

WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA

II 3107

L. inw. ....

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



10000297517

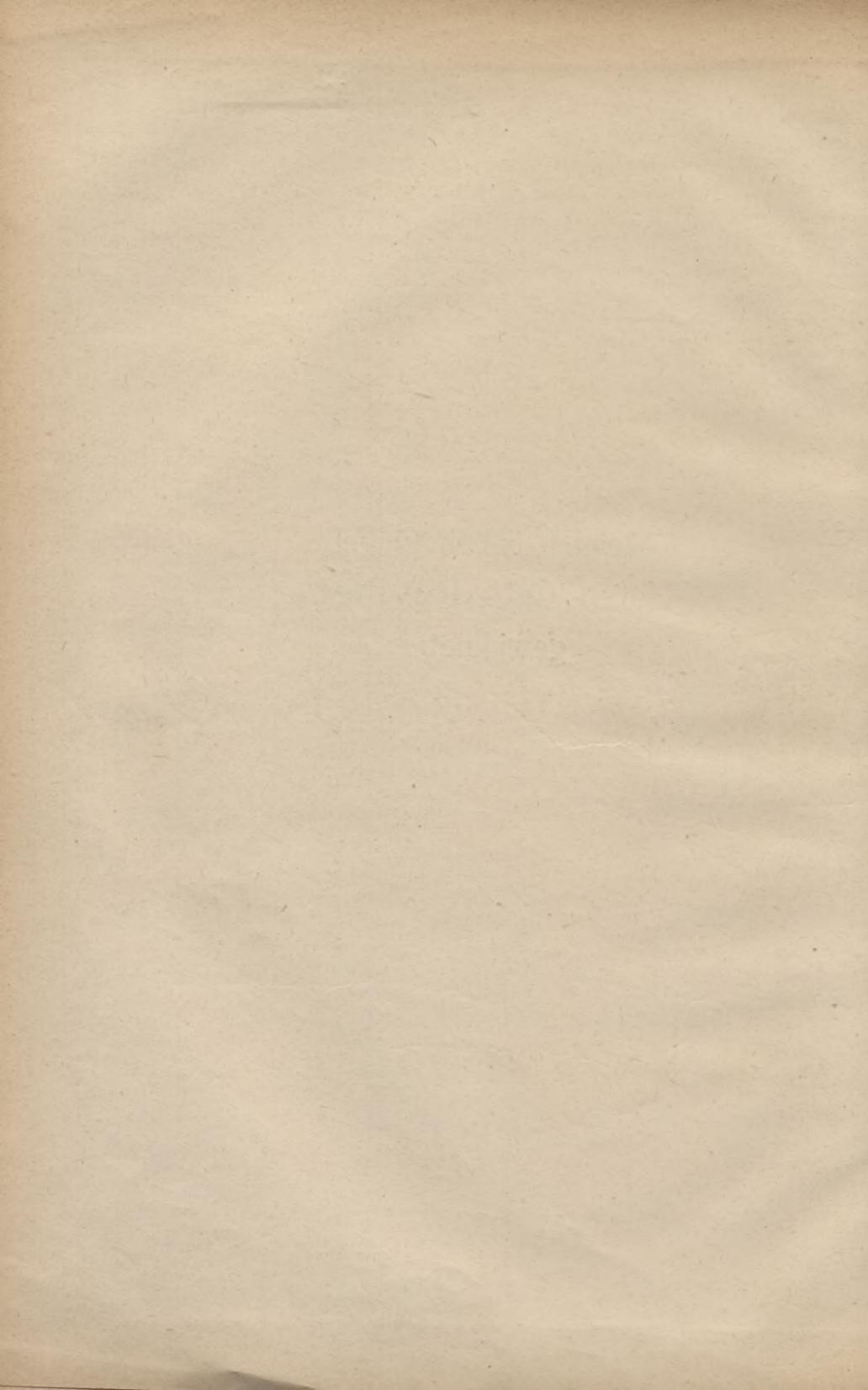


7.40

X  
1,522



Meinem lieben Onkel  
Herrn Otto Reymer  
gewidmet.



# Ueber die Wirtschaftlichkeit moderner Trockenbagger und verwandter Bodenförderungsanlagen.

=====  
Dissertation

zur

Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs

Der Königlichen Technischen Hochschule zu Berlin  
vorgelegt am 11. Oktober 1910

von

**Dipl.-Ingen. Paul Sanio**

aus Berent in Westpr.

Genehmigt im Mai 1911.

107/1  
F. Nr. 29657



Verlag: Buch- und Zeitschriften-Verlagshaus Georg Sturm  
Berlin SW. 48, Friedrich-Strasse 246.

770  
40

Referent: Geh. Reg.-Rat Professor Kammerer

Korreferent: Professor Dr. Ing. Schlesinger

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

II 3107

Akc. Nr. 2781 149

## Uebersicht der benutzten Literatur.

### a) Aufsätze aus Zeitschriften :

1. Engineering News : 1904, II. S. 349, (508) — 1905, I S. 176, 216; II S. 250 — 1906, I S. 119; II S. 142 — 1907, I S. 324, 391; II S. 67, 277, (311), 375 — 1908, I S. 170, (223), 356; II S. 483, 256 — 1909, I. S. 282; II S. 137, 422 — 1910, I S. (57), 142 — 1911, I S. 318.
2. Engineering Record: 1908, I S. 628; II S. 256 — 1909, II S. 319 — 1910, I. S. 85, 423. —
3. Engineering: 1908, II S. 14 — 1909, I S. 5 — 1910, II S. 326
4. Engineer: 1908, II S. 59 — 1909, I S. (638); II S. 551 — 1910, I S. 390, 522; II S. 220, 159.
5. Electric Railway Journal: 1909, I S. 9, 156.
6. The Engineering Magazine: 1903, März/April — 1908, März/April Robinson.
7. Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure: 1886 S. 996 — 1887 S. 173, 203, 246 — 1905 S. 56 — 1908 S. 1701 — 1909 S. 162, 216, 940, 1025.
8. Dönglers polytechn. Journal: 1909, 6. Febr. (Buhle).
9. Glückauf: 1907 S. 1363. —
10. Zeitschr. d. Oberschl. Berg- und Hüttenmännischen Vereins: 1909, Februar (Gerke). —
11. Nachrichten der Siemens-Schuckert-Werke: 1909 S. 81. —
12. Fördertechnik: 1909 S. (185).

In dieser Zusammenstellung bedeuten die römischen Ziffern den Halbjahrsband, die deutschen die erste Seite des Aufsatzes.

Einklammerung bedeutet, dass die betr. Aufsätze den Trockenbaggern verwandte Grabmaschinen behandeln, die jedoch in dieser Studie nicht behandelt worden sind.

### b) Buchliteratur :

1. H. Gillette, „Earthwork and its cost“, Ausg. 1907 —
2. I. O. Wright, „Excavating machinery for digging ditches and building levees“ — 1907 —
3. Contag, „Ueber die Bodengewinnung bei grösseren Erdarbeiten“ — Diss., Hannover 1909. —
4. Reich, „der Erdbau“.
5. Hanftstengel, „Förderung von Massengütern“ — 2. Teil. Greifer.

### Speziell für die Behandlung des Baggermotors :

6. „Neuere Kraftanlagen“ — von Professor E. Josse —, Berlin 1909.
  7. Goldschmidt, „die normalen Eigenschaften elektrischer Maschinen“, Berlin 1909.
  8. Hoppe, „Aus der Praxis für die Praxis“, Leipzig 1907.
  9. Rössler, „Elektromotoren für Gleich- und Wechselstrom“, Berlin 1902.
-

# Inhaltsübersicht.

	Seite.
Einleitung: Ziel und Grundlagen der vorliegenden Studie . . . . .	5
<b>I. Eimerkettentrockenbagger</b> . . . . .	6
1. Wirkungsweise und Höchstwerte der am Bagger angreifenden Kräfte und die konstruktiven Mittel zu ihrer Beschränkung . . . . .	12
2. Wirtschaftliche Kritik der Betriebskosten . . . . .	30
3. Gesamtkosten des Eimerbaggerbetriebes . . . . .	48
4. Verwendungsbereich und prinzipielle Eigenschaften des Eimerbaggeres . . . . .	51
<b>II. Der Löffelbagger.</b> . . . . .	52
1. Wirtschaftliche Kritik der Baukosten . . . . .	55
2. Wirtschaftliche Kritik der Betriebskosten . . . . .	65
3. Zusammenstellung der gesamten Betriebsausgaben bei Bodenförderung durch Löffelbagger . . . . .	74
4. Grundsätzliche Eigenschaften des Löffelbaggers und sein Verwendungsgebiet . . . . .	77
<b>III. Die Elektrizität als Betriebskraft für Trockenbagger</b> . . . . .	79
<b>IV. Kratzerexkavatoren</b> . . . . .	93
<b>V. Greifbagger</b> . . . . .	99
<b>VI. Grabemaschinen für Sonderzwecke</b> . . . . .	105
<b>VII. Vergleichende Bewertung der wirtschaftlichen Eigenarten der verschiedenen Bauformen des Trockenbaggers</b> . . . . .	115
a) Wie gelangt man zu einer einwandfreien Vergleichsbasis?	
b) Auswahl der Koeffizienten für die Bewertung der wirtschaftlichen Eigenschaften: Anlagekosten — Betriebskosten — Reparaturkosten	
<b>VIII. Anhang.</b>	
Die Beobachtung von Erfahrungswerten aus dem Baggerbetriebe als Grundlage für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Trockenbaggern	
1. Wie lässt sich der Energiebedarf der verschiedenen Schalt- und Arbeitsbewegungen bei dem Eimerbagger mit Dampfbetrieb ermitteln? . . . . .	I
2. Beobachtung der Energieaufnahme bei elektr. Abraumbaggen	III
3. Energiebedarf eines Eimerbaggers mit Transporteur . . . . .	XII
4. Bestimmung der Winkelgeschwindigkeiten- und Beschleunigungen während der Schwenkperioden bei Dampföffelbaggen . . . . .	XV
5. Beobachtung der Energieaufnahme eines elektr. Löffelbaggers	XXI
6. Zahlenwerte zur Betriebskosten-Ermittlung der Eimer- und Löffelbagger . . . . .	XXIII
7. Versuche zur Bestimmung des spezifischen Grabwiderstandes . . . . .	XXVIII

## Ueber die Wirtschaftlichkeit moderner Trockenbagger und verwandter Bodenförderungseinrichtungen.

Der scharfe Wettbewerb, welcher sich heutzutage auf allen Gebieten der Industrie geltend macht, zwingt auch den Maschinenbau, auf die Konkurrenzfähigkeit seiner Erzeugnisse den Hauptwert zu legen.

Billige und doch gute Herstellung und billiger Betrieb müssen darum dem Konstrukteur als oberstes Gesetz gelten.

Aus diesem Grunde sind die wirtschaftlichen Eigenschaften moderner Maschinenanlagen ein beliebtes Objekt fachwissenschaftlicher Forschung geworden, und Verfasser glaubt deshalb ebenfalls auf das Interesse technischer Kreise zählen zu dürfen, wenn er es in der nachfolgenden Studie unternimmt, die Wirtschaftlichkeit moderner Trockenbagger und der ihnen verwandten Grabemaschinen zum Gegenstande kritischer Betrachtung zu machen.

Den Endzweck dieser Erörterungen sieht Verfasser einerseits in der Feststellung und Bewertung des Einflusses, welchen die einzelnen massgebenden Faktoren auf die Wirtschaftlichkeit solcher Bodenförderungsanlagen ausüben, andererseits soll erörtert werden wie etwa durch Ergänzung oder Umgestaltung der jetzigen Baggerformen deren Wirtschaftlichkeit zu erhöhen sein möchte.

Die Grundlage boten in erster Linie eigene Beobachtungen, welche Verfasser dank dem Entgegenkommen der beteiligten Werke in einer Reihe deutscher Baggerbetriebe anzustellen Gelegenheit fand.

Als Material dienten ferner Veröffentlichungen aus der deutschen, englischen und amerikanischen Fachliteratur der letzten Jahre, welche in dem Quellennachweis zusammengestellt sind. Schliesslich verdankt Verfasser mancherlei Erfahrungswerte einer vor kurzem

erschienenen Abhandlung von Contag, die die Bodengewinnung bei grösseren Erdarbeiten bei Hand- bzw. Maschinenbetrieb erschöpfend behandelt und namentlich die Verwendungsgebiete der verschiedenen Bodenfördereinrichtungen gegen einander abzugrenzen versucht.

Die Trockenbagger, welche hier ausschliesslich zur Besprechung kommen sollen, treten uns entgegen als :

1. Eimerkettentrockenbagger,
2. Löffelbagger,
3. Greifbagger und Kratzerexcavatoren,
4. Grabmaschinen für besondere Zwecke.

Während die erstgenannten drei Gruppen für die Erdförderung allgemein unter beliebigen Arbeitsbedingungen, innerhalb der durch die Hauptabmessungen gegebenen Grenzen, gebaut werden, haben wir es bei der vierten mit Spezialmaschinen zu tun, welche insbesondere in Amerika, dem Lande der hohen Arbeitslöhne konstruiert werden und in Verwendung stehen, um die Herstellung von Gräben von konstantem Querschnitte für Drainage oder Kanalisation in einem Arbeitsgange zu gestatten.

Die unter 4 genannten Maschinen werden deshalb in wirtschaftlicher Beziehung wesentlich anders zu beurteilen sein als die übrigen Trockenbagger.

### **Eimerkettentrockenbagger.**

Die Eimerkettentrockenbagger, welche beim Bau des Suez-Kanales zum ersten Male angewandt wurden und seither auf dem Kontinent für Trockenbaggerung allein in Verwendung standen, bis ihnen in neuester Zeit in dem Löffelbagger amerikanischer Herkunft auf einigen Gebieten ein erfolgreicher Konkurrent erstand, zeigen entsprechend den Arbeitsverhältnissen, für welche sie bestimmt sind, eine Reihe charakteristischer Bauformen.

Je nach der Lage des Baggergleises zu der abgegrabenen Böschung unterscheidet man Tiefbagger und Hochbagger.

Die letzteren sind wieder in ihrer Bauart wesentlich verschieden, je nachdem sie mit vorwärts oder mit rückwärts schneidenden Eimern ausgerüstet sind.

Schliesslich werden bei schwerem Boden, insbesondere bei Tonbaggerung, sowohl die Tiefbagger als auch die rückwärts schneidenden Hochbagger mit geführter Kette gebaut, sodass wir bei diesen Gruppen also noch zwischen Baggern mit durchhängender und mit geführter Kette zu unterscheiden haben.

Die beigegebenen Illustrationen zeigen die bewährten Bagbertypen der Firma Orenstein & Koppel in modernster Ausstattung, den jeweiligen Arbeitsbedingungen entsprechend ausgerüstet, im Betriebe.

Abb. 1 zeigt uns einen Portaltiefbagger von 3000 cbm theoretischer Leistung mit Dampfantrieb, mit hydraulischer Kuppelung im Turasvorgelege, Dampfantrieb für die Schüttklappe und Ausgleichkuppelung im Fahrwerk.

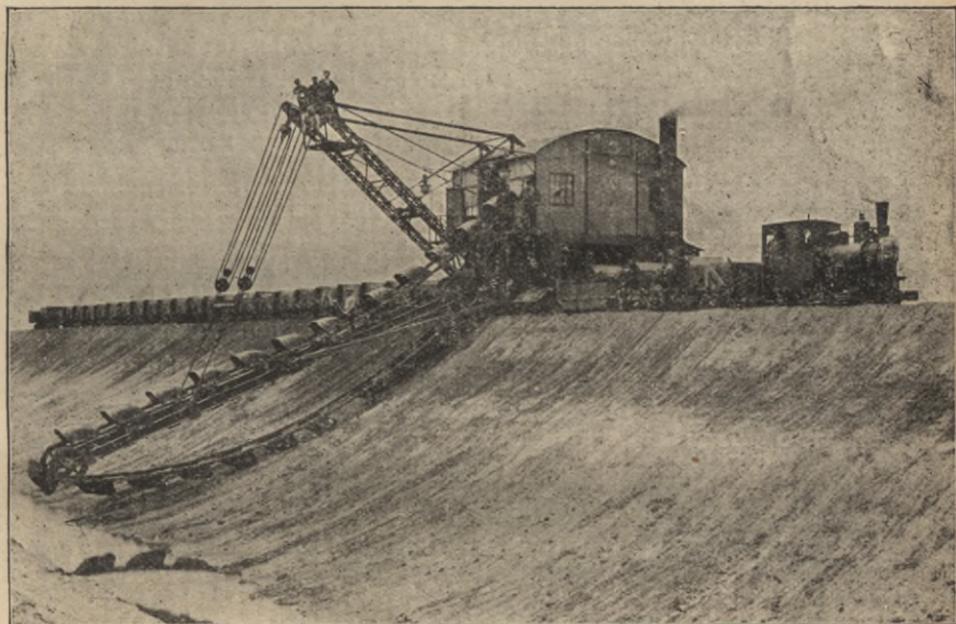


Abb. 1.

Da es sich um die Förderung leichten Sandbodens handelt, ist der Bagger mit durchhängender Kette versehen. Die Bagbertiefe betrug etwa 13 m.

Abb. 2 zeigt die gleiche Baggertype jedoch ausgerüstet für Hochbaggerung mit vorwärts schneidenden Eimern und Hochbaggerleiter für eine Baggerhöhe von ca. 4,5 m.

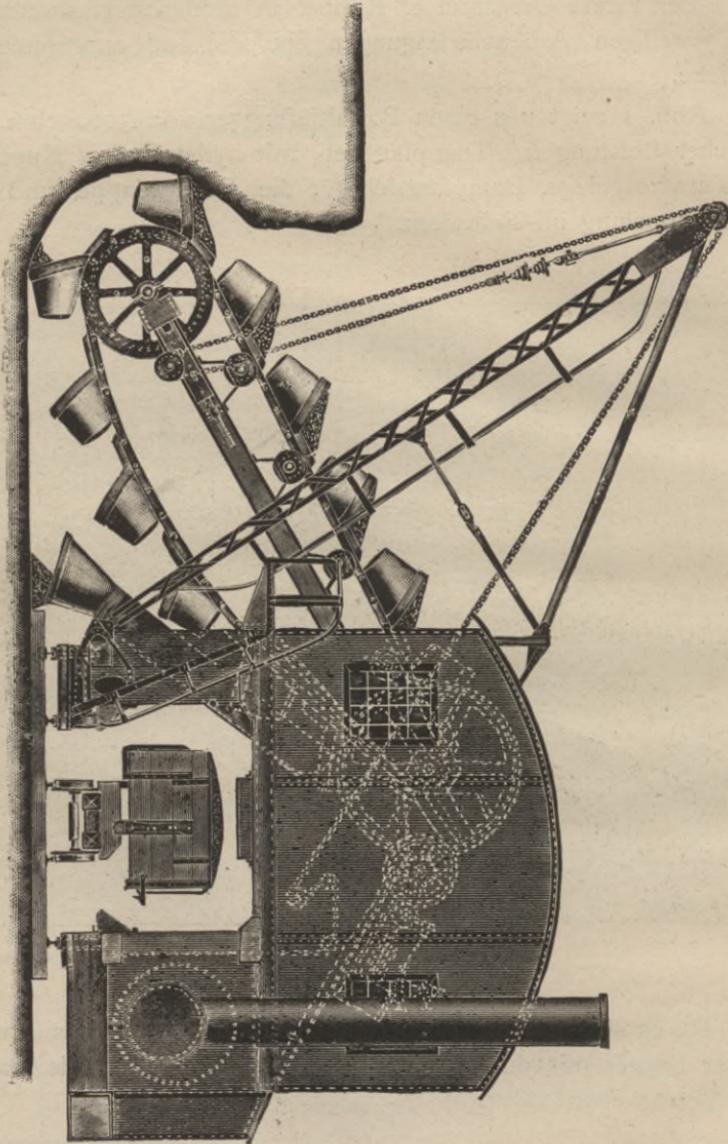


Abb. 2.

