdrehungen beträgt im Durchschnitt etwa 200 in der Minute, der Ausschlag des Brechbackens richtet sich, wie schon bemerkt wurde, nach der Beschaffenheit der zu zerkleinernden Materialien und beträgt immer nur wenige Grad. Da der Kniehebel nur

¹⁾ Der praktische Maschinenconstructeur von Uhl and, 1869, 211 u. 1877, 310.

die Bewegung des Backens nach der einen Richtung veranlassen kann, so ist für das Zurückziehen des letzteren eine besondere Anordnung getroffen, sehr häufig in der aus Fig. 43 ersichtlichen Art, daß eine Bufferfeder F , welche beim Vorwärtsgange zusammengedrückt worden, durch ihre Spannung mittelst einer Zugstange den Backenhebel zurückzieht. Bei anderen Bauarten hat man auch wohl das Zurückziehen des Backens einem besonderen Hebel übertragen, während bei denjenigen Maschinen, welche unter Weglassung des Kniegelenkes den Brechbacken durch directen Angriff der Kurbel bewegen, diese letztere natürlich auch das Zurückziehen besorgt.

In jedem Falle ist die Kurbelwelle des Steinbrechers mit einem genügend großen Schwungrade zu versehen, wenn die Wirkung in beabsichtigter Weise vor sich gehen soll. Das Schwungrad hat hierbei weniger den Zweck, einen möglichst gleichmäßigen Gang der Maschine zu bewirken, als vielmehr hauptsächlich denjenigen, die Wirkung auf das zu zerkümmerte Material vermöge der aufgespeicherten mechanischen Arbeit gegen Ende jedes Vorganges wesentlich zu unterstützen. Wollte man bei einem durch einen Riemen bewegten Steinbrecher das Schwungrad fortlassen, so hätte der Riemen den ganzen zum Zermalmern des Materials erforderlichen Zug, wie er sich durch eine Ermittlung nach Fig. 46 ergibt, auszuüben. Es würde hierbei gar leicht ein Gleiten des Riemens auf der Riemenscheibe eintreten, so daß die Maschine zum Stillstand käme, sobald ein Material von hinreichend großer Widerstandsfähigkeit zwischen den Brechbacken befindlich wäre. Das Vorhandensein des Schwungrades beseitigt diesen Uebelstand in leicht ersichtlicher Weise. Sobald nämlich bei dem Vorwärtsgehen des Brechbackens der Widerstand des zu zermalmenden Materials so groß geworden ist, daß der Riemenzug allein nicht mehr ausreichend zur Ueberwindung dieses Widerstandes ist, stellt sich im Gange der Maschine zunächst eine Verzögerung ein, während welcher die in dem Schwungrade in Form von lebendiger Kraft angesammelte mechanische Arbeit dazu verwendet wird, denjenigen Betrag herzugeben, um welchen die Arbeit des Widerstandes größer ist, als die von dem Riemen in dieser Zeit ausgeübte. Diese Verzögerung dauert so lange, bis der Widerstand auf einen solchen Betrag herabgesunken ist, daß er durch die Wirkung des Riemens allein überwunden wird, und wenn, wie dies bei dem Rückgange des Backens immer der Fall ist, eine noch weitergehende Abnahme des Widerstandes sich einstellt, so wird die überschießende Kraft des Riemens zu einer Beschleunigung des Ganges der Maschine verwendet, welche so lange andauert, bis der Umfang der Riemenscheibe dieselbe Geschwindigkeit, wie der von der Betriebswelle kommende Riemen angenommen hat. Von diesem Augenblicke an hört natürlich jede weitere Beschleunigung auf, der Riemen überträgt nicht mehr die ganze Kraft, welche er zu übertragen vermag, sondern nur so viel, wie zur Ueberwindung des kleiner gewordenen

Widerstandes gerade nöthig ist, und die Geschwindigkeit der Maschine bleibt unverändert bis zum Wiedereintritte des gedachten Augenblickes, in welchem der wieder angewachsene Widerstand von dem Riemen allein nicht mehr überwunden werden kann. Die Geschwindigkeit der Maschine ist daher im regelmäßigen Gange zwischen zwei Grenzwertthen veränderlich, welche für den Abstand gleich 1 m von der Aze mit ω_1 und ω_2 bezeichnet werden mögen. Ist noch M die auf den Abstand gleich 1 m reducirte Masse der Schwungradwelle nebst Zubehör, so berechnet sich die bei jedesmaligem Spiele der Maschine von dem Schwungrade ausgegebene und wieder aufgenommene lebendige Kraft zu $M \frac{\omega_1^2 - \omega_2^2}{2} = L$. Es ist an sich klar, daß die Veränderlichkeit der Geschwindigkeit ω um so geringer ausfällt, je größer die Masse M gemacht wird.

Wollte man das Schwungrad weglassen, so würde der Betrieb nur zu ermöglichen sein, wenn man dem Riemen solche Breite und Spannung geben wollte, vermöge deren er im Stande wäre, den Widerstand des Backens auch in seinem größten Betrage zu überwinden, und zwar würde er einen demgemäßen großen Zug dann bloß während der immer nur kurzen Dauer dieses größten Widerstandes ausüben, welche dem Verschieben der Materialtheile auf einander zugehört. Während der weitaus größten Dauer eines Spieles dagegen hätte der Riemen nur mit erheblich geringerer Kraft zu arbeiten, und für den ganzen Rückgang hätte er nur die schädlichen Widerstände in der Maschine zu überwinden. Man würde daher bei einer solchen Anordnung, abgesehen von der großen Ungleichförmigkeit des Ganges, eines Riemens von übermäßig großer Breite und Spannung bedürfen, welche Anordnung in mehr als einer Hinsicht mangelhaft wäre. Bei der Anwendung eines hinreichend schweren Schwungrades dagegen kommt man mit einem Riemenbetriebe aus, welcher nur so bemessen sein muß, daß er für jede Umdrehung der Kurbel gerade nur diejenige Arbeit zu übertragen vermag, welche zu einem Spiele des Zangenbackens erforderlich ist.