In Abb. 3 sehen wir einen Tiefbagger älterer Bauart von 750 cbm. theoretischer Förderleistung, welcher bei etwa 5 m Baggertiefe Kreide abzugraben hat und deshalb mit geführter Kette ausgerüstet ist.

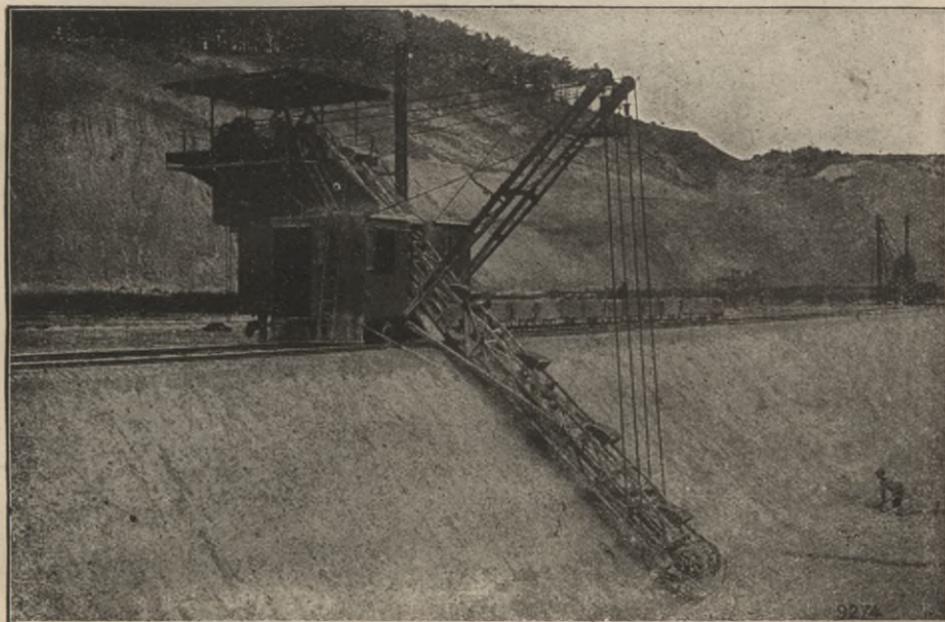


Abb. 3.

Die Abbildung 4 zeigt schliesslich einen Hochbagger mit rückwärts schneidenden Eimern von 1400 cbm. theoretischer Leistung pro 10 Stunden reiner Arbeitszeit.

Derselbe hatte bei ca. 7,5 m Baggerhöhe leichten Sandboden abzugraben, und es konnte deshalb auf die Führung der Eimerkette in der Hochbaggerleiter verzichtet werden, während sonst bei Ausführungen dieser Art die Anwendung der geführten Kette die Regel ist.

Von den vorstehend besprochenen Bauformen des Eimerkettentrockenbaggers sollen in den folgenden Erörterungen vorzüglich die Tiefbagger behandelt werden, weil sie bei grossen Bodenbewegungen in der Regel zur Verwendung kommen. Da bei den Hochbaggern mit rückwärts schneidenden Eimern der Arbeitsprozess und das Kräftespiel im wesentlichen gleicher Art wie bei

den Tiefbaggern ist, gelten die Ergebnisse dieser Betrachtungen in der Hauptsache auch für letztere Baggerform.

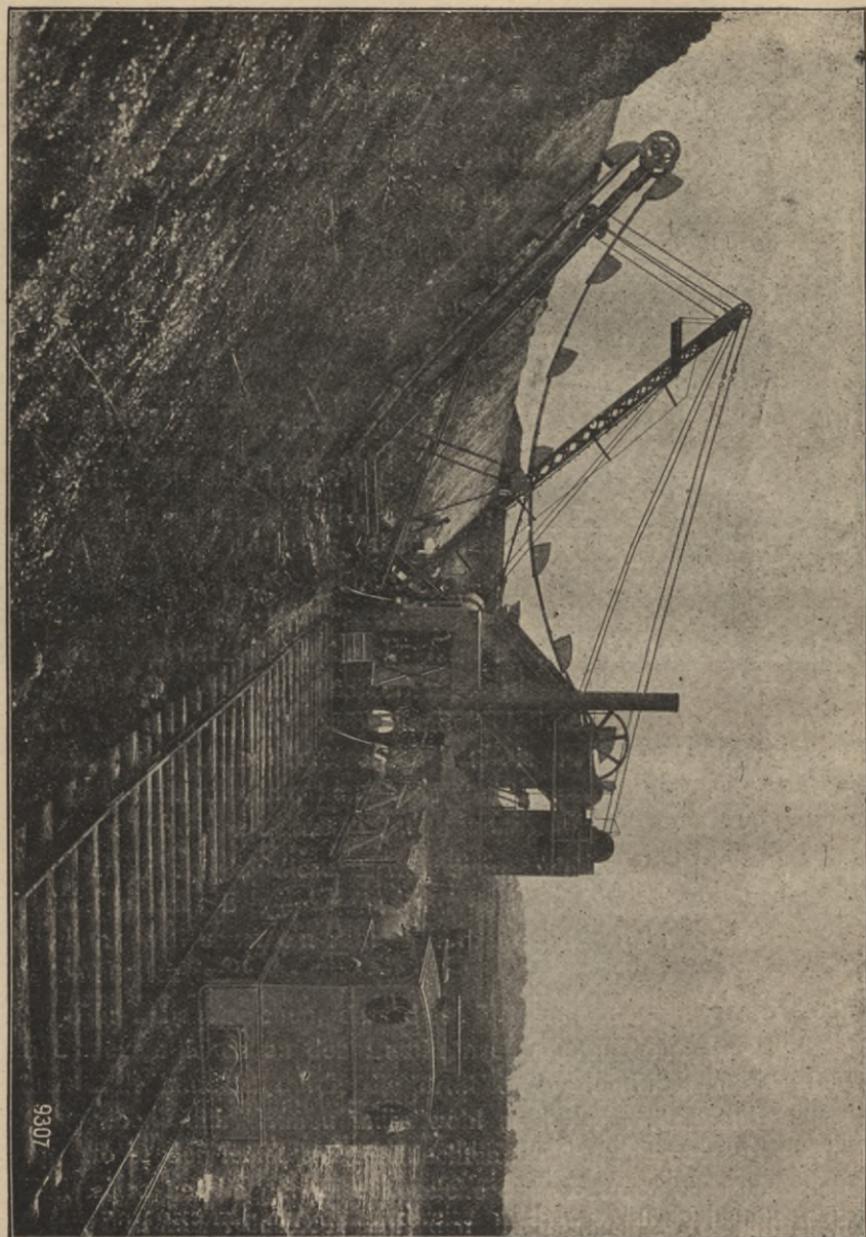


Abb. 4.

Dagegen sind der Grabeprozess und die Angriffsweise der am Bagger wirkenden äusseren Kräfte bei dem Hochbagger mit vorwärts schneidenden Eimern wesentlich anderer Art als bei den erstgenannten Baggerformen. In dieser Studie soll jedoch auf denselben nicht näher eingegangen werden, weil Bagger dieser Art für grosse Bodenbewegungen kaum in Frage kommen und überdies ein beträchtlicher Teil ihres derzeitigen Anwendungsgebietes in nicht zu ferner Zeit den Löffelbaggern zufallen dürfte.

### **Wirtschaftliche Kritik der Baukosten.**

Die gesamten Aufwendungen für Anschaffung und Betrieb einer Trockenbaggeranlage umfassen :

1. Die Kosten für Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals,
2. die Kosten für den Betrieb,
3. die einmaligen Kosten für Anfuhr, Aufbau, Demontage, Abfuhr und Aufbewahrung der Baggeranlage.

Zunächst ist ohne weiteres klar, dass unter gleich leistungsfähigen Anlagen, diejenige sich am wirtschaftlichsten erweisen muss, welche die geringsten Anschaffungskosten erfordert, vorausgesetzt, dass die Wirtschaftlichkeit des Betriebes hierbei nicht leidet; denn die zu den Betriebskosten hinzutretende Quote für Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitals ist ja letzterem direkt proportional.

Wie lassen sich nun die Anschaffungskosten auf den kleinstmöglichen Wert herabdrücken?

Die wirtschaftliche Konjunktur, die bald dem Fabrikanten, bald dem Abnehmer es gestattet, die Preisstellung einseitig in seinem Interesse zu beeinflussen, möge hier ausser Betracht bleiben, zumal im Konkurrenzkampfe der Baggerbauanstalten der Verkaufspreis sich ziemlich konstant nahe einem bestimmten Werte halten wird, der die durchschnittlichen Selbstkosten zusätzlich eines angemessenen Zuschlages für Generalien und Unternehmervergewinn repräsentiert.

Zur Verminderung der Fabrikationsunkosten kann der Konstrukteur in zweifacher Beziehung beitragen, indem er durch geeignete Konstruktionen einerseits den Materialaufwand, andererseits die Bearbeitungskosten zu beschränken vermag.

Hierzu ist vor allen Dingen erforderlich, die Maximalkräfte welche in den wichtigen Konstruktionsgliedern auftreten, tunlichst genau zu bestimmen, damit man nahe an die höchstzulässigen Materialbeanspruchungen herangehen kann, ohne doch die Betriebssicherheit zu gefährden.

### **Wirkungsweise und Höchstwerte der am Bagger angreifenden Kräfte.**

Die hauptsächlichsten Kräfte, welche am arbeitenden Bagger angreifen, sind :

1. Der Grabwiderstand,
2. der Fahrwiderstand,
3. das Kippmoment, welches durch das Gewicht des Auslegers, der unteren Eimerleiter und eines Teiles der Eimerkette auf das Baggergerüst ausgeübt wird.

**Der Grabwiderstand**, welcher, hervorgerufen durch den Scheerwiderstand des abzugrabenden Bodens, an den Schneidkanten der Baggereimer angreift, überträgt sich auf kürzestem Wege durch die Eimerkette auf den Oberturas. Wesentlichen Einfluss gewinnt derselbe daher nur auf die Dimensionierung der Oberturasachse und auf die Bemessung des Baggermotors. Die Grösse des Grabwiderstandes hängt von der Gestalt und dem Zustande des Grabgerätes und von dem spezifischen Scheerwiderstand des Bodens ab. Um diesen Scheerwiderstand, der für jede Bodenart ein anderer ist, richtig einschätzen zu können, müsste man denselben für die verschiedenen Bodenarten durch Versuch bestimmen, was bisher wohl noch nicht geschehen ist. Für die Bedürfnisse dieser Studie, insbesondere zur Beurteilung der Verteilung des gesamten Energiebedarfes auf die einzelnen Schalt- und Arbeitsbewegungen hat Verfasser mit einem Versuchsgerätee einige Schleppversuche zur Ermittlung des spez. Scheerwiderstandes in den zur Verfügung stehenden Bodenarten vorgenommen, die in Kapitel 7 des Anhanges eingehend behandelt sind.

Als Gesamtergebnis dieser Versuche ist hier hervorzuheben, dass bei homogenem Boden anscheinend der Scheerwiderstand nahezu proportional der Schnittbreite wächst. Nur bei feuchtem

Ton nimmt der spezifische Grabwiderstand zunächst mit wachsender Schnittbreite stark ab, vermutlich, weil bei geringer Schnittbreite die Adhäsionswirkung einen bedeutenden Einfluss auf den Schleppwiderstand ausübt. Es ist jedoch anzunehmen, dass bei grossen Spanquerschnitten, wenn diese sekundären Widerstände prozentual zurücktreten, auch hier der spezifische Grabwiderstand sich als merklich konstant erweisen wird.

Hätte man nun Werte für den spezifischen Scheerwiderstand insbesondere auch der schwersten Bodenarten, welche der Eimerbagger noch in rationellem Betriebe abzugraben vermag, so könnte man allerdings aus der Fahr- und Eimerkettengeschwindigkeit des Baggers sowie aus seiner effektiven Förderung den Spanquerschnitt und damit auch den zu erwartenden Grabwiderstand schätzen, und es soll das auch an späterer Stelle bei Beurteilung des Energieverbrauches geschehen.

Bei Ermittlung der Höchstwerte des Grabwiderstandes, die für die Dimensionierung der beteiligten Konstruktionsglieder allein in Frage kommen, ist jedoch zu berücksichtigen, dass im Baggerbetriebe häufig beim Auftreffen der Eimer auf grössere Steine oder Wurzeln die Eimerkette und der Baggermotor allein durch den Grabwiderstand abgebremst werden. In solchen Fällen bestimmt also das höchsterreichbare Angriffsmoment des Baggermotors an der Oberturaswelle den oberen Grenzwert für die der Dimensionierung zu Grunde zu legende Grabkraft.

Die Stärke des Baggermotors vermag aber der Konstrukteur nach Belieben zu wählen, und es erhebt sich darum die weitere Frage: Welche Motorstärke ist die wirtschaftlichste für eine gegebene Baggertype?

Je stärker der Baggermotor ist, desto grössere Grableistungen vermag man mit ihm zu erzielen, und desto eher wird der Baggerführer imstande sein, aussergewöhnliche Grabwiderstände ohne Betriebsstockung zu nehmen. Mit wachsender Motorgrosse erhöhen sich aber auch die Anschaffungskosten nicht nur des Motors, sondern auch der Triebwerke und des Baggergerüsts, dessen Dimensionierung wesentlich von den Kraftäusserungen des Baggermotors abhängt.

Es wäre nun gewiss wünschenswert, rechnerisch die wirtschaftlichste Motorstärke für jeden Bagger bestimmen zu können,

Dazu müsste aber der Arbeitsbedarf eines Baggers bei gegebenen Arbeitsverhältnissen bekannt sein. Dem Konstrukteur müssten zuverlässige Werte für den Arbeitsaufwand zum Verfahren der verschiedenen Baggertypen, für die Energieverluste in den Kraftleitungen und in erster Linie für die erforderliche Grabarbeit bei allen vorkommenden Bodenarten zur Verfügung stehen. Bis jetzt ist derartige Beobachtungsmaterial, soweit dem Verfasser bekannt ist, noch nicht veröffentlicht worden, und die verhältnismässig geringe Zahl eigener Beobachtungen, welche Verfasser diesen Erörterungen zu Grunde legen konnte, reicht bei weitem nicht zur Lösung dieser Aufgabe aus.

Man darf jedoch annehmen, dass die Baggerkonstrukteure, bestimmt durch die Rücksicht auf billige Herstellung einerseits und auf den Energiebedarf des Baggers andererseits, auf dem Wege des Versuches für jede Baggertype die wirtschaftlichste Motorgrösse gefunden haben, und wir wollen, wenigstens für die Zwecke dieser Studie, die von den bewährten Baggerbauanstalten für ihre Typen gewählten Motorgrössen als die wirtschaftlichsten betrachten. Aus der verfügbaren Normalleistung des Motors ergibt sich dann nach Abzug des Energiebedarfes für die Schaltbewegungen und Arbeitsverluste in den Kraftleitungen die Nutzarbeit des Baggers.

Zieht man hiervon noch die Hubarbeit ab, so ergibt sich nach Massgabe der Eimerkettengeschwindigkeit die an den Eimern verfügbare Grabkraft.

Die Beziehung zwischen den Baukosten und dem Grabwiderstand bzw. der auszuübenden Grabkraft soll dann in einem Diagramm veranschaulicht werden, auf dessen Abrisse die Baukosten einer jeden Type abgetragen werden, während die Ordinaten die zugehörige höchst erreichbare Grabkraft je für volle und halbe normale Förderleistung angeben.

Auf Grund der Ermittlungen in Kapitel 2 des Anhanges kann der Energiebedarf der einzelnen Baggertypen, wie folgt geschätzt werden:

1. Theoretische

Leistung in 10 Stunden . . . 375, 750, 1400 3000 cbm

2. Normale Baggertiefe . . . 4 5 8 10 metr

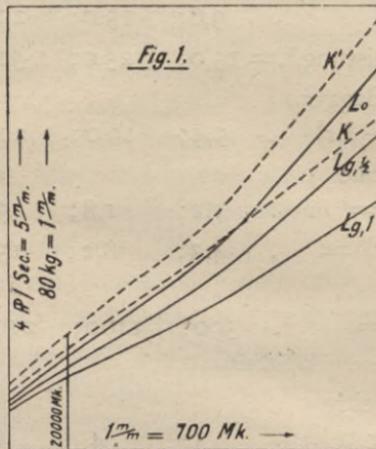
3. Arbeitsaufwand

für das Fahrwerk Lf . . . . 1,5 2,0 3,5 8,0 HP

4. Arbeitsverluste im Eimerantrieb zwischen Motorwelle und Eimer $L_r$ . . . . .	8,1;	13,0;	26,0	52,0	HP
5. $L_f + L_r$ . . . . .	9,6;	15,0;	29,5;	60,0	„
6. Normale Motorleistung $L =$	15,0;	25,0;	50,0;	100,0	„
7. Nutzarbeit des Baggers $L = L - (L_j + L_r)$ . . . . .	5,4;	10,0;	20,5	40,0	„
8. Hubarbeit für volle Förderung $L_h^1 =$ . . . . .	1,1;	1,8;	5,5;	14,0	„
9. Grabarbeit: $L_g^1 =$ . . . . .	4,3;	8,2;	15,0;	26,0	„
10. Grabkraft: $K = 75 L_g/c =$ . . . . . ( $c =$ Eimerkettengeschwindigkeit)	590;	1100;	2100;	3500	kg
11. Zahl der gleichzeitig grabenden Eimer $n$ . . . . .	3	4	6	10	
12. $K/n = \text{ca.}$ . . . . .	200	300	350,	350	kg
	I.	II.	III.	IV.	
13. Schnittbreite: $b \infty$ . . . . .	0,16	0,13	0,23	0,18	m
14. Schnittstärke $d \infty$ . . . . .	0,03	0,07	0,05	0,08	„
15. $b + d =$ . . . . .	0,19	0,20	0,28	0,26	„
16. $k_s = K/n (b + d) =$ (spez. Grabkraft)	10	15	12,5	13,5	kg/cm
17. Hubarbeit bei halber Förderleistung: $L_h^{1/2} =$	0,55	0,9	2,75	7	HP
18. $L'_g = L_o - L_h^{1/2} =$	4,85	9,1	17,75	33	„
19. $K' = 75 L'_g/c =$ . . . . .	660	1250	2400	4500	kg
20. $\frac{K'}{n} = \text{ca.}$ . . . . .	220	310	400	450	„
21. $b =$ . . . . .	0,16	0,13	0,23	0,18	m
22. $d' =$ . . . . .	0,02	0,04	0,03	0,04	„
23. $b + d' =$ . . . . .	0,18	0,17	0,26	0,22	„
24. $k's = K'/n (b + d') =$ (spez. Grabkraft)	11,5	18,0	15,3	20,0	kg/cm

Die Werte obiger Tabelle wurden in nebenstehendem Diagramm als Funktion der Beschaffungskosten aufgetragen und geben

so ein anschauliches Bild von der Abhängigkeit der Nutzarbeit des Baggers ebensowohl als der verfügbaren Grabekraft von den Anschaffungskosten.



Des weiteren ist festzustellen, durch welche konstruktive Mittel sich der Grabwiderstand etwa im Interesse der Wirtschaftlichkeit vermindern lässt.

Eine Verringerung der Scheerfestigkeit des zu baggernden Bodens ist allerdings ebensowenig zu erreichen, als eine Verminderung der verfügbaren Grabekraft erwünscht wäre. Hingegen ist im Interesse der Wirtschaftlichkeit zu fordern, dass durch zweckentsprechende Gestaltung der Eimer, insbesondere der zum Graben bestimmten Eimermesser die Nebenwiderstände auf das kleinstmögliche Mass gebracht werden. Von dem Eimerkörper ist zu verlangen, dass seine Aussenfläche glatt und ohne vorspringende Kanten in der Bewegungsrichtung mit möglichst wenig Reibung über den Boden gleitet. Die Eimermesser müssen, namentlich bei schwerem Boden eine geeignete Zuschärfung erhalten, um mit geringstem Kraftaufwand das Abgraben des Bodens zu erreichen. Gleichzeitig muss aber auch der Messerstahl soviel Festigkeit und Zähigkeit besitzen, dass rascher Verschleiss und Ausbrechen der Schneide beim Auftreffen auf Steine tunlichst ausgeschlossen sind. Diese Forderungen finden wir in der Praxis in vollem Umfange berücksichtigt. Des weiteren ist im Interesse wirtschaftlicher Aus-

nutzung der Grabekraft eine ausreichende Führung der Eimer auf dem Arbeitswege zu fordern, denn es dürfte ohne weiteres verständlich sein, dass das Schrägstellen der Eimer in horizontaler und vertikaler Richtung, wie bei durchhängender Eimerkette in schwerem Boden oft zu beobachten ist, nicht nur den Füllungsgrad der Eimer wesentlich beeinträchtigt, sondern auch der Anstellwinkel der Eimermesser gegen das Erdreich hierbei ungünstig verändert und damit eine unwirtschaftliche Vergrößerung des Anpressungsdruckes notwendig wird.

Bekanntlich bewirkt man die Führung der Eimer auf dem Grabwege bei dem „Baggern mit geführter Kette“ in der Weise, dass man die Schaken der Eimerkette in einer an der Eimerleiter hergestellten [förmigen Rinne gleiten lässt, sodass sie senkrecht und wagrecht am Ausweichen gehindert sind.

Diese Anordnung vermehrt allerdings das Gewicht der Eimerleiter um etwa 60 % und bedingt Reibungswiderstände, welche, namentlich bei scharfem Sande, schnellen Verschleiss der Gleitflächen in Gefolge haben.

Gleichwohl dürfte die Führung der Kette bei homogenem Boden ohne Einlagerungen in der Regel als wirtschaftlich anzusehen sein.

Ist dagegen das Erdreich von grösseren Steinen oder starken Wurzeln durchsetzt, so muss die Beweglichkeit der durchhängenden Kette als Vorzug angesehen werden, weil dieselbe den Eimern gestattet, über solche Hindernisse hinwegzugleiten, während bei geführter Kette das Ausweichen nicht möglich ist und deshalb Beschädigungen der Leiter oder der Eimer sich oft nicht vermeiden lassen. Handelt es sich aber gleichzeitig um schweren Boden, der dem Eindringen der Eimermesser beträchtlichen Widerstand entgegensetzt, so muss man mit dem Verzicht auf ausreichende Führung der Eimer die wirtschaftlichen Nachteile in Kauf nehmen, die früher angeführt wurden, oder aber man muss Sorge tragen, dass derartige Einlagerungen rechtzeitig aus dem Arbeitsbereich der Eimerkette entfernt werden. Geschieht dieses von Hand, so wird durch die beträchtlichen Lohnaufwendungen die Rentabilität der Bodenförderung wesentlich beeinträchtigt.

Sind beispielsweise 3 Mann dauernd mit der Beseitigung eingelagerter Steine beschäftigt, wie Verfasser es bei einem Ton-

bagger von 900 cbm Tagesleistung beobachten konnte, so betragen die Lohnkosten pro Tag 12 *M* oder pro cbm. Förderung etwa 1,3 Pfg. also rd. 10 % der gesamten Bodenförderungskosten.

Für die maschinelle Beseitigung solcher Einlagerungen kommen zwei prinzipiell verschiedene Möglichkeiten in Betracht: Entweder bringt man an dem Bagger ein kranartiges Gerät an, welches mit einem geeignet gestalteten Greifer zum Aufnehmen von Findlingen oder dergl. ausgerüstet ist, oder aber man führt die Hilfseinrichtung auf einem besonderen Fahrzeuge mit besonderem Motor aus. Im ersteren Falle sind zweifellos wesentlich geringere Baukosten zu erwarten; dem steht jedoch gegenüber, dass durch ein solches Hebezeug am Baggergerüst in das letztere wieder unkontrollierbare, unter Umständen aber recht beträchtliche, Kräfte herein gebracht werden; überdies würde dann die Förderung des Baggers mindestens gehemmt werden, solange er zum Heben von Steinen verwendet wird.

Im Gegensatz hierzu wird allerdings eine vom Bagger unabhängige Einrichtung zur Beseitigung der eingelagerten Steine in der Anschaffung wesentlich teurer werden, kann jedoch weder die Stetigkeit noch die Sicherheit des Baggerbetriebes beeinträchtigen. Im letzteren Falle müsste aber der Apparat so konstruiert werden dass er gleichzeitig auch für andere Hilfsarbeiten im Baggerbetriebe, wie etwa für das Ausroden von Wurzeln und das Verschieben des Baggergleises mit Vorteil verwendbar ist, denn nur in diesem Falle wird man auf Rentabilität rechnen dürfen.

### Die Fahrwiderstände.

Nächst dem Grabwiderstande kommen als äussere am arbeitenden Bagger angreifenden Kräfte die beim Verfahren desselben auftretenden Widerstände in Frage.

Der im normalen Betriebe auftretende Widerstand, welcher durch die Achsschenkelreibung, rollende Reibung und Spurranzreibung insbesondere der führenden Räder hervorgerufen wird und am Umfange der Triebräder angreift, lässt sich aus den Werten für die effektive Fahrarbeit und der Fahrgeschwindigkeit leicht berechnen. Er beträgt beispielsweise bei den Portalbaggern von

3000 cbm. theoretischer Leistung  $\approx$  5000 kg., wenn wir den Gesamtwirkungsgrad der Getriebe zwischen Motorwelle und Triebachse mit 0,56 in Rechnung stellen. Findet der Bagger jedoch auf dem Gleise ein Hindernis, so wird der Fahrwiderstand sich plötzlich vergrössern; und wenn in solchem Falle der Baggerführer den Motor unter Ausschaltung des Turasantriebes allein auf das Fahrwerk arbeiten lässt, vermag er mehr als den 10-fachen Betrag dieser Kraft in dem Fahrtrieb zu erzeugen, sodass dann der Bruch eines Getriebeteiles jedenfalls eintreten würde. Abgesehen davon, dass bei so ungeschickter Baggerführung überhaupt ein ordnungsmässiger Betrieb ausgeschlossen wäre, würde in solchen Fällen auch die Friktionskuppelung, welche wir stets zwischen dem Motor und den Vorgelegten eingeschaltet finden, zu gleiten anfangen und damit in ihrer Ueberlastungsfähigkeit den oberen Grenzwert für die Inanspruchnahme der Getriebe abgeben. Sache des Konstrukteurs ist es also, die Gleitkuppelung so zu bauen, dass sie bei mässig guter Instandhaltung nicht nur die im normalen Betriebe erforderliche Umfangkraft zu übertragen vermag, sondern auch bei bestimmter Ueberlastung zuverlässig zu gleiten anfängt. Hierzu muss er aber wissen, welche Fahrwiderstände er bei gegebenen Verhältnissen zu erwarten hat!

Eine weitere Beanspruchung des Fahrwerks ergibt sich bei plötzlicher Hemmung der Fahrtbewegung durch die Notwendigkeit, die kinetische Energie des Baggers auf einem ganz kurzen Wege zu zerstören.

Bei den grossen Portalbaggern treten diese Kräfte allerdings nicht auf, weil dort die Kraftübertragung zu den Triebachsen durch Gallsche Ketten erfolgt und darum bei plötzlicher Abbremsung des Baggers nur die Massenträgheit der Getriebe zwischen Kettenradwelle und Gleitkuppelung zu überwinden wäre.

Wesentlich ungünstiger liegen dagegen die Verhältnisse bei den kleineren Typen, bei welchen der Antrieb der Triebachsen mittelst Schnecke und Schneckenrad erfolgt, zumal das Schneckengetriebe in der Regel selbsthemmend ist.

Beispielsweise für die 1400 cbm. Type ergibt sich bei ca. 45000 kg. Dienstgewicht und etwa 4 m/Minute Fahrgeschwindigkeit die kinetische Energie zu

$$45000 \cdot 2,9,81 \cdot 15^2 = 10,2 \text{ metr kg.}$$

Nehmen wir den Bremsweg zu 5 mm an, so wird der Verzögerungsdruck :

$$10,2 \cdot 2 / 0,005 = 4150 \text{ kg.}$$

Der mittlere Fahrwiderstand beträgt entsprechend einer Fahrgeschwindigkeit von ca. 4 m/Minute und einer Energieaufnahme des Fahrwerks von  $\approx 3,5$  PS, wenn man den Gesamtwirkungsgrad des Fahrwerks mit 0,5 in Rechnung stellt :

$$0,5 \cdot 3,5 \cdot 75^4 / 60 = 1970 \text{ kg.}$$

Allerdings bedeutet das nur eine Mehrbeanspruchung um etwa 110% gegenüber der normalen. Bei erhöhter Fahrgeschwindigkeit jedoch, wie sie mit Rücksicht auf die verfügbaren Transportwagen unter Umständen erforderlich werden kann, würde der Verzögerungsdruck schnell zunehmen.

Des weiteren kann beim Verfahren des Baggers eine Horizontalkraft entstehen, welche ebenfalls parallel zur Achse des Baggergleises wirkt und, von dem Druck des Erdreiches gegen die Eimer herrührend, an der Eimerkette angreift.

Solange Fahrwerk und Turasantrieb zwangsläufig zusammen arbeiten, kann dieser Anpressungsdruck nicht entstehen, weil die Eimer, deren Verjüngungswinkel gewöhnlich etwas grösser ist als das Verhältnis der Fahrgeschwindigkeit zur Eimerkettengeschwindigkeit erfordert, sich stets frei schneiden.

Sobald aber der Baggerführer die Turaskuppelung löst oder schleifen lässt, vermag er einen beliebig grossen Anpressungsdruck zwischen Eimer und Erdreich zu erzeugen.

Erforderlich ist dieser Anpressungsdruck nur bei besonders festem Boden, der dem Eindringen der Eimermesser grossen Widerstand entgegengesetzt und auch nur bei Baggern mit geführter Kette, denn bei durchhängender Kette wird sich die Kette infolge des Druckes in der Fahrtrichtung konkav auswölben, wobei der Anstellwinkel der Eimermesser sich verschlechtert.

Auch diese Kraft ist nur durch die Ueberlastungsfähigkeit der Gleitkuppelung im Fahrwerk nach oben begrenzt. Die Einstellung dieser Kuppelung ist aber durch den normalen Kraftbedarf des Fahrwerks bereits festgelegt. Wir sahen bereits, dass für die 1400 cbm. Type beispielsweise ein normaler Fahrwiderstand von etwa 1970 kg. zu erwarten ist. Es möge vorausgesetzt werden,

dass die Kuppelung sich dauernd so einstellen lässt, dass sie bei  
ca.  $2,0 \cdot 10^7 \text{0} \approx 4000 \text{ kg}$ .

zu gleiten anfängt. Dann muss man bei der Dimensionierung der Eimerleiterführungen und des Baggergerüsts mit einem horizontalen Moment von etwa  $4000 \cdot 5 = 20000 \text{ mkg}$ . in Bezug auf die Fusspunkte der Eimerleiterführungen rechnen.

Namentlich bei grösseren Baggertiefen ist es nicht möglich, die Eimerleiterführungen auf Grund solcher Angriffsmomente zu dimensionieren, weil sie dann zu teuer und zu schwer werden würden, und man muss es dem Baggerführer überlassen, dass er die Entstehung unnötig grosser Seitendrücke gegen die Eimerkette vermeidet. Doch bleibt zu beachten,<sup>1</sup> dass bei geführter Kette namentlich bei unzureichender Beleuchtung im Nachtbetriebe es auch dem erfahrenen Baggerführer recht schwer sein dürfte, Ueberlastungen dieser Art zu vermeiden.

Die Folgen derartiger Ueberlastungen lassen sich nicht selten an dem merkbaren Schiefhängen der unteren Eimerleiter in der Ebene der Böschung beobachten.

Besondere Einrichtungen zum Schutze gegen Ueberlastungen solcher Art sind, soweit dem Verfasser bekannt ist, bisher noch nirgends zur Anwendung gekommen, und es dürfte auch schwierig sein eine Anordnung zu finden, die gleichzeitig allen an dieselbe zu stellenden Anforderungen entspricht, zumal sie die Manövrierfähigkeit des Baggers keinesfalls beeinträchtigen darf.

Das Nächstliegende wäre wohl eine Anordnung, welche jede Abweichung von dem durch die Uebersetzungen der Getriebe fest gegebenen Verhältnis der Fahrgeschwindigkeit zu der Ketten- geschwindigkeit augenfällig anzeigt, bei einem gewissen Höchst- werte ein Warnungssignal giebt und evtl. bei weiterem Voreilen des Fahrwerks dieses automatisch stillsetzt, da jedoch eine solche Einrichtung unvermeidlich die Anschaffungskosten des Baggers erhöht, dürfte sie wohl nur dann auf den Beifall der Abnehmer rechnen können, wenn besonders schwierige Betriebsverhältnisse ihren Einbau geboten erscheinen lassen.

Wir kommen zu einem weiteren Fahrwiderstande, der sich bei dem Portalbagger geltend macht, sobald er in einer Kurve fahren muss. Die grosse Spurweite der grossen Portalbagger und

die engen Kurven, welche namentlich infolge des Gleisrückens sich häufig im Baggergleise vorfinden, zwingen den Baggerkonstrukteur zu besonderen Konstruktionen, um für die Kurvenfahrt die zwangsläufige Verbindung zwischen den Fahrtrieben des Vorder- und Hinterwagens zu unterbrechen.

Ein Beispiel möge zunächst die Grössenordnung der hierbei auftretenden Kräfte veranschaulichen.

Es betrage das Dienstgewicht des Baggers 80000 kg., wovon etwa 70000 kg. von den Rädern des Vorderwagens, 10000 kg. von denjenigen des Hinterwagens auf die Schienen übertragen werden mögen, und nehmen wir an, dass die engste Kurve des Baggergleises etwa 80 metr Radius habe.

Dann sollte die Differenz der Geschwindigkeiten zwischen den Triebachsen von Vorder- und Hinterwagen sein :

$$\Delta v = v s/R$$

worin  $s$  den Mittenabstand der Triebachsen von Vorder- und Hinterwagen bedeutet.

Für die 3000 cbm. Type wird demnach mit :

$$v = 0,07 \text{ m/sec}$$

$$s \approx 3,5 \text{ m}$$

$$\Delta v = 0,07 \cdot 3,5/80$$

$$\Delta v = 0,003 \text{ m/sec.}$$

Das bedeutet eine Längendifferenz von 3 mm in der Sekunde, oder von etwa 4,3 %.

Wären die Antriebe von Vorder- und Hinterwagen unnachgiebig gekuppelt, so müsste also unvermeidlich ein Schleifen der Räder des Hinterwagens eintreten, der je nach dem Krümmungssinn der Gleiskurve das Bestreben hätte, gegen den Vorderwagen vorzueilen oder zurückzubleiben. In beiden Fällen würde bei einem Reibungskoeffizienten

$$u = 0,07$$

unter den bisherigen Voraussetzungen in der Fahrkette des Hinterwagens hierbei eine Zugkraft :

$$Z = 0,07 \cdot 10000 \cdot \frac{2}{4} = 350,0 \text{ kg}$$

entstehen, wenn, wie üblich, von den 4 Achsen des Hinterwagens 2 Achsen angetrieben werden.

Die grossen Baggerbaufirmen wenden nun zur Beseitigung dieser Schwierigkeiten ausnahmslos eine Gleitkuppelung an, welche sich auf der Vorgelegewelle des Fahrtriebes zwischen den beiden Fahrketten befindet.

Dieselbe besteht im wesentlichen aus einem verzahnten Ringe, der durch Federdruck an Reibscheiben auf beiden Seiten angepresst wird.

Das in diesen Ring von dem Fahrtriebe eingeleitete Drehmoment wird durch Reibung, also in einer durch den Anpressungsdruck der Federn begrenzten Grösse auf die Triebketten beider Wagen übertragen. Werden die Triebketten von Vorder- und Hinterwagen mit gleicher Geschwindigkeit angetrieben, während die Krümmung des Baggergleises eine bestimmte Geschwindigkeitsdifferenz fordert, so vermag diese Kuppelung allerdings das Schleifen der Triebräder auf den Schienen zu verhüten, indem sie statt dessen eine Relativbewegung der Reibscheiben ermöglicht. Freilich setzt das voraus, dass das von jeder Scheibe übertragbare Moment jedenfalls unterhalb des Wertes bleibt, bei welchem die Triebräder auf den Schienen zu gleiten anfangen.

Damit dürften wir die Frage des Geschwindigkeitsausgleiches bei der Kurvenfahrt des Baggers als gelöst betrachten, wenn die besprochenen Gleitkuppelungen im Betriebe leisteten, was sie zu versprechen scheinen.

Das ist nun aber häufig nicht der Fall. Vielfach findet man sogar, dass namentlich dort, wo infolge ungünstiger Bodenbeschaffenheit der Zustand des Baggergleises besonders mangelhaft ist, von dem Baggerpersonal die Kette des Hinterwagens ganz abgeworfen wird, weil beide Ketten nicht ruhig zusammen arbeiten wollen.

Wir müssen deshalb an dieser Stelle auf die Wirkungsweise solcher Gleitkuppelungen näher eingehen.

Das Baggergewicht verteilt sich etwa im Verhältnis 7 : 1 auf Vorder- und Hinterwagen und es darf wohl angenommen werden, dass die Fahrwiderstände sich nahezu im gleichen Verhältnis auf beide Wagen verteilen.