Ein geringes Gleiten des Betriebsriemens wird zwar auch bei der Anwendung des Schwungrades nicht zu vermeiden sein, denn das letztere kann nach dem Vorstehenden seine Wirkung nur vermöge der betrachteten Schwankungen der Geschwindigkeit zwischen ω_1 und ω_2 äußern. Wenn daher die größere Geschwindigkeit ω_1 diejenige ist, bei welcher die Riemscheibe im Umfange mit der Geschwindigkeit des von der Transmissionswelle kommenden Riemens rotirt, so muß selbstredend bei der kleineren Geschwindigkeit ein geringes Gleiten des Riemens sich bemerklich machen, eine Eigenthümlichkeit, welche für alle derartigen Arbeitsmaschinen gilt, die wegen veränderlichen Widerstandes mit einem Schwungrade versehen werden.

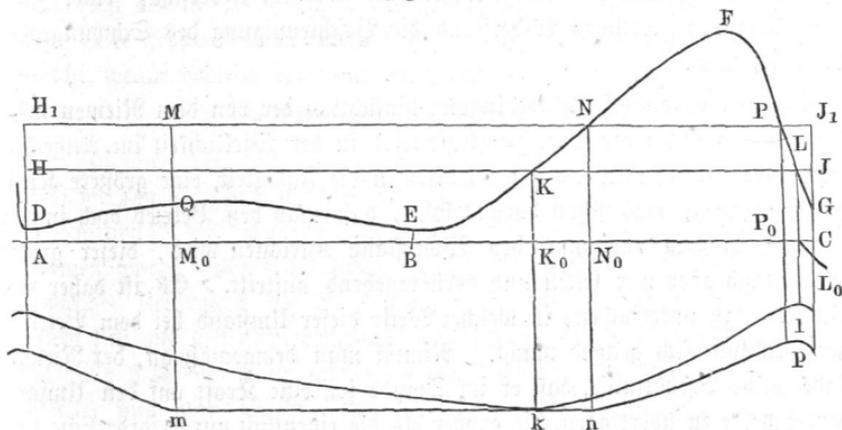
Aus den vorstehenden Betrachtungen ergibt sich nun eine wichtige Folgerung für die Construction der Maschine, namentlich für die Entscheidung der Frage, inwiefern der Kniehebel oder ein ähnliches Getriebe, welches eine bedeutende Kraftübersezung ermöglicht, für den Steinbrecher nöthig ist. Man erkennt leicht, daß ein solches Getriebe für die beabsichtigte Wirkung keineswegs erforderlich ist und ganz entbehrt werden kann, wenn das Schwungrad nur die genügende Größe hat, weil in diesem Falle die Ueberwindung des Widerstandes unter allen Umständen erfolgen muß. Ist nur einerseits der Riemen vermöge seiner Breite und Spannung befähigt, während jeder Umdrehung eine Arbeit auf die Welle zu überführen, die gleich der zu einem Spiele des Backens erforderlichen ist, und ist andererseits das Schwungrad groß genug, um die Veränderung der Geschwindigkeit auf das als zulässig zu erachtende Maß herabzuziehen, so wird die Bewegung in der gewünschten Weise vor sich gehen, auch wenn man das Kniegelenk ganz wegläßt und die Kurbelstange direct an dem Brechbacken wirken läßt, da die Zwischenschaltung des Kniehebels oder eines wie auch immer gearteten Getriebes an dem Verhältniß der übertragenen und verbrauchten Arbeiten nichts zu ändern vermag. Demgemäß hat man denn auch bei vielen neueren Steinbrechern die gedachte Anordnung des directen Angriffs der Kurbel mit Vortheil zur Anwendung gebracht, wobei eine wesentliche Vereinfachung der Construction erzielt worden ist, die bei dem schnellen Gange dieser Art von Maschinen erheblich ins Gewicht fällt. Da hierbei wegen der in Wegfall kommenden Wegverringernng des Kniegelenkes der Kurbelarm von geringerer Länge sein darf, als bei der Anwendung des Kniegelenkes, so hat man die Kurbel bei diesen Maschinen einfach durch einen excentrischen Zapfen ersetzen können, welcher in sicherer Construction zwischen den Lagern der Welle seinen Platz finden kann. Daß bei dieser Bauart die Nothwendigkeit entfällt, für die Zurückführung des Brechhebels eine besondere Vorkehrung anzuwenden, wurde bereits oben erwähnt.

§. 20. Um sich von der Wirkung des Schwungrades bei den vorliegenden und allen derartigen Arbeitsmaschinen eine Anschauung zu verschaffen, kann man sich der Fig. 48 bedienen.

Hierin stellt die wagerechte Strecke AC den zu einer geraden Linie gestreckten Umfang der Riemscheibe vor, und es möge die eine Hälfte AB dem Zurückziehen und die andere Hälfte BC dem Vorwärtsgehen des Backenhebels entsprechen. Denkt man sich die sämmtlichen schädlichen und Nutzwiderstände der ganzen Maschine für jede Stellung auf den Umfang der Riemscheibe reducirt, und die dadurch erhaltenen reducirten Widerstände in den zugehörigen Punkten des Weges AC als Ordinaten aufgetragen, so erhält man eine krumme Linie ungefähr von der Gestalt, wie die mit $DEFG$

bezeichnete sie zeigt. Der dem leeren Rückgange entsprechende Theil DE fällt hierbei, auch wenn man die Widerstände während dieses Rückganges als nahezu constant ansehen wollte, doch nicht mit der Axe AC parallel aus wegen des vorhandenen Kurbelgetriebes, worüber auf das in Th. III, 1 Gesagte verwiesen werden kann. Während des Vorgehens wird der Widerstand fortwährend steigen und wie die Linie $EKFG$ zeigt, den größten Arenabstand kurz vor Beendigung des Vorganges erreichen. Es ist deutlich, daß die Fläche $ADEFGCA$ die zu einem vollen Spiele der Maschine nöthige mechanische Arbeit vorstellt, welche Arbeit während einer Umdrehung auf die Welle durch den Riemen zu übertragen ist. Man nehme nun zunächst an, dem Riemen seien solche Verhältnisse, insbesondere also eine solche Breite und Spannung gegeben, daß er eine durch AH dargestellte Kraft