Bezeichnet ferner  $M_1$ ,  $M_2$  die Antriebsmomente für Vorder- und Hinterwagen,  $M_{1r}$  und  $M_{2r}$  die bezüglichen maximal durch die Reibscheiben übertragbaren Momente und beachtet man, dass der

Anpressungsdruck für beide Reibscheiben bei der üblichen Bauart der Kuppelung der gleiche ist, so gelten nachstehende Beziehungen:

$$M_1 : M_2 \approx 7 : 1$$

$$M_{1r} \approx M_{2r} = M_1 (1+k)$$

worin  $k$  einen Sicherheitszuschlag zu dem zu erwartenden Widerstandsmoment bedeutet, der ebensowohl wegen der Unsicherheit des Reibungskoeffizienten der Reibkuppelung als auch des tatsächlich zu erwartenden Fahrwiderstandes notwendig erscheint.

Setzen wir  $K = 0,5$ , so wird:  $M_{1r} = M_{2r} = 1,5 M_1$ .

Nehmen wir ferner die Gleiskurve zunächst nach dem Ausleger gekrümmt an, sodass der Vorderwagen auf der konkaven Seite läuft, so wird der ganze Bagger die Geschwindigkeit des Vorderwagens besitzen und der Hinterwagen durch Vermittelung des Gerüstoerbaues mitgeschleppt werden, wozu ein zusätzliches Moment  $M_1'$  erforderlich sein möge. Vermittelst seiner Fahrkette überträgt dann der Hinterwagen ein treibendes Moment auf seine Reibscheibe, welches mindestens gleich  $M_{2r}$  sein muss, wenn die gewünschte Relativbewegung der Reibscheiben gegeneinander eintreten soll.

Auch das letztere Moment muss von dem Vorderwagen auf den Hinterwagen durch den Gerüstoerbau übertragen werden.

$$\text{Es wird also: } M_1' = (M_2 + M_{2r})/\eta$$

wenn wir mit  $\eta$  den Wirkungsgrad der Kraftübertragung durch Vermittelung des Gerüstoerbaues verstehen. Wie gross  $\eta$  sein wird, lässt sich theoretisch nicht ermitteln, jedenfalls aber haben wir einen Wert wesentlich kleiner als 1 zu erwarten. Demnach braucht der Vorderwagen unter den angegebenen Voraussetzungen ein Antriebsmoment:

$$M_1 + M_1' = M_1 + M_2/\eta + M_{2r}/\eta.$$

Dieses Moment ist stets grösser als das höchstens durch die Reibkuppelung auf den Vorderwagen übertragbare Moment  $M_{1r}$ . Also ist der Vorgang in der gedachten Weise nicht möglich, der Geschwindigkeitsausgleich bzw. das Gleiten wird nicht in der Kuppelung, sondern zwischen Schiene und Rad des Hinterwagens erfolgen. Ordnen wir nun die Anpressungsfedern der Kuppelung so an, dass die Anpressungsdrucke beider Reibscheiben nicht gleich zu sein brauchen, dass vielmehr gilt:

$$M_{1r} = (1+k) M_1, \quad M_{2r} = (1+k) M_2,$$

so wird:  $M_1 + M_1' = M_1 + M_2/\eta + (1+k) M_2/\eta$

oder mit  $M_1 \approx 7 M_2$

$$M_1 + M_1' = M_1 + M_1/7\eta + (1+k) M_1/7\eta$$

$$(1+k) M_1 \geq M_1 (1 + 1/7\eta + (1+k)/7\eta)$$

$$k = 2/(7\eta - 1) \text{ für den Grenzfall}$$

woraus sich  $k$  berechnen lässt, wenn man  $\eta$  schätzungsweise annimmt.

Der gesamte Fahrtrieb erfordert dann das Antriebsmoment:

$$M = M_1 + M_1' - M_2 r$$

$$M = M_1 (1 + 1/7\eta + (1+k) 7\eta - (k+1)/7)$$

Zu erörtern bleibt noch der Fall, dass die Gleiskurve nach dem Ausleger hin convex gekrümmt ist. Dann erteilt der Fahrtrieb dem Hinterwagen eine zu grosse Geschwindigkeit, und derselbe wird das Bestreben zeigen, dem Vorderwagen voraus zu eilen und dadurch an den führenden Rädern des Vorderwagens vermehrte Spurkranzreibung erzeugen. Dieser zusätzliche Fahrwiderstand soll jedoch wegen seines voraussichtlich geringen Wertes ausser Betracht bleiben.

Mit den bisherigen Bezeichnungen wird das für den Vorderwagen notwendige Antriebsmoment:  $M_1$   
 dasjenige für den Hinterwagen:  $M_2 r = (1+k) M_2$   
 also insgesamt:  $M = M_1 + (1+k) M_2 = M_1 (1 + (1+k)/7)$   
 $M = M_1 (k+8)/7$

Nehmen wir schliesslich an, dass der Hinterwagen überhaupt nicht angetrieben wird, so würde das Gesamtantriebsmoment bei beliebigem Krümmungssinn der Gleiskurve werden:

$$M_1 + M_2/\eta = M_1 (1 + 1/7\eta)$$

Nachstehende Zusammenstellung der bisherigen Ergebnisse möge deren Vergleich erleichtern.

I. Vorderwagen und Hinterwagen angetrieben.

Gleiskurve auf der

Auslegerseite	convex	konkav.
1 Antriebsmoment	$M_1 (k+8)/7$ ; $M_1 [1 + (k+2)/7\eta - (k+1)/7]$	
2 Arbeitsaufnahme $L = \omega M_1 (k+8)/7$ ; $\omega M_1 [1 + (k+2)/7\eta - (k+1)/7]$		
3 Reibungsverlust		
in der Gleitkuppelung $\Delta \omega (1+k) M_1/7$ ; $\Delta \omega (1+k) M_1/7$		

4 Wirkungsgrad	konvex	konkav
$\eta_0 \approx \frac{(M_1+M_2)\omega}{L}$	$\frac{8/7 M_1 \omega}{\omega M_1 (k+8)}$	$\frac{8/7 M_1 \omega}{\omega M_1 [1 + \frac{1}{7} (k+2) - \frac{1}{7} (k+1)]}$
$\eta_0 =$	0,94	0,76

Gesetzt:  $\eta = 0,5$ ;  $k = 0,5$ ;  $\Delta \omega = 0,0035 \omega$ , wobei zur Vereinfachung der Rechnung für die Arbeitsgleichung angenommen werden soll, dass das Zahnrad der Gleitkuppelung dieselbe Winkelgeschwindigkeit habe wie die Triebräder so dass in diesem Teil der Rechnung gesetzt wird:  $\Delta \omega \approx 0$ .

## 2. Nur der Vorderwagen angetrieben

Kurven von beliebigem Krümmungssinn

1 Antriebsmoment . . . . .	$M_1 (1 + \frac{1}{7\eta})$	
2 Arbeitsaufnahme . . . . .	$\omega M_1 (1 + \frac{1}{7\eta})$	
3 Reibungsverlust in der Kuppelung = 0		
4 Wirkungsgrad $\eta_0$	$\frac{8/7 M_1 \omega}{\omega M_1 (1 + \frac{1}{7\eta})}$	$= \frac{8}{7 + \frac{1}{\eta}}$
		$= 0,89$

Hieraus ist zu entnehmen, dass in vielen Fällen es am besten sein wird, den Hinterwagen überhaupt nicht anzutreiben. Wo es sich jedoch um stationäre Betriebe handelt, in welchen der Bagger vorzugsweise Kurven zu durchfahren hat, die nach der Auslegerseite konvex gekrümmt sind, kann eine Reibkuppelung der gekennzeichneten Art am Platz sein.

Ferner zeigen diese Erwägungen, wie wichtig es ist, alle Triebräder eines Baggers genau auf den gleichen Durchmesser abzdrehen; weil sonst ein ruhiges Arbeiten der Fahrketten durchaus unmöglich ist.

Wir haben gesehen, dass diese Widerstände, soweit es sich um die eigentlichen an den Laufkränzen angreifenden Bewegungswiderstände handelt, durch die örtlichen Verhältnisse unabänderlich gegeben sind. Hierzu muss wohl auch die Widerstandssteigerung infolge der meist recht schlechten Gleislage gerechnet werden, weil letztere bei Baggergleisen, welche ohne Bettung verlegt werden müssen und mit Rücksicht auf den ungünstigen wirtschaftlichen

Einfluss der Lohnkosten bei maschineller Bodenförderung auch nicht viel unterstüpft werden können, ebenfalls als unvermeidlich anzusehen ist. Dagegen wird es recht gut möglich sein, durch zweckentsprechende Konstruktion in der angedeuteten Weise das horizontale Angriffsmoment infolge des Bodendruckes und die bei der Kurvenfahrt auftretenden Widerstände auf das notwendige Mass zu beschränken. Da jedoch das ganze Fahrwerk einschliesslich der Radsätze bei den grossen Typen kaum 10<sup>0</sup>/<sub>10</sub> des gesamten Baggergewichtes repräsentiert, ist von derartigen konstruktiven Verbesserungen nicht sowohl eine Materialersparnis beziehungsweise Ersparnis an Baukosten als vielmehr eine Minderung der Reparaturkosten und Erhöhung der Betriebssicherheit zu erhoffen.

Wir kommen jetzt zu einer letzten Gruppe von Kräften, die allerdings selbst nicht den äusseren Kräften zugezählt werden können, die aber in engster Beziehung zu den Arbeitsbedingungen des Baggers stehen und auf dessen Baukosten wesentlichen Einfluss gewinnen können. Es handelt sich hier um die durch das **Kippmoment der überhängenden Konstruktionsglieder des Baggers** in dem Baggergerüst erzeugten Kräfte. Durch die von dem Bagger geforderte maximale Baggertiefe ist zunächst die Länge der Eimerkette und der unteren Eimerleiter gegeben; zumal die Neigung der Böschung durch die Bodenverhältnisse, evtl. auch bereits durch die endgültige Form des geforderten Querprofils festgelegt ist.

Für den Konstrukteur ergibt sich hieraus die nicht immer leichte Aufgabe, diese weitaustragenden, schweren Massen über der Böschung schwebend aufzuhängen; und zwar steht ihm als Stützpunkt nur das auf dem Baggergleise stehende Baggergerüst zur Verfügung.

Das Nächstliegende wäre allerdings, am unteren Ende der Eimerleiter einen zweiten Stützpunkt für die Leiter zu schaffen, und es sind in besonderen Fällen wohl auch bereits Konstruktionen dieser Art in Erwägung gezogen worden.

Im allgemeinen wird jedoch die Herstellung einer Fahrbahn für die untere Stütze der Leiter in der Baugrube sich als so lästig für den Betrieb erweisen, dass auf ihre Anwendung verzichtet werden muss, und bei Baggerung teilweise unter Wasser ist diese Lösung von vorneherein ausgeschlossen.

Von jeher wird die Aufhängung der unteren Eimerleiter und damit der Kette daher so bewirkt, dass zunächst an dem Baggergerüst ein Ausleger mittelst Zugstangen angehängt wird, welcher sich mit seinem Fuss gegen den unteren Teil des Baggergerüsts abstützt. An dem Auslegerkopfe hängt dann in Flaschenzügen das vordere Ende der Leiter.

Diese Anordnung hat zunächst den grossen Vorteil, dass sie ungemein die Montage des Baggers erleichtert, weil nach dem Zusammenbau des Baggergerüsts und der Maschinenanlage Ausleger und untere Eimerleiter leicht mit Hilfe der Leiterhebewinde montiert werden können.

Bei den kleineren Typen mit aussenliegendem Transportgleis ist auch der Kräfteangriff ein günstiger; denn das durch die Blechwände des Maschinenhauses wirksam versteifte Baggergerüst vermag den Schub des Auslegerfusses gut aufzunehmen und auf die Schienen abzusetzen, und die Zugkräfte in den Zugstangen des Auslegers lassen sich leicht unmittelbar mit den vom Gegengewicht herrührenden Kräften zum Ausgleich bringen.

Bei den Portalbaggern hingegen, deren Baggergerüst, ohne übergrossen Materialaufwand kaum ebenso steif gemacht werden kann, wirkt der geschilderte Kräfteangriff weit ungünstiger, zumal dort infolge der grossen Baggertiefen bis zu 20 metr. das aufzunehmende Kippmoment sehr grosse Werte annimmt.

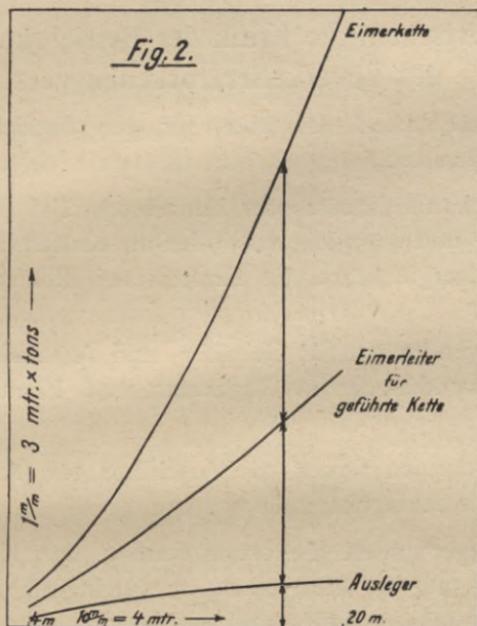
Hier dürfte es sich vielleicht empfehlen, die traditionelle Form aufzugeben und in ähnlicher Weise wie bei einem neuen grossen Abraumbagger der Grube Ilse — vergl. Z. d. V. d. J., 1911, S. 1179 — unter Fortfall eines selbständigen Auslegers alle von der Leiter herrührenden Kräfte in einem Fachwerkträger zum direkten Ausgleich zu bringen, sodass das Portal im wesentlichen nur senkrechte Kräfte aufzunehmen hat. Das Kippmoment wird erzeugt:

1. durch das Gewicht des Auslegers nebst Zugstangen etc.
2. „ „ „ der unteren Eimerleiter mit Aufhängung, Unterturas, Eimerleiterrollen und sonstigen Zubehörteilen.
3. „ „ „ der Eimerkette.

Das Grössenverhältnis sowohl der resultierenden Kippmomente bei verschiedenen Baggertiefen als auch der Sondereinfluss jedes der genannten Konstruktionselemente ist aus dem Diagramm auf Seite 29

erkennbar, wobei sämtliche Momente auf die Kippkante, also auf die böschungsseitige äussere Schiene bezogen sind.

Der Verlauf der Kurven für den Einfluss der Eimerleiter und Kette zeigt mit wachsender Baggertiefe ein sehr rasches Ansteigen des Kippmomentes.



Bei etwa 4 metr. Baggertiefe und 375 cbm/10 Std. theoretischer Leistung ist an dem gesamten Kippmoment beteiligt:

1. der Ausleger mit etwa 22 %
2. die untere Eimerleiter mit etwa 42 %
3. die Eimerkette „ „ 36 %

Für 20 m Baggertiefe und 3000 cbm/10 Std. theoretische Leistung stellt sich das Verhältnis etwa wie folgt:

- |   |     |
|---|-----|
| 1. Für den Ausleger . . . . .           | 6%  |
| 2. Für die untere Eimerleiter . . . . . | 35% |
| 3. „ „ Eimerkette . . . . .             | 59% |

Eine Verminderung der durch dieses Kippmoment namentlich im Baggergerüst erzeugten Spannkraft ist naturgemäss nur möglich, indem man in der besprochenen Weise den Ausgleich dieses

Momentes mit dem des Gegengewichtes in möglichst rationeller Weise bewirkt und durch sparsames Dimensionieren der überhängenden Teile des Baggers unter Verwendung besten Konstruktionsmaterials ihr Gewicht auf das kleinmögliche Mass herabdrückt.

### **Wirtschaftliche Kritik der Betriebskosten des Eimerkettentrockenbaggers.**

Die tatsächlichen Ausgaben für den Betrieb eines Eimerbaggers zerfallen in :

1. die Anschaffungskosten für Betriebsmaterial (Kohle-, Wasser-, Schmier- und Putz-Material) oder die Kosten der aufgewandten elektr. Energie bezw. des Kraftöls bei Elektro- bezw. Kraftöl-Motoren.
2. die Aufwendungen für Gehälter- und Arbeits-Löhne.
3. die Aufwendungen für Reparatur und Ersatz verschlissener Teile.

Hinzu kommen ferner die Zuschläge für Amortisation und Verzinsung des Anlagekapitals.

Die letztgenannten Unkosten vermag der Konstrukteur nur durch Verbilligung der Herstellung zu verringern. Mittel und Wege zur Erreichung dieses Zieles sind in dem vorigen Abschnitte erörtert. Die Arbeitskosten lassen sich einschränken, indem man einerseits durch zweckentsprechende Wahl und Ausbildung des Betriebsmotors die Erzeugungskosten für die effektive Pferdestärke nach Möglichkeit herabsetzt, andererseits den Energiebedarf des Baggers bei gleichbleibender Nutzleistung auf das erreichbare Minimum bringt. Für die Verwendung zum Baggerantriebe kommen Dampfmaschinen mit liegendem Dampfkessel oder Lokomobilen, Elektromotoren und Kraftölmotoren in Betracht.

Und als Eigenschaften welche ein Baggermotor unbedingt besitzen muss, wenn er für seinen Zweck geeignet sein soll, sind zu nennen :

1. Unempfindlichkeit gegen mangelhafte Wartung,
2. ausreichende Ueberlastungsfähigkeit auch bei plötzlichen Schwankungen im Arbeitsbedarf,

3. Unempfindlichkeit gegen stossweise Aenderungen des Arbeitswiderstandes und
4. einfache Bedienung und Instandhaltung.

Bei dem bedeutenden Arbeitsverbrauch des Baggerbetriebes sind ferner für die vergleichsweise Bewertung der in Frage kommenden Motore untereinander massgebend:

5. die Beschaffungskosten pro 1 HP,
6. die Kosten der Energieerzeugung pro 1 HP,
7. die Bedienungskosten für die Motoranlage,
8. die Kosten für Reparatur und Ersatz verschlissener Teile.

Betrachten wir nach diesen Gesichtspunkten zunächst die Verwendung von Dampfmaschinen nebst ihren Dampferzeugern im Baggerbetriebe.

### Dampfantrieb.

In erster Linie wohl wegen der damit verbundenen Raumsparnis und Verminderung der Anschaffungskosten kommen hier ausschliesslich schnelllaufende Maschinen von 200 bis 250 Touren pro Minute zur Anwendung, und die Dampferzeugung erfolgt in der Regel in liegenden Siederohrkesseln.

Die letzteren zeigen dieselbe Bauart wie moderne Lokomobilkessel, insbesondere ist wegen der unzugänglichen Lage des Kessels im Baggerhause das Siederohrbündel stets mit den Rohrwänden ausziehbar angeordnet.

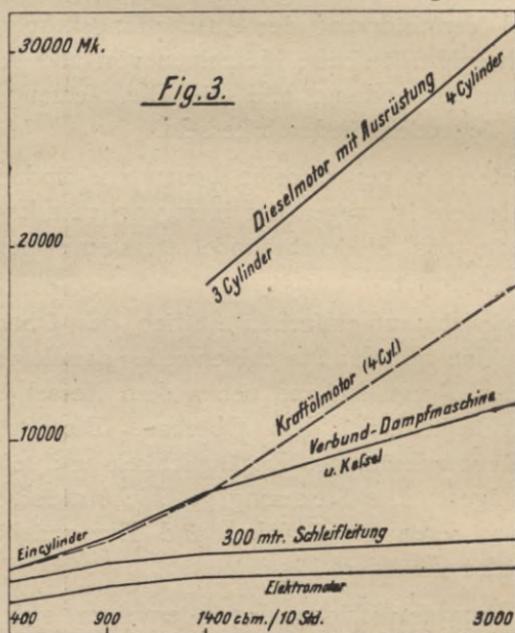
Mit Rücksicht auf einfachen Antrieb des Oberturas befindet sich die Maschine mit der Maschinenwelle parallel zur Gleisachse bei den kleinen Typen stehend neben dem Kessel, bei den grossen Portalbaggern liegend auf dem Oberbau. Diese Anordnung gewährt gute Raumausnützung, Zugänglichkeit und einfache Gestalt der Kraftleitungen. Die Steuerung geschieht meist durch einfache Kolbenschieber, deren Voreilwinkel und Exzentrizität man durch einen Achsregler verändern lässt.

Solche Dampfmaschinenanlagen erweisen sich zunächst, wie das bei ihrer einfachen Ausbildung zu erwarten ist, als recht betriebssicher und ziemlich unempfindlich gegen schlechte Behandlung. Durch vermehrte oder verminderte Drosselung des Frischdampfes vermittels des Einlassventils vor der Maschine vermag der

Maschinist die Arbeitsleistung der Maschine nach Bedarf dauernd zu verändern.

Stossweise Aenderungen des Arbeitswiderstandes werden, sobald sie erst die Kraftleitung ohne Schaden für diese passiert haben, im Dampfinhalt des Cylinders elastisch aufgenommen. Die Bedienung der Maschine selbst dürfte jedenfalls nicht komplizierter sein als bei den später zu besprechenden Elektromotoren und Oelkraftmaschinen. Jedoch erfordert die Kesselanlage stets einen besonderen Heizer, dem dann allerdings auch zur Entlastung des Baggermeisters die Obliegenheiten des Maschinisten übertragen werden können. Demgegenüber wird man bei Elektromotoren stets, bei Oelkraftmaschinen in der Regel die Bedienung des Motors dem Baggermeister mitübertragen können.

Was die Instandhaltung ausserhalb der Arbeitszeit anbelangt, so dürften die Elektromotoren wesentlich geringere, die Oelkraftmaschinen etwas höhere Ansprüche an das Personal stellen als die Dampfmaschinen einschliesslich Kesselanlage.



Die Beschaffungskosten sind für alle drei Motorarten und für die im Baggerbetriebe gebrauchten Leistungen in Fig. 3 zur Darstellung gebracht.

Diese Anschaffungskosten sind naturgemäss nur bei angemessener Berücksichtigung der Betriebskosten vergleichsfähig, weil sonst die Unkosten für die Herstellung des Energieträgers, des elektrischen Stromes bzw. des flüssigen Brennstoffes nicht zur Geltung kommen. Ausserdem müssen bei elektrischem Antriebe neben den Kosten für die elektrische Ausrüstung des Baggers auch die Anlagekosten für die Stromleitung längs der Baustelle in Betracht gezogen werden. Die Aufwendungen für die Speiseleitung bis zur Baustelle sollen dagegen bei Bestimmung des Preises für die Pferdestärke elektrischer Energie — frei Baustelle also — in Anrechnung gebracht werden.

Die Erzeugungskosten für die effektive PS/Std. können bei Annahme von  $\eta_k = 0,45$  Wirkungsgrad des Kessels, 11 kg-Dampfverbrauch für die PS/Std. eines mechanischen Wirkungsgrades der Dampfmaschine  $\eta_m = 0,8$  und bei 24  $\text{M}$  Beschaffungskosten für 1000 kg. Kohle von etwa 7000 Cal/kg. Heizwert auf 7 Pfg. geschätzt werden.

### Betriebskosten bei elektrischem Antrieb.

Während bei Dampfmaschinenantrieb, abgesehen von den immerhin wenig erheblichen Beschaffungsschwierigkeiten für Kohle und Wasser die Maschinenanlage des Baggers von den Verhältnissen des Arbeitsfeldes fast unabhängig ist, muss sie bei Verwendung der Elektrizität als Betriebskraft sich der Form, in welcher elektrische Energie auf der Baustelle zur Verfügung steht, anpassen. Hieraus folgt zunächst, dass ein Bagger, welcher für wechselnden Verwendungszweck, also nicht für eine stationäre Förderanlage, gebaut wird, stets mindestens die Möglichkeit zum Einbau einer Dampfmaschinenanlage bieten muss.

Es wäre allerdings auch die Möglichkeit zu erwägen, ob nicht in Fällen, wo elektrischer Strom von einer Zentrale auf der Baustelle nicht zur Verfügung steht, die Selbsterzeugung von elektrischer Energie mittelst Lokomobile und Dynamo rationell sein wird.

Bei der wirtschaftlichen Beurteilung einer solchen Anordnung muss man von dem gesamten Energiebedarf ausgehen, welcher den Umfang der Stromerzeugungsanlage und damit ihren Wirkungsgrad sehr wesentlich beeinflusst.

Alsdann muss die Betriebsdauer bekannt sein, damit dementsprechend der Einfluss der einmaligen Kosten für Montage, Demontage und Transport bewertet werden kann.

Nimmt man eine 100pferdige Maschinenanlage und ein Jahr zu 220 Arbeitstagen Betriebsdauer an, so werden sich die Anlage und Betriebskosten etwa wie folgt stellen :

1. Heissdampf-Lokomobile (Auspuff) und Dynamo einschliesslich Montage . . . . .	40 000 <i>M</i>
2. Holzschuppen und sonstige Ausrüstung . . . . .	2000 „
	42 000 „
a) Davon für Verzinsung, Amortisation, Instand- erhaltung 20 % . . . . .	8400 „
b) Bedienung . . . . .	1200 „
c) Brennstoff pro 1 HP/Stde = 1,3 kg. Kohle „ „ Jahr 286 t Kohle à 20 <i>M</i> . . . . .	5720 „
d) Für Wasser, Schmier- und Putzmittel . . . . .	250 „
e) Für Demontage . . . . .	2800 „
	18 370 <i>M</i>

pro 1 HP Std. also  $18370.100/220\ 000 = 8,4$  Pfg.

pro 1 KWStd.  $8,4/0,736 = 11$  Pfg.

Hiernach würde sich also die KWStd. elektrischer Energie auf der Baustelle nicht teurer stellen als bei Entnahme aus dem Netz einer Ueberlandzentrale. Doch würde auch dem Dampftrieb gegenüber nichts an Bedienungskosten erspart und das Risiko des Unternehmers bei Betriebsstockungen oder bei Beschäftigungslosigkeit bedeutend vermehrt werden.

Wenn aber eine Wasserhaltung ohnehin die Aufstellung einer Lokomobile erfordert, evtl. auch die Verwendung elektrischer Lokomotiven zum Bodentransport aus örtlichen Rücksichten geboten erscheint, dürfte eine solche Anordnung wirtschaftliche Vorteile bringen können.

Der zur Verfügung stehende elektrische Strom — Gleichstrom oder Drehstrom, während einphasiger Wechselstrom für Baggerantrieb kaum verwendbar sein dürfte, wird im allgemeinen im ersteren Falle 220—500 Volt, im letzteren 500—2000 Volt Spannung besitzen.

Auf die Beschaffungskosten der elektrischen Ausrüstung des Baggers hat die Art und Spannung des verfügbaren Stromes erfahrungsgemäss nur untergeordneten Einfluss.

Sehr wesentlich werden davon aber die Anlagekosten der Stromzuführung von der Zentrale bis zur Baustelle beeinflusst.

Nach Angaben der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft sind bei Baggerbetrieben im Mittel etwa 0,24 KWStd. für den cbm. Bodenförderung in mittlerem Boden in Rechnung zu stellen. Hiernach würde der Bedarf an elektrischer Energie sich bei den verschiedenen Baggertypen etwa, wie folgt, stellen :

Theoretische Leistung	375	750	1400	3000	cbm.
1. in 10 Stunden					
2. Bedarf an elektrischer Energie ca.	90	180	340	720	KWStd.
3. Energiebedarf pro Sekunde in Watt	9000	18000	34000	72000	
4. Strombedarf in Amp.					
a. Gleichstrom von 220 Volt					
$\eta = \approx 0,85$	48	96	182	390	Amp.
Gleichstrom von 500 Volt					
$\eta = 0,85$	21	42	80	170	„
b. Drehstrom von 500 Volt					
$\eta = 0,85, \cos\psi = 0,88; J = 14$		28	53	113	„
Drehstrom von 1000 Volt					
$\eta = 0,85, \cos\psi = 0,88; J = 7$		14	26,5	56,5	Amp.
Drehstrom von 2000 Volt					
$\eta = 0,85, \cos\psi = 0,88; J = 3,5$		7	13,25	28,25	„

Für die oben genannten mittleren Stromstärken hat man nun in bekannter Weise nach Massgabe der jeweiligen örtlichen Verhältnisse den wirtschaftlichsten Leitungsquerschnitt zu bestimmen, bei welchem Anlage — und Betriebskosten in ihrer Gesamtheit ein Minimum werden, wobei zu berücksichtigen ist, dass der gewählte Querschnitt bei Verwendung elektrischer Lokomotiven auch dem Strombedarf letzterer genügen muss.

Es ist jedoch zu erwarten, dass bei der Eigenart des Baggerbetriebes und den Beanspruchungen, welche die Stromzuführung

namentlich beim Gleisrücken erfährt, die Bemessung der Drahtquerschnitte in erster Linie aus Betriebsrücksichten erfolgen wird. Ferner geben die vorgeschriebenen Mindestquerschnitte von 6 bzw. 10 □mm für Nieder- bzw. Hochspannungsfreileitungen die untere Grenze der verwendbaren Querschnitte.

Und schliesslich ist noch zu berücksichtigen dass, wie später gezeigt wird, der elektrische Baggerbetrieb überhaupt in wirtschaftlicher Beziehung nur wettbewerbsfähig ist, wenn der Preis für die elektrische Energie gering ist, sodass die Energieverluste in der Stromleitung nicht sehr ins Gewicht fallen.

Es sei daher schätzungsweise für eine Strombelastung von 3—5 Amp. pro 1 □mm als geeigneter Querschnitt angenommen:

bis ca.	50 Amp.	16 □mm
„ „	80 „	25 „
„ „	175 „	35 „
„ „	250 „	50 „
„ „	400 „	80 „

Unter diesen Voraussetzungen ergeben sich für 300 m Länge des Baggleises die in Kapitel 6 des Anhanges berechneten Werte für die Kosten der Stromzuführung bei den verschiedenen Baggetypen und für verschiedene Spannungen.

Die bisherigen Erfahrungen, welche man mit dem Elektromotor im Baggerbetriebe gemacht hat, können wohl als günstig bezeichnet werden, und man darf behaupten, dass er bei zweckentsprechender Bauart sowohl als Drehstrom- wie auch als Gleichstrom-Motor den Eigenarten des Baggerbetriebes gerecht zu werden vermag.

Gleichwohl wird der elektrische Antrieb in der Regel nur bei grösseren stationären Baggeranlagen den Wettbewerb mit der Dampfmaschine aufnehmen können, weil nur dort elektrische Energie meist unter günstigen Bedingungen zu erhalten ist und die Kosten der Stromzuführungsanlage in jahrelangem Betriebe leichter amortisiert werden können. Wenn aber die besonderen Arbeitsbedingungen die leichte Verteilung elektrischer Energie oder den rauchlosen Betrieb als besonders wertvoll erscheinen lassen, wird der elektrische Bagger auch bei Tiefbauarbeiten sich bewähren.

Die Beschaffungskosten für elektrische Energie wechseln ausserordentlich mit dem Umfange der erzeugenden Zentrale, mit ihrer Lage zu den Fundstätten von Kohle oder zu Wasserkraften und nicht zum wenigsten mit dem Abstände der Baggergrube von der Zentrale. Nach Angabe der Allgemeinen Elektrizitätsgesellschaft darf man für mittlere Verhältnisse annehmen :

- |   |         |          |
|---|---------|----------|
| 1. bei Ueberlandzentralen mit Dampfbetrieb                        | 15 Pfg. | 1 KWStd. |
| 2. „ „ „ „ Wasserturbinen   | 12 „ „  | „ „      |
| 3. „ „ „ „ grössten Masstabes<br>in Verbindung mit<br>Talsperren. | 10 „ „  | „ „      |

Die bisher genannten Werte enthalten naturgemäss einen Zuschlag für den Geschäftsgewinn der erzeugenden Zentrale.

Nimmt man nun an, dass im eigenen Betriebe des Baggerbesitzers elektrische Energie erzeugt wird, wie das beispielsweise in den Abraumbetrieben der Braunkohlen- und bei den Kreidebaggern der Zementindustrie der Fall ist, kommt diese Gewinnquote bei der Berechnung des Strompreises in Fortfall, und man wird dann unter günstigen Verhältnissen den Mindestwert der Kosten der selbsterzeugten elektrischen Energie mit etwa 5 Pfg. für die KWStd. ansetzen können. Bemerkenswert sind in diesem Zusammenhange noch Angaben über die Brennstoffkosten auf dem Braunkohlenwerk Lauchhammer, welche sich in der Zeitschrift für elektrische Bahnen und Kraftbetriebe, Jahrgang 1907 finden, weil ähnlich günstige Verhältnisse für die Erzeugung elektrischer Energie auch bei den übrigen Braunkohlengruben vorliegen dürften. Die Fabrikation von Braunkohlenbriketts erfordert zur Trocknung der Briketts bedeutende Mengen Dampf von 2—3 atm. Spannung, und man kann daher den Abdampf der Auspuffmaschinen der Generatoranlage in vollem Umfange hierzu verwenden. Da ferner die Beschaffungskosten der Braunkohle sich so billig stellen, dass 1000 Cal. für etwa 0,2 Pfg. erzeugt werden können, kostet 1 kg. Dampf bei voller Ausnutzung des Wärmeinhaltes des Abdampfes  
 $(0,7 - 0,65) 0,2 = 0,01$  Pfg.

Braucht die Maschine 16 kg. Dampf pro 1 HP; und rechnet man als Wirkungsgrad für Dampfmaschine und Generator 0,85 und 0,90, so kostet die KWStd. etwa :

$$16,0,01/0,85,0,9,0,736 = 0,285 \text{ Pfg.}$$

## Baggerantrieb durch Verbrennungskraftmotoren.

Wir sahen bereits, dass die Dampfmaschine den Anforderungen, welche an einen guten Baggermotor gestellt werden müssen, soweit es sich um mechanische Eigenschaften handelt, in jeder Beziehung gerecht wird. Die Verbrennungskraftmotoren müssen daher, wenn sie als Baggermotoren mit den Dampfmaschinen erfolgreich in Wettbewerb treten wollen, nicht nur die für den Baggerbetrieb notwendigen Betriebseigenschaften in ausreichendem Umfange besitzen, sondern auch sich in wirtschaftlicher Beziehung den Dampfmaschinen überlegen erweisen.

Zunächst bleiben die Gaskraftmaschinen und Sauggasmotoren von vornherein ausser Betracht, weil sie eines Gaserzeugers bedürfen und damit mindestens nicht einfacher werden als eine entsprechende Dampfmaschinenanlage nebst Kessel. Es bleiben also die Oelkraftmaschinen und im besonderen noch die Dieselmotoren. Ueber die Betriebseigenschaften dieser Motoren verdankt Verfasser bezügliche Angaben dem Entgegenkommen der Daimler Motoren-Werke und der Gasmotoren-Werke Cöln-Deutz.

Was zunächst die unbedingte Betriebssicherheit anbetrifft, so darf dieselbe bei guter Ausführung und hinreichender Anpassung der Motorkonstruktion an die Eigenarten des Baggerbetriebes als vorhanden gelten, zumal Kraftölmotoren unter schwierigeren Verhältnissen, beispielsweise in Schmalspurlokomotiven vereinzelt auch bereits als Baggermotoren, sich gut bewährt haben. Das Andrehen des Motors fällt als Betriebserschwerung weniger ins Gewicht, weil die Reibungskuppelungen in den Triebwerken des Baggers den Leerlauf des Motors ohne weiteres ermöglichen und grössere Betriebspausen bei zweckentsprechender Betriebsführung schon deshalb nicht vorkommen dürfen, weil sie die Wirtschaftlichkeit der Bodenförderung überhaupt wesentlich beeinträchtigen. Es wird daher im allgemeinen möglich sein, den Motor den ganzen Tag — evtl. mit einer Betriebspause ununterbrochen laufen zu lassen. Im übrigen wird man das Anlassen bei grösseren Motoren mittelst Druckluft ausreichend einfach gestalten können.

Die Ueberlastungsfähigkeit wird für Dieselmotoren mit 120% angegeben. Die Anwendung schwerer Schwungräder zur Bereitstellung einer Kraftreserve für grössere Widerstandssteigerungen

wird im Baggerbetriebe kaum zugänglich sein, weil sonst eine Ueberanstrengung der Triebwerke bezw. des Schwungrades selbst zu befürchten ist, sobald die Eimerkette sich festläuft. Man wird im Gegenteil vielleicht genötigt sein, durch Gleitkuppelung zwischen Schwungrad und Motorwelle dieser Gefahr wirksam vorzubeugen, soweit schwere Schwunräder für den geordneten Betrieb des Motors unerlässlich sind.

Was ferner die Unempfindlichkeit der Kraftölmotoren gegen Staub und schlechte Behandlung anbelangt, so darf man wohl aus ihrer Verwendbarkeit zu Traktionszwecken schliessen, dass sie hierin den Dampfmaschinen mindestens nicht nachstehen. Der Wasserbedarf wird für Daimlermotoren bei Wasserverdampfungskühlung zu 1 Ltr. pro HP&Std. für Dieselmotoren bei Rückkühlung zu 2 Ltr. pro 1 HP&Std. angegeben, verhält sich also zu demjenigen einer Dampfmaschine etwa wie: 1 : 12 bezw. 1 : 6 ohne Berücksichtigung etwaiger Wasser- und Dampfverluste.

Die Wirtschaftlichkeit der Kraftölmotoren gründet sich einerseits auf den Fortfall der Dampferzeugungsanlage und damit der Lohnkosten für den Heizer, andererseits auf die erreichbaren Brennstoffverbrauchsziffern bezw. Brennstoffkosten pro 1 HP&Std., welche nach den Garantieziffern der Fabriken für Daimlermotoren mit etwa 4 Pfg. pro 1 HP&Std., für Dieselmotoren mit etwa 1,8 bis 2,2 Pfg. pro 1 HP&Std. anzusetzen sind, während wir für Dampfmaschinen unter den gleichen Voraussetzungen etwa 5 bis 7 Pfg. für die HP&Std. zu erwarten haben. Die Gesamtwirtschaftlichkeit des Kraftölmotors im Baggerbetriebe unter angemessener Berücksichtigung aller Ausgaben für Anlage und Betrieb ist in Fig. 6 und 7 zur Darstellung gebracht.

Mit Rücksicht auf den ungünstigen Einfluss, welchen bereits bei Dampfantrieb die durch den Motor hervorgerufenen Erschütterungen auf die Nietverbindungen des Baggergerüsts ausüben, wird man Kraftölmotoren jedenfalls nur als Viercylindermotoren auf dem Bagger verwenden können.