Fig. 48.



auf den Scheibenumfang zu übertragen befähigt ist, so daß das Rechteck $AHJC$, also das Product aus dieser Kraft in den ganzen Scheibenumfang, gerade gleich der für ein Spiel aufzuwendenden Arbeit sein soll. Es ist dann deutlich, daß von der dem Schnittpunkte K entsprechenden Stellung der Maschine an dieser Zug des Riemens nicht mehr zur Bewältigung des Widerstandes ausreicht und von da ab das Schwungrad unterstützend einwirken wird, und zwar wird von demselben in jedem Augenblicke gerade der jeweilige Betrag an Kraft hergegeben werden, um welchen der Widerstand den Riemenzug überwiegt. Die durch die lebendige Kraft des Schwungrades hergegebene Arbeit ist daher durch die Fläche KFL vorgestellt, und ein ebenso großer Betrag an Arbeit muß dem Schwungrade seitens des Riemens auf demjenigen Wege wieder ertheilt werden, welcher bis zur demnächstigen Wirkung des Schwungrades in K durchlaufen wird. Diese Arbeit wird in der Figur durch die beiden Flächen $LJG + DHKED$ dar-

gestellt. Unter der gemachten Voraussetzung, daß der Riemen gerade die erforderliche Kraft, aber keine größere übertragen könne, muß dann hinsichtlich der einzelnen Flächen in der Figur die Beziehung gelten:

$$KFL = L J G + D H K E D.$$

Um auch über die Art der Geschwindigkeitsveränderung ein Urtheil zu gewinnen, ist in der Figur unter der Arc AC an jedem Punkte die zugehörige Geschwindigkeit eingetragen gedacht. Nach dem Vorgegangenen muß die größte Geschwindigkeit $\omega_1 = K_0 k$ an der Stelle K sich einstellen, wo die beschleunigende Wirkung durch den Riemen aufhört und das Schwungrad seine unterstützende Kraft einzusetzen hat. Die geringste Geschwindigkeit andererseits entspricht dem Punkte L , in welchem der Widerstand gerade wieder auf die Größe des Riemenzuges herabgegangen ist, so daß der Riemen von diesem Punkte an in jedem Augenblicke mit dem Ueberschuß seiner Zugkraft über den jeweiligen Widerstand die Beschleunigung des Schwungrades bewirken kann.

Die hier vorausgesetzte Bedingung hinsichtlich der von dem Riemen möglicherweise zu übertragenden Zugkraft wird in der Wirklichkeit im Allgemeinen nicht erfüllt; meistens hat der Riemen die Fähigkeit, eine größere Kraft zu übertragen, was schon daraus folgt, daß man den Betrieb doch immer für den größten vorkommenden Widerstand einrichten wird, dieser größte Widerstand aber nur selten und vorübergehend auftritt. Es ist daher von Interesse, zu untersuchen, in welcher Weise dieser Umstand bei dem Betriebe der Maschine sich geltend macht. Nimmt man demgemäß an, der Riemen habe solche Verhältnisse, daß er im Stande sei, eine Kraft auf den Umfang der Scheibe zu übertragen, die größer als die eigentlich nur erforderliche und in der Figur durch AH_1 ausgedrückt ist. Die Geschwindigkeit des Riemen soll aber ebenso groß vorausgesetzt werden wie zuvor. Zunächst ist ersichtlich, daß der Punkt N nunmehr derjenige ist, welcher den Beginn der unterstützenden Wirkung des Schwungrades kennzeichnet, denn so lange der Widerstand nicht größer ist, als der möglicherweise von den Riemen auszuübende Druck, wird man annehmen müssen, daß der Riemenzug auch in jedem Augenblicke in dem erforderlichen Betrage zur Wirkung kommt. In gleicher Weise geht aus der Figur hervor, daß die Verzögerung des Schwungrades in dem Punkte P ihr Ende erreicht, und daß die von dem Schwungrade abgegebene Arbeit durch die Fläche NFP gemessen wird, also kleiner ausfällt als vorher. Nimmt man an, daß in beiden Fällen dieselbe Schwungradmasse vorhanden sei, so fällt natürlich auch jetzt die Veränderung der Geschwindigkeit kleiner aus als zuvor, es sinkt die Geschwindigkeit jetzt von dem Betrage $\omega_1 = N_0 n$ etwa nur auf denjenigen $\omega_2 = P_0 p$. Umgekehrt könnte man zur Erzielung desselben Ungleichförmigkeitsgrades mit einer entsprechend

kleineren Schwungmasse sich begnügen, sobald man den Riemen stärker macht. Eine solche Anordnung ist aber nicht zu empfehlen, da die aus einem übermäßig großen Riemenzuge hervorgehenden Uebelstände in jedem Falle erheblicher sind, als die durch ein leichteres Schwungrad erkaufte Vortheile.

Selbstredend wird in dem jetzt betrachteten Falle auch die von dem Riemen an das Schwungrad wieder zu überführende Arbeit geringer ausfallen, was man sich in folgender Art erklären kann. Von der durch den Punkt P gegebenen Stellung an, welche der kleinsten Geschwindigkeit der Maschine entspricht, wird der Riemen mit dem Ueberschusse seines Zuges über den Widerstand so lange eine Beschleunigung hervorrufen, als die Geschwindigkeit noch kleiner ist als ω_1 ; mit Erreichung dieses Werthes hört jede weitere Beschleunigung auf, und der Riemen übt nunmehr nur einen Zug gleich der Größe des in jedem Augenblicke gerade zu überwindenden Widerstandes aus. Die größte Geschwindigkeit $\omega_1 = M_0 m$ ist in einer Stellung M_0 erreicht, welche dadurch bestimmt wird, daß

$$NFP = PJ_1G + DH_1MQD$$

ist. Zwischen den Punkten M_0 und N_0 ist die Größe des Riemenzuges durch die zugehörigen Ordinaten der Fläche M_0QENN_0 festgesetzt. Wegen der Elasticität des Riemens, auf welche hier nicht besonders Rücksicht genommen wurde, findet natürlich in Wirklichkeit nicht ein plötzlicher, sondern allmählicher Uebergang des Riemenzuges von M_0M auf M_0Q statt. Es ergibt sich aus dieser Betrachtung, daß die größte Geschwindigkeit ω_1 der Maschine während einer langen Dauer, nämlich auf dem Wege M_0N_0 auftritt, und man ersieht, daß diese größte Geschwindigkeit fortdauernd vorhanden sein würde, wenn der Riemen solche Verhältnisse erhalten hätte, vermöge deren er einen Zug gleich dem größten auftretenden Widerstande auszuüben vermöchte.

Wenn die Bewegung des Steinbrechers direct durch eine damit verbundene Dampfmaschine erfolgt, so hat man bei der Verzeichnung des betreffenden Diagramms für die Beschleunigung des Schwungrades die in Th. III, I angegebenen Bemerkungen zu beachten.

Von besonderer Wichtigkeit für die Wirkungsweise der Steinbrecher ist die Form und Lage der Backen. Da dieselben einer starken Abnutzung unterworfen sind, so trifft man die Anordnung immer so, daß besondere, leicht auszuwechselnde Platten von Hartguß eingelegt werden, deren Dauer trotz ihrer Härte bei Zerkleinerung harter Materialien meist nur eine kurze ist. Diese Platten sind niemals eben gestaltet, sondern entweder mit wellenförmig gerippten Oberflächen nach Fig. 49 (a. f. S.), oder mit hervorstehen-

den Erhöhungen nach Fig. 50 versehen, welche durch eingesezte Stahlzähne gebildet werden können. Diese vorstehenden Rippen oder Zähne, welche mit Rücksicht auf die Durchführung des Materials nicht quer, sondern meistens abwärts gerichtet sind, bewirken eine Zerkleinerung, welche mehr in einem Zerbrechen als in einem Zermalmen des Materials besteht. Da nämlich die Hervorragungen des einen Brechbackens gegen diejenigen des anderen derartig verfest sind, daß immer einer Vertiefung des einen Backens eine Erhöhung des anderen gegenübersteht, so wird ein zwischen diese Zähne gelangender Körper *K*, Fig. 50, durch den Angriff in einzelnen Punkten in ähnlicher Art beansprucht, wie ein auf den Stützen *a* und *b* ausliegender und in *c* belasteter Balken. In Folge hiervon wird das erlangte Product

Fig. 49.

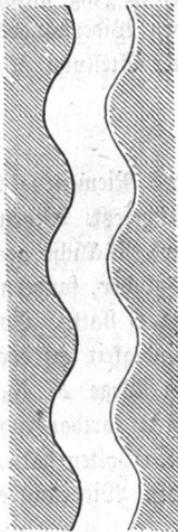
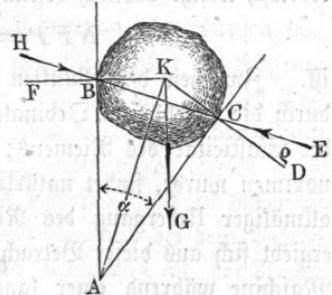


Fig. 50.



Fig. 51.



weniger aus feinem Mehle als vielmehr aus größeren Bruchstücken bestehen, und in vielen Fällen ist gerade die Erzeugung eines solchen Productes unter möglichster Vermeidung der Mehlbildung von Wichtigkeit. Aber auch, wenn eine vollständige und möglichst weit gehende Zerkleinerung in der Absicht liegt, wird doch in der Regel der Steinbrecher nur zum Vorbrechen benutzt, und man betraut andere Maschinen mit dem vollständigen Kleinhahlen der von dem Steinbrecher erhaltenen Stücke, indem der letztere seiner ganzen Anordnung und Wirkungsweise nach zu einer weitgehenden Verfeinerung des Materials wenig geeignet ist. In solchem Falle verwendet man Brechbacken mit den wellenförmig geriffelten Flächen nach Fig. 49, deren Wirksamkeit augenscheinlich eine mehr zerdrückende als zerbrechende ist, und zwar erzeugen derartig geformte Backen um so mehr Mehl, je flacher

die Wellen des Querschnittes sind, je mehr sich also die Form der Maulflächen der ebenen anschließt.

Auch die Stellung der beiden Backen gegen einander ist für die Wirkungsweise der Steinbrecher von besonderer Bedeutung. Vermöge der schwingenden Bewegung der einen Backe ist der Neigungswinkel der Maulflächen von veränderlicher Größe und erreicht seinen höchsten Werth im vollständig geschlossenen Zustande des Mauls. Wenn BAC , Fig. 51, diesen Winkel vorstellt, und K ein zwischen die Backen geführter Körper ist, so wird derselbe zweien in den Berührungspunkten B und C von den Backen gegen ihn geäußerten Kräften unterworfen sein, welche gegen die Normalrichtungen bis um den Betrag des Reibungswinkels abweichen können, der einem Gleiten des Materialstückes auf den Backen zugehört. Damit nun bei dem Schließen des Mauls der Körper nicht nach oben herausgeworfen werde, was bei dem schnellen Gange der Maschine für die Bedienungsmannschaft gefährlich werden könnte, so müssen jene beiden gedachten Backenpressungen eine Mittelkraft haben, deren verticale Componente kleiner ist als das Eigengewicht des betrachteten Stückes, oder, wenn man dieses Gewicht als klein vernachlässigt, deren Mittelkraft gleich Null ist. Dies ist der Fall, wenn die Backenpressungen in die Verbindungslinie BC der Berührungspunkte hineingerichtet sind, und man erkennt hieraus die Bedingung, unter welcher das Zurückschleudern des Stoffes vermieden wird. Da der Winkel DCE oder FBH nicht größer als der Reibungswinkel ρ werden kann, und jeder dieser beiden Winkel gleich dem halben Oeffnungswinkel $KAB = KAC$ des Mauls ist, so folgt daraus, daß der größte Neigungswinkel der Zangenbacken den doppelten Betrag des Reibungswinkels nicht übersteigen darf, d. h. man hat die Bedingung $\alpha < 2\rho$, wenn ρ den Reibungswinkel für das betreffende Material bedeutet, der durch $\tan \rho = f$ gegeben ist. Gewöhnlich ist der Winkel α zwischen 20° und 25° gelegen, so daß hierfür ein Reibungscoefficient $f = \tan 10^\circ = 0,18$ bezw. $f = \tan 12^\circ 30' = 0,22$ wenigstens erforderlich ist, wenn kein Zurückwerfen des Materials erfolgen soll.