Es darf ferner auch nicht unberücksichtigt bleiben, dass die vorstehend genannten günstigen Brennstoffverbrauchsziffern nur für die normale Belastung gelten und sich mit abnehmender Belastung schnell verschlechtern. Allerdings zeigen auch Dampfmaschinen, wenngleich

nicht in so hohem Grade, diese Verschlechterung des Wirkungsgrades mit abnehmender Belastung. Ausserdem konnte Verfasser an elektrischen Baggern beobachten, dass die Energieaufnahme des Baggers bei homogenem Boden und rechtzeitiger Heranführung der Transportzüge ziemlich konstant ist.

### Energiebedarf des Eimerbaggers.

Der Mindest-Aufwand an Energie für ein Kubikmeter Bodenförderung bei gegebenen Arbeitsbedingungen wird naturgemäss dort zu erwarten sein, wo die Bodenförderung durch einen zweckentsprechend konstruierten, gut instandgehaltenen und sachgemäss betriebenen Bagger bewirkt wird. Da nun diese Voraussetzungen bei den Abraumbaggern der Bergbau-A.-G. Ilse bei Senftenberg in weitestem Umfange zutreffen, dürfte die vom Verfasser beobachtete Energieaufnahme der einzelnen Triebwerke des dortigen Baggers jedenfalls einen guten Näherungswert für die mindestens erforderliche spezifische Förderarbeit bei leichtem Sandboden und rd. 10 metr. Baggertiefe darstellen.

Der Energiebedarf des Eimerbaggers umfasst:

1. als beabsichtigte Nutzarbeit den Aufwand für Graben und Fördern des Grabgutes auf die Ausschütthöhe  

$$L_g + L_h$$
2. den Arbeitsaufwand für die Schaltbewegungen, das Heben und Senken der Eimerleiter und das Verfahren  

$$L'h + L_f$$
3. die Energieverluste in den Kraftleitungen, also in dem Turas-antrieb, insbesondere der Eimerkette, in dem Fahrtrieb und in dem Antrieb der Leiterhebewinde, welche durch die Wirkungsgrade der genannten Kraftleitungen  $\eta_t$ ,  $\eta_f$ ,  $\eta_n$  gekennzeichnet werden.

Was zunächst das Heben und Senken der Eimerleiter anbelangt, so betragen die beteiligten Gewichte bei den Portalbaggern und bei 10 m Baggertiefe etwa für die Leiter  $\infty$  5000 kg bei durchhängender Kette und etwa 60<sup>0</sup>/<sub>10</sub> mehr bei geführter Kette, für die Eimerkette etwa 7000 kg.; für 10 m Baggertiefe und geführte Kette ergeben sich hiernach als zu hebendes Gesamtgewicht

ca. 15 000 kg., wobei der Gesamtschwerpunkt etwa in der Mitte der Eimerleiter liegen dürfte. Ferner sei die Baggerstrecke 100 m lang entsprechend einem Transportzuge von 25 Kippwagen à  $4\frac{1}{2}$  cbm. Infolge des Gleisrückens wird jeweilig ein Anheben der Leiter um 2—3 metr. am Unterturas vor dem ersten Schnitt erforderlich, wenn jedesmal um etwa 0,7 m gerückt wird.

Dem entspricht ein Abtrag von

$$0,7 \cdot 10 \cdot 100 = 700 \text{ cbm}$$

und ein Arbeitsaufwand von höchstens:

$$1,5 \cdot 15 \text{ 000} / 75 \cdot 3600 = 0,08 \text{ HP/Std.} = 0,06 \text{ KW Std.}$$

also pro 1 cbm. Förderung 0,06/700 K.W.Std.

Wir sehen daraus, dass der Arbeitsbedarf der Leiterhebwinde so unbedeutend ist, dass wir ihn in den folgenden Betrachtungen vernachlässigen dürfen.

Die Nutzarbeit  $\eta t$  ( $L_g + L_h$ ) beträgt bei 10 m Baggertiefe und Sandbaggerung nach Kapitel 2 des Anhanges etwa 80 KW. bei 0,11 cbm./sec. Förderung oder 0,2 KWStd. cbm., also etwa  $83\frac{0}{100}$  des gesamten spezifischen Energieverbrauches. Hiervon entfallen auf die Hubarbeit  $15 \cdot 1500 / 0,73675 \cdot 3600 = 0,06$  KWStd. oder etwa  $24\frac{0}{100}$ .

Den Wirkungsgrad  $\eta t$  wird man für ein Riemen, zwei Zahnradervorgelege und den Eimerkettenantrieb zu etwa

$$\eta t = 0,96 \cdot 0,9^2 \cdot 0,75 = 0,58$$

ansetzen können, so dass die Energieverluste im Turasantrieb etwa:

$$83 \cdot 0,58 = 48\frac{0}{100}$$

des spezifischen Arbeitsbedarfes erfordern.

Die Fahrarbeit  $\eta f L_j$  betrug:  $8 \cdot 0,736 / 3600 \cdot 0,11 = 0,015$  KW Std. oder rd.  $7\frac{0}{100}$  des Gesamtaufwandes.

Hiervon entfallen auf die Energieverluste im Fahrwerk, wenn bei einem Riemen drei Zahnradervorgelegen und Gallscher Kette

$$\eta f \approx 0,96 \cdot 0,9^3 \cdot 0,8 = 0,56$$

angenommen wird, ca.  $4\frac{0}{100}$ .

Somit ergibt sich die Arbeitsbilanz des betrachteten Portalbaggers, wie folgt:

Turasantrieb	KWStd.	In Prozenten des spez. Arbeitsaufwandes
1. Graben . . . . .	ca. 0,026	ca. 11 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
2. Heben . . . . .	„ 0,059	„ 24 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
3. Arbeitsverluste im Triebwerk	„ 0,116	„ 48 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
Fahrtrieb		
1. Arbeitsverluste im Fahrwerk	„ 0,008	„ 4 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
2. Eigentliche Fahrarbeit	„ 0,007	„ 3 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
Zusätzliche Arbeitsverluste infolge von Leerfahrten und sonstige Störungen des normalen Betriebes . . . . .	„ 0,024	„ 10 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>
	0,24	100 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>

### Wirtschaftliche Kritik des Aufwandes für Arbeitslöhne.

Wir werden sehen, dass die Aufwendungen für Gehälter und Löhne im Baggerbetriebe von ausschlaggebender Bedeutung für seine Wirtschaftlichkeit sind. Es ist daher im Sinne dieser Studie besonders wichtig, zu untersuchen, inwieweit diese Aufwendungen durch technische Vervollkommenung der Bagger reduziert werden können.

Was zunächst die Beaufsichtigung und Bedienung des Baggermotors anbetrifft, so erfordert Dampftrieb unvermeidlich einen Heizer für den Kessel und einen Maschinisten für die Dampfmaschine. Die Funktion des letzteren kann allerdings von dem Baggermeister mit versehen werden.

Die Betätigung des Baggerapparates, also die Bedienung des Fahrtriebs, Turasantriebes und der Leiterhebwinde ist Sache des Baggermeisters, während die Steuerung der Schüttklappe bzw. die Beaufsichtigung des Ausschüttens aus dem Schütterumpf des Baggers in die Transportwagen bei kleineren Baggern von dem Führer des Transportzuges bei den grösseren Typen durch einen besonderen auf dem Bagger stationierten Schüttklappenwärter bewirkt wird.

Von diesen 3 Leuten ist nur der Heizer zu entbehren, wenn man zum Baggerantrieb einen Elektromotor oder Kraftölmotor verwendet.

Die Entfernung von Wurzelwerk und Steinen aus dem Arbeitsbereich des Baggers erfolgt zur Zeit ausschliesslich durch Handarbeit, und es ist nicht zu verkennen, dass namentlich dort, wo es genügt, derartige Einlagerungen zu unterwühlen und auf die Sohle der Baugrube herabzurollen, sich schwer eine maschinelle Einrichtung finden lassen wird, die billig leicht transportabel und ebenso anpassungsfähig ist wie menschliche Arbeitskraft. Andererseits kann man aber auch oft im Betriebe beobachten, dass Stockungen nur deshalb eintreten, weil die verfügbare Mannschaft nicht ausreicht, um die erforderliche Kraft namentlich zum Herausreissen von Wurzeln aufzubringen. In solchen Fällen würde eine einfache Winde mit passend ausgebildeter Greifklaue gute Dienste leisten, die vom Baggermotor angetrieben auf bestimmte Maximallast eingerichtet sein müsste, derart, dass sie bei Ueberlast sich sperrt und so das Baggergerüst gegen übergrosse Beanspruchung schützt. Ist ein solches Hilfsgerät dann noch billig und so angeordnet, dass es zu beiden Seiten der Eimerleiter an beliebiger Stelle ohne weiteres zur Verfügung steht, so dürfte es bei wurzelreichem Boden wohl geeignet sein, die Wirtschaftlichkeit des Baggerbetriebs zu erhöhen.

Das Verschieben des Bagger- und Transportgleises entsprechend dem Arbeitsfortschritt wird ebenfalls in der Regel noch von Hand ausgeführt. Es fehlt aber nicht an Versuchen, diese Arbeit mit Maschinenkraft zu bewirken.

Am nächsten liegt es jedenfalls, den durch die Gleisrücken auf das Gleis ausgeübten seitlichen Druck durch den Seilzug einer Winde zu ersetzen, welche sich neben dem Gleise verfahren lassen muss. Praktische Versuche in dieser Richtung zeigten, dass es leicht ist, das Gleisrücken in dieser Weise vorzunehmen, wenn vorher für ausreichende Versteifung der Schienen gegeneinander Sorge getragen wird. Bei wenig tragfähigem Boden sinkt der Windenwagen beim Vorfahren längs des Baggergleises leicht ein, es muss also für ausreichend breite Stützflächen gesorgt werden. Ausserdem muss der Angriffspunkt des Windenseils am Baggergleis stetig verlegt werden, wozu ein Arbeiter erforderlich ist.

Eine andere Gleisrückmaschine welche auf Seite 2015 der Z. d. V. d. J. vom Jahre 1910 ausführlich beschrieben ist, bewirkt beim Vorfahren auf dem Baggergleise die seitliche Verschiebung

desselben durch stetigen seitlichen Druck gegen die Schienenköpfe. Letztere Einrichtung hat sich bereits im Grossbetriebe, namentlich bei langen Baggergleisen sehr gut bewährt. Deshalb darf die Frage des maschinellen Gleisrückens für solche Betriebe als endgültig gelöst angesehen werden.

Für den Bedarf des Tiefbauunternehmers dagegen und bei kleinen Baggertypen, in Fällen also, wo die Anschaffung einer Spezialmaschine für das Gleisrücken sich nicht mehr rentiert, dürfte eine zweckmässig ausgebildete Winde mit Motorantrieb am Platze sein. Ein solches Hilfsgerät müsste billig in Anschaffung und Betrieb sein und sich für alle Hilfsarbeiten des Baggerbetriebes so besonders für das Herausheben grösserer Steine und Wurzeln sowie für die Herstellung des Planums für das Bagger- und Transportgleis mit Vorteil verwenden lassen. Ein speziell für diese Zwecke gebautes Gerät ist, soweit dem Verfasser bekannt, noch nicht im Betriebe erprobt worden, und es kann daher seine Rentabilität an dieser Stelle nicht diskutiert werden.

### Aufwand für Gleisrücken.

Bezeichnet  $L$  die Länge des Baggergleises,  $h$  die Baggertiefe und  $Q$  die tägliche Förderung in metr. bzw. cbm., so ergibt sich die täglich notwendige Quer-Verschiebung des Baggergleises  $a = Q/Lh$  und die Verschiebungsarbeit wird, abgesehen von dem jedesmaligen, bei Tonboden sicher recht bedeutenden Energieaufwande zum Lüften des Gleises proportional  $aL = Qh$  also unabhängig von der Länge des Baggergleises. Kostspieliger als der effektive Arbeitsaufwand für das Gleisrücken ist jedoch die Notwendigkeit dauernd eine Arbeiterkolonne von mindestens 20 Leuten bei den grossen Portalbaggern für diese Arbeit in Bereitschaft halten zu müssen, wenn auch die Leute in den Arbeitspausen anderweit Verwendung finden können. Besonders ungünstig wirkt naturgemäss der Aufwand für Gleisrücken bei tonigem Boden, der dem Lüften des Gleises beträchtlich grösseren Widerstand entgegengesetzt und entsprechend mehr Gleisrücken erforderlich macht, während gleichzeitig die Tagesförderung um etwa 35% geringer ausfällt als bei leichtem Sandboden. Hier wäre also das maschinelle Gleisrücken, bei dem leicht die notwendige Kraft erzeugt werden kann, ganz besonders am Platze.

**Der Arbeitsaufwand für die Herstellung des Planums für das Bagger- und Transportgleis** hängt naturgemäss ganz von den jeweiligen örtlichen Verhältnissen ab, da überdies derartige Planierungsarbeiten meist zeitlich unabhängig von der Tätigkeit des Baggers ausgeführt werden können, wird die Verwendung von Erdarbeitern in der Regel am vorteilhaftesten sein.

In solchen Fällen aber, wo die bei den Planierungsarbeiten zu bewegendenden Bodenmengen einen beträchtlichen Teil der vom Bagger zu leistenden Förderung darstellen, dürfte man auch in Europa die in Amerika sehr beliebten Kratzer zur Unterstützung des Baggerbetriebes mit Vorteil heranziehen können. Ueber die letzteren soll an späterer Stelle gesprochen werden; hier sei nur bemerkt, dass nach Angabe amerikanischer Ingenieure das Planieren mittelst solcher maschinell geschleppter Kratzer nur etwa  $\frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{4}$  der Kosten bei Handarbeit betragen soll, wobei allerdings zu beachten ist, dass die Arbeitslöhne in Amerika im Vergleich zu den Bau- und Betriebskosten maschineller Einrichtungen wesentlich höher sind als in Deutschland im allgemeinen der Fall sein dürfte.

### **Ausgaben für Reparatur und Ersatz verschlissener Teile.**

Wenn im Zusammenhange dieser Erörterung die Reparaturbedürfnisse der Trockenbagger wirtschaftlicher Kritik unterworfen werden, soll es sich naturgemäss weniger um die Ermittlung der tatsächlichen Unkosten handeln, welche bei gegebenen Arbeitsverhältnissen zu erwarten sind, zumal die Ansichten von Praktikern über den dafür anzusetzenden Betrag sehr wesentlich von einander abweichen — vergl. Contag, Bodengewinnung bei grösseren Erdarbeiten, Seite 50 ff. —. Hier steht vielmehr die Frage zur Diskussion: Wie vermag der Konstrukteur die Nachteile, welche mit den im Baggerbetrieb erforderlich werdenden Reparaturen verknüpft sind, auf den kleinstmöglichen Wert zu beschränken?

Es ist zunächst zu unterscheiden zwischen den Reparaturen, die durch Bruch von Konstruktionsgliedern bedingt sind, und solchen, die infolge allmählichen Verschleisses notwendig werden.

Wenn ein Teil des Baggers bricht, so hat man die Ursache des Bruches in mangelhafter Beschaffenheit des Konstruktions-

materials, in einem Konstruktionsfehler oder schliesslich in einer aussergewöhnlichen Misshandlung des Baggers durch das Betriebspersonal zu suchen. Welche von diesen Ursachen im einzelnen Falle vorliegt, ist nur für die Massnahmen zur Verhütung von Bedeutung. Der Effekt ist fast immer eine mehr oder minder lange Betriebsunterbrechung und damit die schwerste wirtschaftliche Schädigung, welche den Baggerbetrieb treffen kann.

Es ist Sache der Werkstattleitung, durch angemessene Sorgfalt bei der Beschaffung und Verarbeitung der Konstruktionsmaterialien das Vorkommen von Materialfehlern nach Möglichkeit einzuschränken. Der Konstrukteur kann höchstens durch entsprechende Hinweise auf die aussergewöhnlich hohe Inanspruchnahme einzelner Teile, diese der besonderen Aufmerksamkeit der Werkstatt empfehlen.

Konstruktionsmängel — mit Verstössen gegen die allgemein geltenden Konstruktionsprinzipien braucht man bei einem sorgfältig durchkonstruierten Bagger wohl überhaupt nicht zu rechnen — werden zumeist auf unzureichende Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse, insbesondere der zu erwartenden Maximalkräfte zurückzuführen sein.

Hier kann nur durch systematische Beobachtung und Messung der im normalen Baggerbetriebe tatsächlich auftretenden Kräfte eine zuverlässige Grundlage für die betriebssichere und doch sparsame Dimensionierung gewonnen werden.

Der Misshandlung des Baggers durch das Betriebspersonal ferner wird der Konstrukteur wohl besser durch Schutzvorrichtungen gegen Ueberlastung vorbeugen, als dass er ihnen von vorneherein durch Ueberdimensionierung Rechnung trägt. Allerdings gestaltet sich dieses Problem im Baggerbau viel schwieriger als bei anderen maschinellen Anlagen.

Die Eigenart des Baggerbetriebes, insbesondere der stete Wechsel der Arbeitsbedingungen bringt es mit sich, dass ein Bagger im allgemeinen nicht als automatisch arbeitende Maschine sondern vielmehr als ein gefügiges Werkzeug konstruiert werden muss, welches sich in der Hand des Baggermeisters leicht den jeweiligen örtlichen Verhältnissen anpasst.

Zudem gestatten die beträchtlichen Kraftschwankungen im Betrieb eines Baggers nur Einrichtungen einfachster Bauart.

Dazu kommt, dass Bagger, namentlich soweit sie für den Bauunternehmer, also nicht für stationären Betrieb bestimmt sind, vor allen Dingen billig sein müssen, wenn ihre Verkaufsfähigkeit nicht gefährdet werden soll.

Daraus ergibt sich also die Forderung, die Schutzeinrichtungen gegen Ueberlastung der Triebwerke so auszubilden, dass sie gleichzeitig einfach, billig und zuverlässig in ihrer Wirkung sind. Diesen Forderungen haben die Reibungskuppelungen zu genügen, welche wir ausnahmslos in den Turas- und Fahrtrieb eingeschaltet finden, die auch erfahrungsgemäss bei zweckentsprechender Ausbildung recht gut ihre Aufgabe erfüllen.

Was schliesslich den allmählichen Verschleiss, insbesondere der Eimerkette und ihrer Führung bei scharfem Sande anbetrifft, so lassen sich die daraus erwachsenden Reparaturkosten einschränken, indem man bestgeeignetes Material für die besonders dem Verschleiss ausgesetzten Teile verwendet, soweit es nicht möglich ist, dieselben mit leicht und schnell auswechselbaren Schleissplatten zu armieren. Im letzteren Falle wird man bemüht sein, diese Armierungsstücke so zu gestalten, dass sie unbeschadet ihrer Verwendbarkeit tunlichst keine Bearbeitung erfordern.