Von wesentlichem Einflusse auf die Art der Zerkleinerung ist die Richtung der Bewegung, welche dem das Zerdrücken bewirkenden Punkte des beweglichen Backens ertheilt wird. Offenbar bewegt sich jeder Punkt der Backe in einem Kreisbogen, dessen Mittelpunkt in dem Aufhängepunkte des Backenhebels gelegen ist. Wenn dieser Aufhängepunkt, wie in Fig. 52 (a. f. S.), in der Richtung der Backenfläche liegt, so bewegen sich daher sämmtliche Punkte der letzteren in zu dieser senkrechten Richtungen und die Zerkleinerung wird wesentlich durch ein Zerdrücken oder Zerbrechen erfolgen. Wenn dagegen die Richtung der Backenfläche nicht durch die Schwingungsaxe hindurchgeht, wie in Fig. 53 u. 54 (a. f. S.), so ist die

Richtung der Bewegung irgend eines Punktes B der Backe gegen die letztere schräg gerichtet, und zwar in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten. In Folge hiervon ist die Wirkung eine zusammengesetzte, indem durch die zu CB senkrechte Bewegung ein Zerdrücken angestrebt wird, während die in die Ebene von CB gerichtete Componente eine wälzende Bewegung des angegriffenen Stückes veranlaßt, in Folge wovon ein Verkleinern durch Abreiben von Materialtheilchen stattfinden wird. Es ist klar, daß die eine oder die andere Art der Wirkung vorwiegen wird, je nachdem die eine oder die andere Componente die größere ist. Von dem Verhältniß der beiden gedachten Componenten der Bewegung gewinnt man immer am einfachsten eine Vorstellung, wenn man die Drehung des Drehhebels um seine Schwingungsaxe A ersetzt denkt durch eine ebenso große Drehung um eine andere Axe, die in der Projection C der Schwingungsaxe auf die Backenfläche CB angenommen wird. Dies ist bekanntlich immer angängig

Fig. 52.

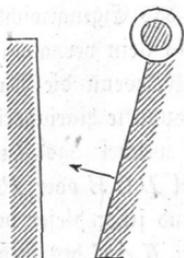


Fig. 53.

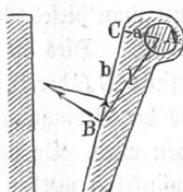
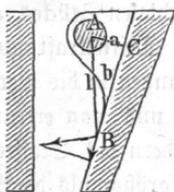


Fig. 54.

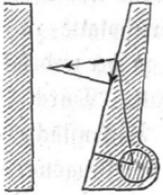


(f. Th. III, 1), sobald man nur der Drehung um den Winkel α noch eine geradlinige Verschiebung von der Größe aa hinzufügt, welche senkrecht zu der Verbindungslinie $AC = a$ der beiden Drehaxen gerichtet ist. Bezeichnet l die Entfernung irgend eines Punktes B der Backe von der Schwingungsaxe A und ist b die Entfernung desselben Punktes von der gedachten Projection C der Schwingungsaxe, während die letztere den Abstand $a = AC$ von der Backenebene hat, so bestimmt sich für eine Drehung um den kleinen Winkel α die Bewegung des Punktes B zu $l\alpha$, und zwar wirkt eine Bewegung ba auf Zerdrücken des Materials, während die reibend wirkende Bewegung die Größe aa hat. Die letztere auf Abreiben wirkende Bewegung nimmt daher direct mit dem Abstände $a = AC$ der Schwingungsaxe von der Backenfläche zu, so daß man diesen Abstand entsprechend groß annimmt, wenn man eine Wirkung durch Abreiben in erhöhtem Maße erzielen will, wie dies aus der Betrachtung einiger Beispiele im Folgenden noch deutlicher werden wird.

Wie schon bemerkt worden, ist die schiebende Bewegung in Fig. 53 nach oben und in Fig. 54 nach unten gerichtet. Es wird daher in dem ersteren