Zur Beurteilung des normalen Verschleisses vorzüglich der Teile der Eimerkette mögen nachstehende beobachtete Werte dienen, die für Kreidebaggerung, also die schwerste vom Eimerbagger noch zu bewältigende Bodenart gelten. Hiernach ergibt sich die Lebensdauer der Eimermesser zu etwa 4 Wochen, diejenige der Eimerschaken zu 6 bis 8 Wochen. Die übrigen Schaken mussten nach 6 bis 8 Monaten ausgewechselt werden, während an den Zähnen des Oberturas trotz des zweijährigen Tag- und Nachtbetriebes keine nennenswerte Abnutzung zu bemerken war. Die Eimerbleche zeigten in diesem Betriebe ebenfalls nur geringen Verschleiss, während dieselben bei scharfem Sande meist recht starker Abnutzung unterworfen sind.

Die Kettenbolzen zeigten ebenfalls nur geringen Verschleiss, sodass innerhalb der zweijährigen Betriebsdauer noch nicht alle Bolzen ausgewechselt waren und die Mehrzahl der Ausgewechselten

überdies infolge von Materialfehlern oder plötzlicher Ueberanstrengung zu Bruche gingen.

### Gesamtkosten des Eimerbaggerbetriebes.

In den vorausgegangenen Abschnitten sind alle Faktoren erörtert worden, welche die Betriebskosten beeinflussen, und wir haben gesehen, auf welchem Wege es dem Ingenieur möglich ist, auf die tunlichste Verringerung dieser Ausgabeposten hinzuwirken.

Es erübrigt nun noch, das Größenverhältnis dieser Ausgaben anschaulich zum Ausdruck zu bringen und gleichzeitig ihre Abhängigkeit von der Größe der Baggerapparate zu zeigen.

Es wurden daher in den Diagrammen Seite 50 Fig. 4—7 die gesamten direkten und indirekten Betriebskosten als Funktion der Baggertype bzw. der Förderleistung in leichtem Boden zur Darstellung gebracht und zwar je für Antrieb durch Dampfmaschine, Elektromotor, Explosionsmotor und Dieselmotor.

Die Einzelwerte, auf welchen sich diese graphische Darstellung aufbaut, sind in Kapitel 6 des Anhanges wiedergegeben. Hier mögen nur einige wesentliche Voraussetzungen hervorgehoben werden.

Als mittlere Länge des Baggergleises wurden 300 m bei Ermittlung der Anlagekosten für das Gleis vorgesehen, ein Wert, der bei den großen Typen einen guten Mittelwert darstellen dürfte bei den kleineren Apparaten aber als reichlich hoch angesehen werden muß. Mit Rücksicht auf den Zweck dieser Darstellung erscheint aber eine einheitliche Vergleichsbasis unumgänglich notwendig, und man muss nur bei Beurteilung der spezifischen Förderkosten diese ungerechte Mehrbelastung der kleinen Typen berücksichtigen.

Bei Bewertung der einmaligen Aufwendungen für Montage und Demontage der Anlage wurde als Betriebsdauer ein Jahr vorausgesetzt, welcher Zeitraum mindestens bei grösseren Arbeiten und Typen in der Regel wohl überschritten werden dürfte.

Die Transportkosten hingegen für den Bahntransport, die Anfuhr zum Bahnhof und die Abfuhr zur Baustelle wurden nicht be-

rücksichtigt, weil nicht nur die Wandelbarkeit der örtlichen Verhältnisse sondern auch die Unzuverlässigkeit der hierfür vorliegenden Erfahrungswerte eine zuverlässige Schätzung der bezüglichen Beträge zur Zeit unmöglich machen.

Die prozentualen Zuschläge für Verzinsung, Amortisation und Unterhaltung wurden für Bagger und Baggergleis, wie üblich mit 5 bzw. 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> eingestellt. Bei der Dampfmaschinenanlage ist für Instandhaltung ebenfalls die Quote von 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> vorgesehen, während für den elektrischen und Kraftöl-Baggermotor 5<sup>0</sup>/<sub>0</sub> der Anlagekosten als ausreichend erscheinen. Es wird hierbei vorausgesetzt, dass die Kraftölmotoren in ihrer Konstruktion sorgfältig den Bedürfnissen des Baggerbetriebes angepasst sind, während die Preisangaben, welche dem Verfasser von den Daimler-Werken bzw. der Gasmotoren-Fabrik Köln-Deutz zur Verfügung gestellt wurden, sich auf mehrcylindrige Motoren für Schiffsantrieb beziehen also nur als vorläufig zu gelten haben, jedoch bei Spezialausführungen wohl eher unter- als überschritten werden dürften.

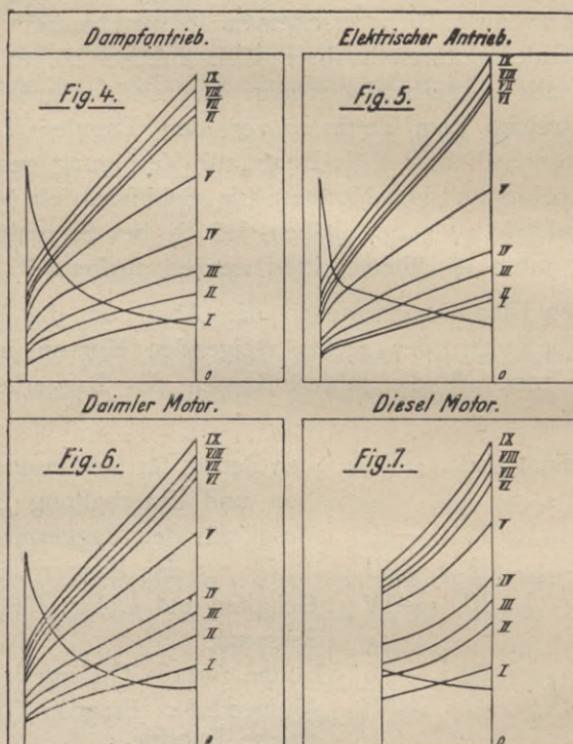
In den Diagrammen stellen die Abszissen die Baggergröße und die Ordinaten der rechts steigenden Kurven im Masstabe 1 m/m = 1000 *M* die Jahresunkosten des Baggerbetriebes dar, und zwar :

- |    |                 |           |   |
|----|-----------------|-----------|---|
| 1. | die Ordinaten 0 | —I        | den Betrag für Verzinsung, Amortisation und Unterhaltung des Baggers, |
| 2. | „ „             | I —II     | desgl. für den Baggermotor,   |
| 3. | „ „             | II —III   | „ „ das Baggergleis,  |
| 4. | „ „             | III —IV   | Gehälter und Löhne für das Baggerpersonal,                            |
| 5. | „ „             | IV —V     | Löhne für die Gleisrücker,  |
| 6. | „ „             | V —VI     | Aufwand für Brennstoff bzw. elektrische Energie,                      |
| 7. | „ „             | VI —VII   | Aufwand für Schmier- und Putzmaterial,                                |
| 8. | „ „             | VII —VIII | die einmaligen Ausgaben für Montage und Demontage des Baggers,        |
| 9. | „ „             | VIII —IX  | desgl. für Verlegen und Aufnehmen des Baggergleises.                  |

Ferner zeigen die rechts fallenden Kurven im Masstabe 1 Pfg. = 1 m/m die spezifischen Förderkosten in Pfg. pro 1 cbm

in ihrer Abhängigkeit von der Baggergrösse und der Art des motorischen Antriebes.

Ein Vergleich der letzteren Kurven zeigt zunächst, dass die Wahl des Baggermotors keinen sehr grossen Einfluss auf die spezifischen Förderkosten ausübt, während deren Zusammensetzung dadurch wesentlich beeinflusst wird. Beachtenswert ist ferner, dass bei elektrischem Antrieb die kleineren Typen gegenüber Dampf-



antrieb wirtschaftlich günstiger gestellt sind, weil bei ihnen die hohen Beschaffungskosten für elektrische Energie weniger ins Gewicht fallen. Ueberhaupt wird wohl der elektrische Antrieb bei stationären Anlagen und dort, wo elektrische Energie billig zur Verfügung steht, stets der wirtschaftlichste sein.

## Verwendungsbereich und prinzipielle Eigenschaften des Eimerbaggers.

Bevor wir zur Betrachtung des Löffelbaggers übergehen, erscheint es angebracht, die Eigenart des Eimerbaggers kurz zu charakterisieren. Als Arbeitszweck desselben haben wir, wenigstens soweit es sich um seine Anwendung zu Erdarbeiten handelt, das Lösen und Heben der Bodenmassen, das letztere zur Vorbereitung des weiteren Transportes anzusehen.

Diese Aufgabe erfüllt der Eimerkettentrockenbagger, indem er in kontinuierlichem Arbeitsgange, wie etwa der Stahl des Drehbanksupportes, mittelst der Eimer einen Bodenspan abgräbt und zum Weitertransport, sei es durch Transporteur oder Wagenzüge bereit stellt. Die Schaltbewegung, welche die Spantiefe bestimmt, erfolgt in der Hauptsache am Schlusse eines jeden Arbeitsganges durch Verstellung der Eimerleiter bzw., wenn die Schaltbewegung der Leiter erschöpft ist, durch das Verschieben des Baggergleises. Der Vorzug dieser Form der Bodenförderung ist die ihr eigene Stetigkeit des Arbeitsprozesses. Wenn die Arbeitsbedingungen der stetigen Bodenförderung günstig sind, haben wir deshalb für den Baggermotor einen ziemlich konstanten Arbeitsbedarf, also keine betriebsgefährdenden, Arbeit verzehrenden Kraftschwankungen in den Triebwerken, und die Abgabe des Fördergutes an den Wagenzug bzw. den Transporteur erfolgt in vollkommener Weise.

Wenn dagegen die Betriebsbedingungen dem kontinuierlichen Arbeitsprozesse ungünstig sind, sei es, dass in welligem Gelände der geforderte Abtrag durchaus diskontinuierlich verteilt ist, oder dass der abzugrabende Boden vorwiegend so steinig ist, dass die Gleichmässigkeit des Abgrabens dauernd gestört wird, dann wird dem Eimerbagger seine stetige Arbeitsweise zur Schwäche und macht ihn den anderen Bodenförderungseinrichtungen gegenüber konkurrenzunfähig.

Dementsprechend werden im Allgemeinen Eimerbagger nur dort wirtschaftlich arbeiten, wo

1. beträchtliche Bodenmassen überhaupt zu fördern sind,
2. die Form des Abtrags gleichmässiges Abgraben gestattet,
3. der abzugrabende Boden einigermassen homogen ist.

Hingegen dürfte die Grösse des Grabwiderstandes an sich den Eimerbagger im Wettbewerb mit anderen Grabmaschinen kaum benachteiligen, soweit der Boden überhaupt ohne vorheriges Sprengen gelöst werden kann.

Für dieses Arbeitsfeld dürfte der Eimerbagger in seiner jetzigen Form am besten geeignet sein, und man wird von konstruktiven Abänderungen an den jetzt üblichen Bauformen wesentliche wirtschaftliche Vorteile kaum zu erwarten haben.

Wie wir bereits sahen, wird man jedoch oft die Wirtschaftlichkeit der Bodenförderung durch Verwendung zweckentsprechend ausgebildeter Hilfsmaschinen zum Gleisrücken und zur Herstellung des Planums für das Baggergleis nicht unbeträchtlich erhöhen können.

### Der Löffelbagger.

Ueber die Ausführungsformen und üblichen Grössen moderner Löffelbagger finden sich ausführliche Angaben in der Fachliteratur der letzten Jahre, sodass hierauf an dieser Stelle nicht näher eingegangen zu werden braucht.

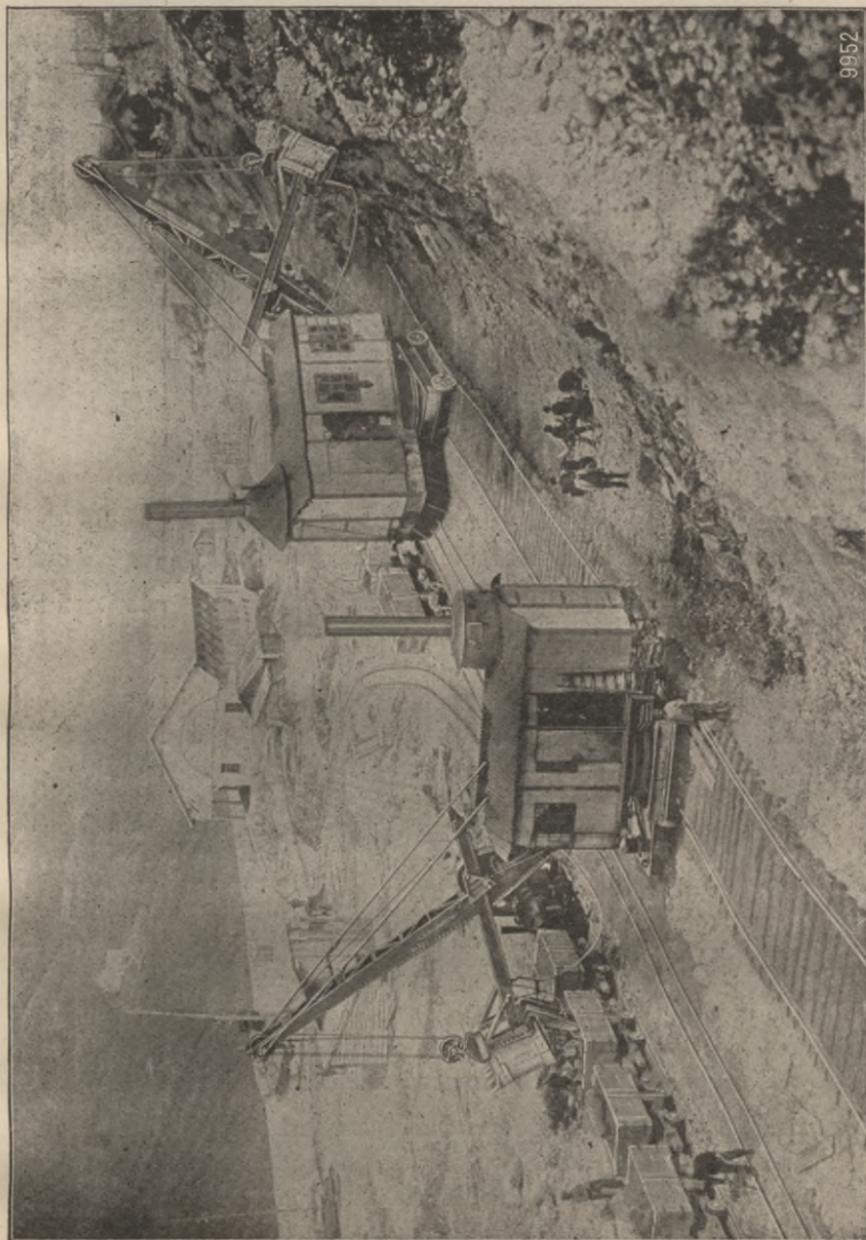
Ein anschauliches Bild von der Arbeitsweise eines Löffelbaggers giebt die nachstehende Abbildung 5, welche Löffelbagger modernster Ausführung der Firma Orenstein & Koppel\* im Betriebe zeigt.

Die Bagger, von 1,6 cbm Löffelinhalt, arbeiten auf durchgehendem Gleise und haben schweren Boden mit zahlreichen Einlagerungen abzugraben. Ihr Schwenkwinkel beträgt im Mittel etwa  $180^{\circ}$ .

Durch ausgedehnte Vorwärmung des Speisewassers und Ueberhitzung des Dampfes wird übrigens bei den Löffelbaggern gen. Firma gute Dampfkonomie erzielt.

In Abbildung 6 und 7 ist eine sogen. Bucyrus-Dampfschaufel amerikanischer Herkunft dargestellt. Diese Ausführungsform der Dampfschaufel, welche bei den grösseren Typen, etwa von 2,5 cbm. Löffelinhalt ab auch in Deutschland Anwendung findet, in Amerika aber in allen Grössen gebaut wird, befindet sich den Universallöffelbaggern gegenüber insofern im Nachteil, als sie nur einen begrenzten Schwenkbereich von etwa  $200^{\circ}$  im Maximum besitzt.

\* Orenstein & Koppel — Arthur Koppel A.-G., Berlin.



9952

Abb. 5.

Da nur der Ausleger, Löffel und die Vorstossmaschine an der Drehbewegung teilnehmen, so fehlt der bei dem Universalbagger vorhandene Gewichtsausgleich zwischen Ausleger und Löffel nebst Inhalt und Zubehörteilen einerseits und dem Kessel ander-

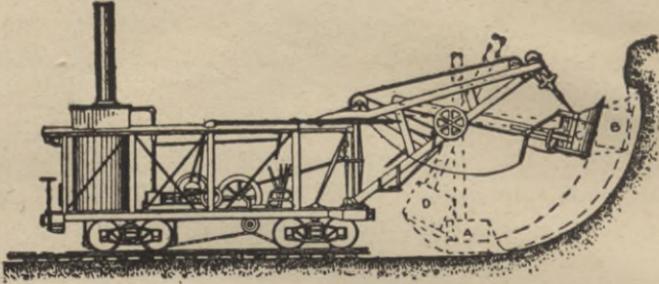


Abb. 6.

seits. Deswegen und wegen der meist angewandten engen (Eisenbahn)Spur müssen Dampfschaufeln dieser Art stets mit Seitenstützen in der Ebene der Drehachse versehen werden und sind hierdurch in ihrer Fortbewegung etwas behindert.

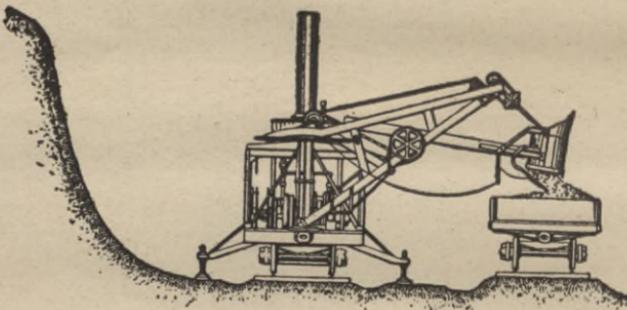


Abb. 7.

Als Vorzüge dieser Bauart sind anzuführen :

1. die Verringerung der rotierenden Massen. Auf Grund der Zusammenstellung auf Seite 61 wird sich dadurch das Trägheitsmoment der rotierenden Massen und damit der Verzögerungs- bzw. Beschleunigungsdruck um etwa 15<sup>0</sup>/<sub>10</sub> vermindern.
2. die langgestreckte Form des Baggerhauses gestattet den Einbau liegender Lokomobilkessel ermöglicht also eine wirt-

schaftlichere Kesselanlage. Indessen dürfte bei Anwendung von Ueberhitzern und Vorwärmern sich auch mit stehenden Siederohrkesseln die volle Ausnutzung der Heizgase erzielen lassen,

3. die Dampfschaukel kann leicht so eingerichtet werden, dass ihre Querdimensionen, mit Ausnahme der Seitenstützen die deshalb abnehmbar anzuordnen sind, nirgends das Ladeprofil der Eisenbahn überschreiten, sodass sie mit einem Schutzwagen bei niedergelassenem Ausleger ohne umständliche Demontage in Güterzügen transportiert werden kann.

Gerade der letztere Vorzug dürfte in Amerika für die Wahl dieser Bauform häufig ausschlaggebend sein.