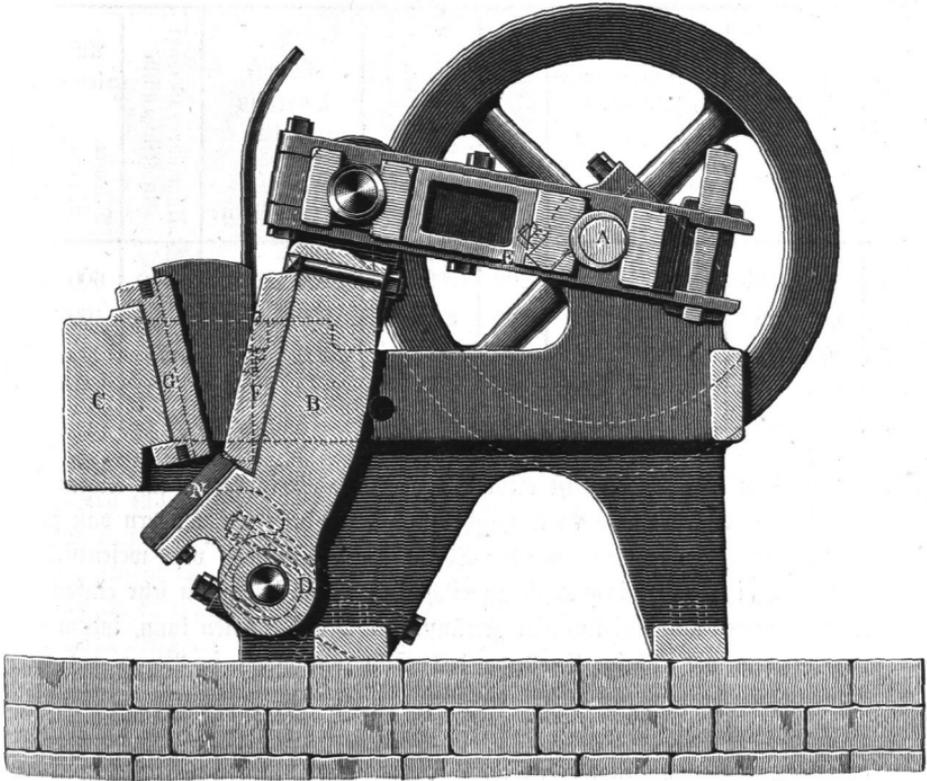
Falle das Bestreben vorhanden sein, die Materialien nach oben hin, also der Einführung entgegen zu wälzen, während in dem Falle der Fig. 54 die wälzende Bewegung nach unten gerichtet ist, so daß der Durchgang des Materials dadurch befördert wird. In dieser Beziehung muß die Bewegungsart nach Fig. 54 derjenigen nach Fig. 53 vorgezogen werden, doch hat die Anordnung nach Fig. 53 den Vorzug, die Einführung des Materials von oben zu erleichtern, da das Maul hierbei nicht wie in Fig. 54 durch die Schwingungsaxe verengt wird. Man kann aber die beiden Vortheile einer bequemen Zuführung und schnellen Hindurchfuhr

Fig. 55.



des Materials durch die in Fig. 55 versinnlichte Bauart mit Abbringung der Schwingungsaxe unterhalb in zweckmäßiger Weise erreichen.

Fig. 56.



In dieser Art ist der Steinbrecher von Mehler gebaut, welcher durch Fig. 56 verdeutlicht wird. Wie schon oben bemerkt wurde, ist hierbei das Kniegelenk ganz weggelassen, und der um den unten angebrachten Zapfen D

schwingende Brechbacken erhält seine Bewegung direct von der durch eine Kröpfung der Schwungradwelle bewegten Schubstange *E*. Die unter der Hartgußplatte *F* angebrachte Gleitfläche *N* dient zur besseren Abführung des gebröckelten Materials. Die Bewegung geschieht durch einen Riemen in gewöhnlicher Weise. Aus der Figur sind die beiden Abmessungen $a = 160$ mm und $b = 480$ mm für die Mitte der Brechplatte zu entnehmen; man ersieht daraus, daß die abreibende Bewegung zu der zerdrückenden sich bei der abgebildeten Maschine etwa wie 1:3 verhält. Durch Veränderung des Abstandes *a* des Schwingzapfens von der Backenfläche hat man es dem Vorhergegangenen zufolge in der Hand, die Wirkungsweise je nach der Beschaffenheit des zu brechenden Materials zu verändern. Ueber die Verhältnisse dieser Art von Steinbrechern macht die ausführende Fabrik von C. Mehler in Aachen die in der folgenden Tabelle enthaltenen Angaben:

Nummer	Brechmaul		Ungefähre Leistung pr. Stunde in Kilogr. bei		Umlaufzahl pr. Minute	Betriebskraft in Pferdestärken	Raumbedarf in Meter		Ungefähres Gewicht in Kilogramm	Antriebsriemenscheiben	
			50 mm Spaltweite	25 mm Spaltweite			Länge	Breite		Durchm. in mm	Breite in mm
	Länge	Breite									
1	600	330	12 000	6000	200	12 bis 14	2200	1400	8000	600	150
2	440	220	8 000	4000	200	8 „ 10	1800	1200	4000	400	120
3	320	160	5 000	2500	200	4 „ 6	1400	1000	2200	300	100
4 ¹⁾	160	80	1 200	600	200	1 „ 2	1100	800	600	250	80

§. 22. Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, daß die Steinbrecher im Allgemeinen eine Zerkleinerung nicht lediglich durch Druck bewirken, sondern daß fast immer die reibende Wirkung der Theile gegen einander von wesentlicher Bedeutung ist. Es wurde auch angeführt, daß man durch ein sehr einfaches Mittel die reibende Wirkung in gewünschtem Maße erzielen kann, indem es sich nur um die richtige Stellung des Schwingzapfens in Bezug auf die Backenfläche handelt. Obwohl die Besprechung der Maschinen, welche die Zerkleinerung durch Abreiben bewirken, eingehender erst später bei der Mehlbereitung vorgenommen werden wird, so mögen doch hier des einfachen Anschlusses wegen diejenigen Maschinen eine Stelle finden, welche hinsichtlich ihrer Bauart im Wesentlichen mit den vorgedachten Steinbrechern überein-

¹⁾ Nr. 4 wird auch mit zwei Kurbeln zum Handbetrieb eingerichtet.

stimmen, bei denen aber auf die Erzielung der gedachten abreibenden Wirkung ein besonderes Gewicht gelegt ist.

Hier ist an erster Stelle der von der Maschinenfabrik Humboldt¹⁾ in Kalk ausgeführte Steinbrecher zu besprechen, welcher durch Fig. 57 der Hauptsache nach dargestellt ist. Hieraus geht zunächst hervor, daß die Maschine insofern als doppeltwirkend bezeichnet werden kann, als zwei bewegliche, mit einander fest verbundene Backen B_1 und B_2 den um die Ase D schwingenden Brechhebel bilden, welcher in ähnlicher Art wie in Fig. 56 durch die Lenkerstange E der Kurbelwelle A direct bewegt wird. Der feste Backen C ist symmetrisch zu beiden Seiten gebildet, so daß jederseits ein Brechmaul entsteht, von welchen immer abwechselnd das eine sich öffnet, wenn das andere sich schließt. Eigenthümlich ist hierbei die Form der Brechbacken im unteren Theile, und es ergibt sich nach dem Vorhergegangenen aus dieser

Fig. 57.

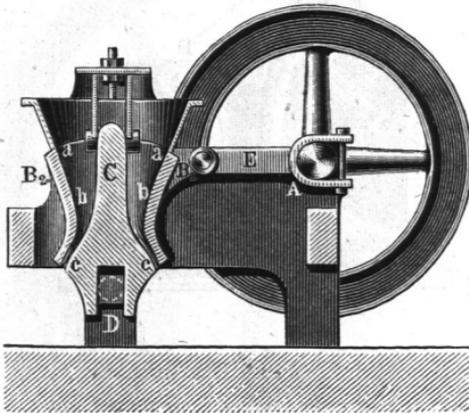
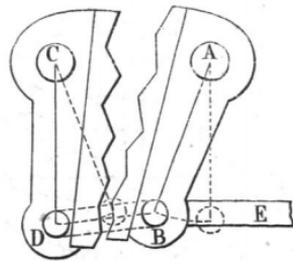


Fig. 58.

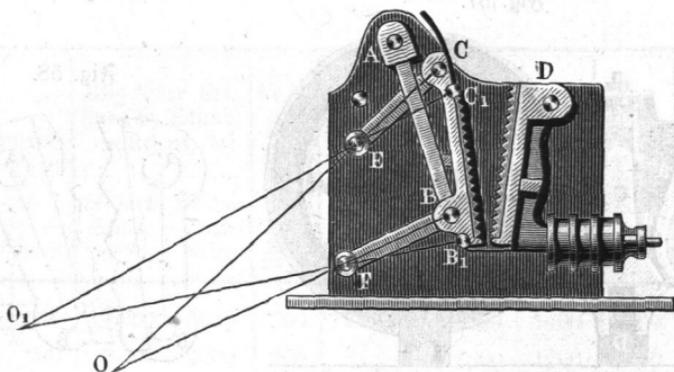


Form die Wirkungsweise der Maschine. Zunächst ist ersichtlich, daß die oberen geradlinig begrenzten Backenflächen ab eine rein drückende Wirkung äußern müssen, weil dieselben hinreichend verlängert, die Schwingungsaxe D schneiden. In dem unteren gekrümmten Theile dagegen entfernen sich die Tangenten an die Backenfläche mehr und mehr von der Schwingungsaxe und in dem Punkte c ist die Richtung senkrecht zu der Verbindungslinie Dc . Daher wird die abreibende Wirkung nach unten hin stetig zunehmen und in c die Druckwirkung ganz aufhören. Die Figur zeigt auch, daß die Verschiebung der beweglichen Backe bei dem Schließen nach oben gerichtet ist, wodurch der Durchgang des Materials verlangsamt und eine längere Einwirkung auf dasselbe erzielt wird. Daß bei dieser Anordnung, sowie überall, wo eine besonders große reibende Wirkung erzeugt wird, die Abnutzung der Backen groß ausfällt, ist natürlich.

¹⁾ D. R.-P. Nr. 1906.

Während bei der vorstehenden Maschine die mehr erwähnte mahrende Wirkung in der einfachsten Weise durch die Form der Backen erreicht wird, giebt es noch eine größere Anzahl anderer Anordnungen, welche die beabsichtigte Verschiebung der Backen auf einander durch eigenthümliche Bewegungsvorrichtungen zu erzielen suchen. So hängt z. B. Alden¹⁾ die beiden Backen nach Fig. 58 (a. v. S.) an die oberen Schwingzapfen und bewegt die unteren Enden, welche durch einen Lenker *DB* mit einander verbunden sind, gemeinschaftlich durch die Schubstange *E* der Kurbel. Man hat es hier also mit einem Kurbelviereck *ABDC* zu thun, dessen beide Glieder *AB* und *CD* sich in der mittleren Lage am weitesten von einander entfernt haben und sich bei dem Ausschlage nach der einen wie der anderen Richtung einander nähern, so daß bei jeder Kurbeldrehung eine zweimalige Wirkung

Fig. 59.



erreicht wird. Die Riffeln der Backen sind hier quer gestellt, und nehmen nach unten hin an Feinheit zu.

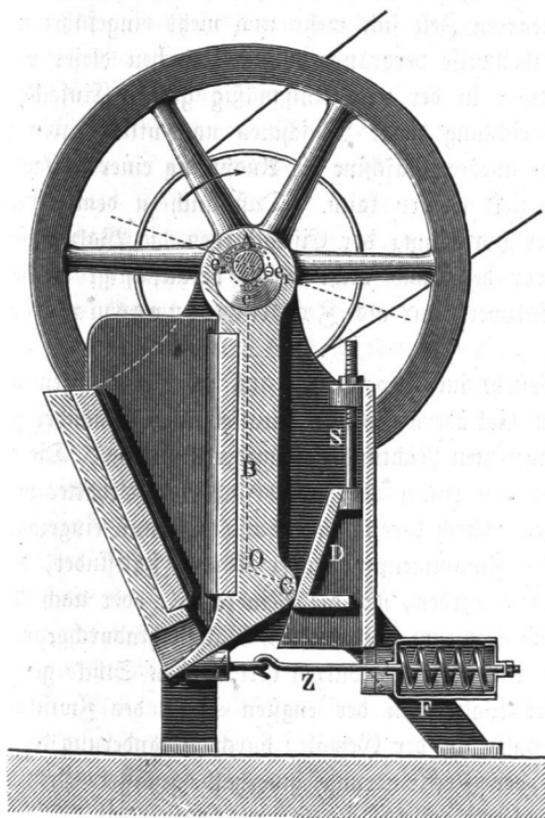
Die Einrichtung und Wirkungsweise der in Fig. 59 angedeuteten Maschine von Wolf²⁾ ist leicht verständlich. Hier wird dem beweglichen Backen *CB* durch die beiden, um *E* und *F* drehbaren Lenker *EC* und *FB* eine ganz bestimmte Bewegung vorgeschrieben, sobald die Kurbelstange *AB* den Lenker *FB* in Schwingung versetzt. Die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einem beliebigen Augenblicke ist hier als eine sehr kleine Drehung um das Momentancentrum *O* aufzufassen, welches sich in dem Durchschnittspunkte der zugehörigen beiden Lenkerstellungen findet. Die feste Backe *D* lehnt sich bei dieser Maschine gegen einen nachgiebigen Buffer, um bei übermäßig großem Widerstande durch ein Ausweichen des Backens einen Bruch zu verhüten.

¹⁾ Zeitschr. f. Berg-, Hütten- u. Sal.-Wesen, 1878, S. 132 aus Engineering u. Mining-Journal, 1877, V. XXIV, p. 419. ²⁾ D.-R.-P. Nr. 7483.

Ganz in derselben Weise wirkt die Maschine von Marsden¹⁾, nur wird hierbei die Bewegung von der Kurbel aus auf den rückwärts verlängerten oberen Lenker übertragen.

Eigenthümlich ist die Aufhängung des Backenhebels an dem zur Bewegung dienenden Excenter e , Fig. 60, wie sie von Gruson²⁾ gewählt wird. Hierbei führt sich der untere cylindrisch geformte Schwanz C des Hebels auf einer geneigten Gleitbahn D , welche durch die Schraubenvorrichtung S entsprechend verstellbar werden kann. Die Feder F sorgt mittelst der Zugstange Z für ein stetes Anliegen des Ansatzes C an D . Es ist aus der

Fig. 60.



Figur ersichtlich, wie durch eine Drehung des Excenters die Backe nieder-

geführt wird, wobei die schräge Bahn D eine Seitwärtsbewegung veranlaßt, wie sie zum Zerdrücken des Materials erforderlich ist. Auch hier muß man die Bewegung irgend eines Punktes des Backens in einer beliebigen Stellung als eine kleine Drehung um den augenblicklichen Drehpunkt auffassen, welchen man in dem Durchschnitt O der Kurbelrichtung mit der Geraden erhält, die im Berührungspunkte von C und D auf der Gleitbahn senkrecht steht. Man ersieht hieraus, daß die Bewegung des Backens in den beiden Kurbelstellungen e_1 und e_2 , welche durch die Endpunkte

des zur Gleitbahn D senkrechten Kurbeldurchmessers gegeben sind, lediglich in einer Verschiebung in der Richtung der Gleitbahn D besteht, und daß die Verschiebung des Backens bei dem Schließen des Maules zuerst abwärts

1) Engineer., 1885, p. 484. 2) D. R.-P. Nr. 32343.

dann aufwärts gerichtet ist, wenn die Excenterwelle in der durch den Pfeil ange deuteten Richtung umgedreht wird. Die sonst noch in Anwendung gekommenen Einrichtungen von Steinbrechern werden nach den vorstehenden Bemerkungen einer besonderen Besprechung nicht bedürfen.

§. 23. **Walzen.** Von den Maschinen, welche die Zerkleinerung der Stoffe durch deren Zerdrücken bewirken, findet das Walzwerk die ausgedehnteste Anwendung. Dasselbe eignet sich zur Verarbeitung der verschiedensten Stoffe, man findet es in Hüttenwerken zur Zerkleinerung der Erze, in Ziegeleien und Formereien zum Quetschen des Thones, in Brennerien zum Quetschen der Kartoffeln und des Malzes in Anwendung, in Delmühlen werden die Samen zwischen Walzen bearbeitet, auch in der Mehlfabrikation haben die Walzen in der neueren Zeit sich mehr und mehr eingeführt und die bisher üblichen Steine theilweise verdrängt. Die Ursachen dieser vielfachen Verwendung sind außer in der verhältnißmäßig großen Einfachheit des Betriebes und der Einrichtung dieser Maschinen namentlich darin zu finden, daß kaum durch eine andere Maschine die Ausübung einer so kräftigen Druckwirkung erzielt werden kann. Daß auch zu dem Zwecke der Formgebung, z. B. zur Herstellung der Eisenschienen die Walzen verwendet werden, soll hier vor der Hand nicht weiter berücksichtigt werden, vielmehr soll hier das Walzwerk nur als Zerkleinerungsmaschine ins Auge gefaßt werden.

Ein solches Walzwerk besteht im Allgemeinen aus zwei aus Eisen gegossenen, glatt abgedrehten Cylindern, welche parallel neben einander gelagert sind und in entgegengesetzten Richtungen umgedreht werden. Die zu zerkleinernden Körper fallen aus einem oberhalb befindlichen Behälter oder Kumpfe zwischen die Walzen, durch deren Umdrehung sie dann eingezogen werden, wobei ein so starkes Zusammenpressen der Körper stattfindet, daß dieselben entweder zertrümmert werden, wie die Mineralien, oder nach Art eines Kuchens durch den Zwischenraum zwischen den Walzen hindurchgepreßt werden. Jedensfalls ist die Dicke der die Walzen verlassenden Stücke geringer, als die Entfernung der Walzen an der engsten Stelle des Zwischenraumes, und man hat es daher in der Gewalt, durch Veränderung dieses Zwischenraumes den Grad der Zerkleinerung innerhalb gewisser Grenzen zu reguliren.

Die Walzen der gewöhnlichen Quetschwerke sind von gleicher Größe und empfangen ihre Bewegung nach entgegengesetzter Richtung mit derselben Geschwindigkeit. Unter dieser Voraussetzung ist die Wirkung im Wesentlichen ein reines Zerdrücken. Wenn man dagegen die Umfangsgeschwindigkeit der beiden Walzen verschieden groß wählt, sei es durch Anwendung verschieden großer Walzendurchmesser bei gleicher Umdrehungszahl oder um-