Bezüglich der konstruktiven Ausbildung der Bucyrus Dampfschaukel sei noch bemerkt, dass der Schwenkantrieb in der Regel in Amerika mittelst eines um eine wagrechte Scheibe geschlungenen Zugorgans — Seil oder Kette — erfolgt.

### **Angriffsweise und Höchstwerte der am Bagger angreifenden Kräfte.**

Wir sahen bereits bei den Eimerbaggern, dass die wirtschaftliche Kritik der Baukosten eines Baggers von der Erörterung der im Betriebe auftretenden äusseren Kräfte ausgehen muss.

Soweit diese äusseren Kräfte in ihrer Grösse und Angriffsweise durch die örtlichen Verhältnisse unabänderlich gegeben sind, braucht der Konstrukteur die Kenntnis ihrer Wirkungsweise und Höchstwerte als Grundlage für eine sparsame und doch betriebssichere Dimensionierung der Konstruktionselemente des Baggers; und bei denjenigen Kraftwirkungen, deren Angriffsweise und Maximalwerte durch die Bauart des Baggers beeinflusst werden, hat er ausserdem zu erwägen, inwieweit durch zweckentsprechende Gestaltung der zu ihrer Aufnahme bestimmten Konstruktionsglieder die von ihnen hervorgerufenen Materialbeanspruchungen auf das wirtschaftliche Mindestmass gebracht werden können.

Es kommen hier in Frage:

- I. der Grabwiderstand am Löffel angreifend,

2. der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungsdruck bei Beginn bzw. am Ende der Schwenkbewegungen,
3. der Fahrwiderstand.

Der Grabwiderstand ist einerseits bedingt durch die Festigkeit des abzugrabenden Materials und muss insoweit als unabänderlich gegeben angesehen werden, sofern man nicht durch vorheriges Sprengen und entsprechende Auflockerung den Grabeprozess wirtschaftlicher gestalten kann. Es dürfte wohl von Fall zu Fall zu entscheiden sein, ob die Mehrkosten für das Ansetzen der Sprengschüsse durch die Erleichterung und Beschleunigung der Grabarbeit wirtschaftlich gerechtfertigt sind.

Jedenfalls soll hier auf diese Frage nicht näher eingegangen werden, da dieselbe in der mehrerwähnten Abhandlung von Contag bereits eingehende Erörterung gefunden hat.

Zusammenhängende Beobachtungsreihen über die Grösse des Grabwiderstandes im Löffelbaggerbetriebe finden sich leider ebensowenig in der Fachliteratur wie bezüglich des Eimerbaggerbetriebes, obwohl die stetige Messung des Seilzuges während des Betriebes gewiss leicht durchzuführen wäre.

Die Höchstwerte für die vermittelt der Hubwinde am Löffel ausübbare Zugkraft werden von der Firma Menk & Hambrock für ihre Baggertypen, wie folgt angegeben:

Löffelinhalt:	1,0	1,3	1,6	2,0	2,5	3,1	3,75	cbm
Maximale Zugkraft:	8,3	10,4	12,75	16,0	20,0	25,0	30,0	t.

Von dieser durch die Hubwinde ausgeübten Zugkraft kommt jedoch nur ein Teil für den eigentlichen Grabeprozess zur Verwendung, weil zunächst infolge des eigenartigen Kraftangriffes immer nur eine Komponente des Seilzuges, in ihrer Grösse mit jeder Löffelstellung wechselnd, den Vorschub bewirkt, dann aber auch das Gewicht des Löffelstieles der Löffelbewegung einen variablen Widerstand entgegenstellt.

Die Gewichte nicht nur des Löffelinhaltes sondern auch des Löffels selbst und des Löffelstieles dürfen für einen bestimmten Löffelinhalt als im wesentlichen konstant angesehen werden.

Von der Ausbildung des Löffelantriebes insbesondere von der Wahl des Löffeldrehpunktes hängt dagegen das Verhältnis der Zug-

kraft an der Winde zu der jeweilig am Löffel ausgeübten Grabekraft ab, und es ist ohne weiteres verständlich, dass der Löffelantrieb um so wirtschaftlicher arbeiten wird, je grösser bei gleicher Windkraft die Grabekraft wird.

Für die im Tiefbau besonders beliebte 2 cbm. Type soll im folgenden die Abhängigkeit der Grabekraft von der Windkraft für die verschiedenen Löffelstellungen untersucht werden.

Den normalen Betriebsverhältnissen entsprechend möge vorausgesetzt werden, dass während des Grabhubes die Vorstossmaschine nicht arbeitet, sodass der Löffel sich auf einem Kreise um die Maschinenachse der Vorstossmaschine als Mittelpunkt bewegt.

Kinematisch dürfen wir dann den Löffel nebst Stiel als eine starre Scheibe auffassen, die bei M — vergl. Fig. 8 — ihren Pol hat. An dieser Scheibe greifen an:

1. die Konstruktionsgewichte, welche bei der Drehung sich stets parallel bleiben müssen,
2. der Grabewiderstand stets nahezu in der Bahn seines Angriffspunktes also senkrecht zum Polstrahl,
3. die Zugkraft des Flaschenzuges im Punkte A. Ihre Richtung ist bestimmt durch die Längen a, b, l und den Winkel  $\alpha$ , um welchen der Löffel aus der Anschnittstellung gehoben ist.

Es bezeichnet ferner:

G das Eigengewicht von Löffel und halbem Löffelstiel, welches man mit guter Annäherung im Punkte B wirkend annehmen darf,

Q das Gewicht des Löffelinhaltes;

K die Grabekraft bzw. den Grabewiderstand im Maximum;

Z die Zugkraft des Flaschenzuges,

dann gilt in Bezug auf M als Drehpunkt die Momentengleichung:

$$Zr - G(a \sin \alpha + b \cos \alpha/2) - K(a + c) - Q((a + c)/4) \sin \alpha + b \cos \alpha/2 = 0$$

Es gilt ferner die selbstverständliche Beziehung:

$$a + c = h_0$$

die Länge r bestimmt sich, wie folgt, aus dem Dreieck MCA

als dessen Höhe, da in ihm die Seiten  $\overline{MA}$ ,  $\overline{MC}$  und  $\sphericalangle CMA$  bekannt sind.

Eine einfache Rechnung ergibt:

$$z \cdot r = l \sqrt{a^2 + b^2} \sin(180^\circ - \alpha - \beta)$$

worin ist:  $l = \overline{MC}$ ,

$$z = \sqrt{l^2 + a^2 + b^2 - 2l \sqrt{a^2 + b^2} \cos(180^\circ - \beta - \alpha)} = \overline{AC}$$

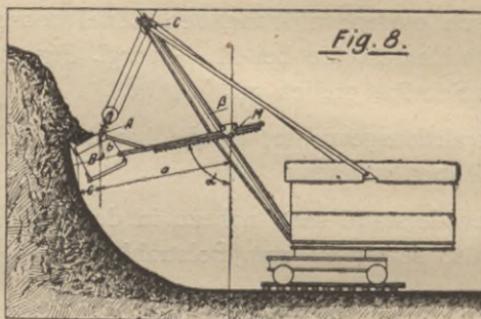
$$Z = [G(a \sin \alpha + b \cos \alpha / 2 + Q(a + c/4) \sin \alpha + b \cos \alpha / 2) + K(a + c)] / r$$

Setzen wir hierin für 2 cbm Type:  $a \approx 3,4$  m

$b \approx 1,4$  „

$c \approx 1,2$  „

$\beta \approx 40^\circ$



und rechnen wir für verschiedene Winkel  $\alpha$

$$\text{die Ausdrücke: } (a \sin \alpha + \frac{b}{2} \cos \alpha) / r = k$$

$$(a + \frac{c}{4}) \sin \alpha + \frac{b}{2} \cos \alpha / r = \lambda$$

$$(a + c) / r = \mu$$

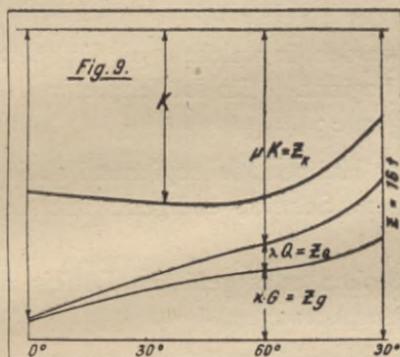
aus, so ergeben die entsprechenden Zahlenwerte den Einfluss von  $G$ ,  $Q$ ,  $K$  auf  $Z$  bei den verschiedenen Löffelstellungen.

Diese Rechnung wurde für 4 Werte von  $\alpha$  durchgeführt und ergab die Zahlenwerte nachstehender Tabelle:

$\alpha^\circ$	$Z^m$	$r^m$	$k$	$\lambda$	$\mu$	$G$	$Q$	$Z$	$K$
0	9,6	2,6	0,24	0,27	1,77	4000	0	16000	8500
30	8,0	3,5	0,66	0,70	1,31	„	700	„	9800
60	6,0	3,7	0,89	0,96	1,24	„	1400	„	9000
90	4,2	2,6	1,31	1,43	1,77	„	2100	„	4400

Hiernach lässt sich  $K$  berechnen, wenn man für  $Z$  die auf Seite 56 angegebene maximal verfügbare Windekraft einführt. Die Werte für  $z$  in obiger Tabelle zeigen ferner zahlenmässig das Ansteigen und Abnehmen der Löffelgeschwindigkeit zu Anfang bezw. zu Ende des Grabhubes.

Die Verteilung der Windekraft auf die Ueberwindung der von  $G$ ,  $Q$  und  $K$  je besonders herrührenden Widerstände ist in dem Diagramm Fig. 9 zum Ausdruck gebracht.



Die Höchstwerte für die Grabkraft  $K$  sind in der letzten Kolonne vorstehender Tabelle zusammengestellt und kommen in dem Diagramm als Ordinaten  $K$  — von oben gemessen — zur Geltung. Ob nun der Verlauf dieser Kurve dem jeweiligen Kraftbedarf des Löffelbaggers im Betriebe am besten entspricht, vermag man nur zu beurteilen, wenn man die Grösse des Grabwiderstandes in den verschiedenen Phasen des Grabhubes durch Versuch ermittelt hat. Immerhin ist anzunehmen, dass zunächst bei dem mehr horizontalen Eindringen der Löffelschneide in das Erdreich der Grabwiderstand am grössten sein, dann aber in dem Masse wie die Schnittfläche in ihrer Neigung sich dem natürlichen Böschungswinkel des Grabgutes nähert, rasch abnehmen wird, sodass der Charakter der Kurve dem der Widerstandskurve entsprechen dürfte.

Alles dieses gilt freilich nur für ziemlich homogene Bodenarten sobald es sich um zahlreiche Einlagerungen oder um Geröll handelt, wird der Grabwiderstand sich sprungweise ändern,

Auf Grund von Stromablesungen an einem elektrischen 1,5 cbm Löffelbagger ergab sich, der spezifische Grabwiderstand beim Ab-

graben von Braunkohle zu 16 kg/cm. Umgerechnet auf die bisher betrachtete 2 cbm Type würden sich hiernach etwa 3200 kg für den mittleren totalen Grabwiderstand ergeben.

Wir können damit die Besprechung des Grabwiderstandes schliessen und kommen nun zur Erörterung der **dynamischen Kräfte**, welche beim Schwenken des Löffelbaggers auftreten.

Die Arbeitsweise des Löffelbaggers darf wohl als bekannt vorausgesetzt werden. Sie ist überdies auch aus den Abbildungen auf Seite 53 und 54 gut zu erkennen. Für die folgenden Betrachtungen möge der Anfang eines Löffelspieles stets von dem Zeitpunkt gezählt werden, in welchem die Hubbewegung des Löffels bezw. das Graben beginnt. Ein Löffelspiel zerfällt dann in nachstehende fünf Vorgänge :

1. die Grab- oder Hubperiode beginnend nach dem „Ansetzen“ des Löffels zum Schnitt, endigend mit dem Stillsetzen der Hubwinde.
2. das „Ausschwenken“ des gefüllten Löffels zur Entladestellung über dem Transportwagen,
3. das Entladen,
4. das „Zurückschwenken“ des leeren Löffels in nahezu waagrechter Lage in die Stellung zum Anschnitt,
5. das Fallenlassen des Löffels in die senkrechte Lage, das „Ansetzen“ zum neuen Schnitt.

Um den Zeitaufwand für diese fünf Betriebsvorgänge zunächst zu kennzeichnen, sind in nachstehender Tabelle die Zeitwerte für deren Dauer bei verschiedenen Baggern und Betriebsverhältnissen als jeweilige Mittelwerte aus einer grossen Zahl von Einzelbeobachtungen wiedergegeben.

	Graben	Ausschwenken	Entladen	Zurück- schwenken	Ansetzen	Sa.	vergl. Anhang
1.	20	17	8	13	9	67	Kap. 5
2.	12	12	5	9	7	45	„ 4
3.	12	12	4	10	7	45	„ 4
4.	11	14	5	11	6	47	1)

1) Beobachtungen an einem 2 cbm Bagger bei Sandbaggerung, 180° Schwenkwinkel, Ausschütten in 2,5 cbm Kippwagen.

Obige Werte zeigen uns zunächst, dass der Grabhub das Entladen und der Rücklauf des Löffels von dem gesamten Zeitaufwande nur etwa 50 % in Anspruch nehmen, während die andere Hälfte für den Transport des Fördergutes aufgewandt wird. Würde man also durch zweckentsprechende Umgestaltung des Löffelbaggers den Transport des abgegrabenen Bodens auf andere Weise bewirken, so liesse sich die Leistungsfähigkeit desselben verdoppeln.

Die Zeitangaben lassen ferner erkennen, dass für das Ausschwenken im Mittel 14 für das Zurückschwenken 11 Sekunden aufgewandt werden. In dieser Zeit muss der Bagger um 160—180° schwenken.

Zur Beurteilung der hierbei auftretenden Trägheitskräfte muss zunächst das Trägheitsmoment der an der Drehbewegung teilnehmenden Konstruktionsglieder bekannt sein. Dasselbe wurde daher für die einzelnen Teile gesondert für die 2 cbm Type ermittelt, und ergab nachstehende Werte:

1. Löffel mit Löffelstiel und Aufhängung ca. 280 T/M	. . .	40 %
2. Löffelinhalt	„ 196 „ . . .	28 %
3. Ausleger mit Zugstangen	„ 84 „ . . .	12 %
4. Vorstossmaschine mit Antrieb	„ 35 „ . . .	5 %
5. Oberwagen mit Maschine Windentrommel u. s. w.	„ 49 „ . . .	7 %
6. Kessel mit Vorwärmer	„ 56 „ . . .	8 %
	<u>Sa. 700 „</u>	<u>100 %</u>

Als Grundlage für den Verlauf der während des Schwenkens auftretenden Winkelgeschwindigkeiten und Winkelbeschleunigungen mögen die Geschwindigkeitsdiagramme dienen, welche Verfasser mit einem hierzu konstruierten Apparate an Baggern der Firma Orenstein & Koppel in Betriebe aufnehmen konnte. (vergl. Kapitel 4 des Anhanges).

Der Höchstwert der Winkelbeschleunigung tritt, wie zu erwarten ist, bei Beginn der Schwenkbewegung auf und beträgt:

$$d\omega/dt = 0,2 \text{ m/sec}^2$$

entsprechend einer tangentialen Beschleunigung von ca.

$$0,2 \cdot 8 = 1,6 : \text{m/sec}^2$$

an der Schneidkante des Löffels.

Hiernach ergibt sich das maximal erforderliche Anfahrmoment des Schwenkantriebes zu:

$$Ma = 0,2 \cdot 700\,000/9,81 = 14\,000 \text{ m kg,}$$

und es wird der Zahndruck im Teilkreise des grossen, auf dem Unterwagen ruhenden Zahnkranzes etwa:

$$P = Ma/1,2 = 17\,000 \text{ kg}$$

Der Beschleunigungsdruck, welcher zu Beginn der Schwenkbewegung im Schwenkwerk auftritt, ist also sehr bedeutend.

Die Energieaufnahme des Schwenkwerks zu Beginn der Schwenkbewegung kann in der ersten Sekunde auf:

$$M\omega/2 = 14\,000 \cdot 0,2/2 \cdot 75$$

geschätzt werden. Nehmen wir den Wirkungsgrad des gesamten Schwenkantriebes zu  $\eta_s = 0,7$  an, so entspricht dieser Wert:

$$18,7/0,7 = 27 \text{ HP}$$

an der Maschinenwelle.

Da das Graben und Fahren nicht zu gleicher Zeit mit dem Schwenken stattfindet, arbeitet der Baggermotor allein auf das Schwenkwerk. Bei ungeschickter Führung könnte also der Baggermeister mit dem 75 HP Motor leicht einen vielfach grösseren Beschleunigungsdruck als den vorstehend ermittelten im Schwenkwerk erzeugen.

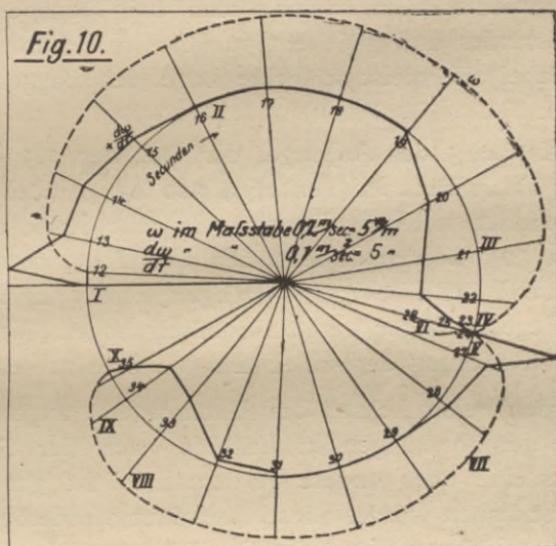
Die Schutzvorrichtungen gegen Ueberlastung des Schwenkwerkes sind daher für die Betriebssicherheit des Baggers von grosser Wichtigkeit.

Bei modernen Löffelbaggern begegnen wir denselben in doppelter Gestalt.

Zunächst befindet sich im Schwenkantrieb, meist auf der Maschinenwelle ein Wendegetriebe mit Reibungskuppelung von der im Baggerbau üblichen Bauart, und es ist neben demselben eine Bremsscheibe mit Bremsband angeordnet, welche das Schwenkwerk fest zu bremsen gestattet. Gleichzeitig wird aber der Zahnkranz auf dem Unterwagen nicht festgeschraubt, sondern drehbar gelagert. Da nun seine obere Stirnfläche den Laufkranz für die Laufräder des Oberwagens trägt, wird er durch Reibung entsprechend dem Eigengewicht des gesamten drehbaren Teiles in seiner Lage auf dem Unterwagen festgehalten. Das Arbeiten der

geschilderten Anordnung im Betriebe ist aus dem Verlauf der Kurven für  $\omega$  und  $\frac{d\omega}{dt}$  nach Fig. 10 deutlich erkennbar.

Zunächst beginnt der Bagger mit Maschinenkraft zu schwenken und ist nach etwa 5 Sekunden auf seine Höchstgeschwindigkeit gebracht; dann läuft er mit nahezu konstanter Geschwindigkeit weitere 5 Sekunden fort, wobei der Motor also nur die voraussichtlich geringen Reibungswiderstände zu überwinden hat. Schliesslich geschieht in etwa 4 Sekunden das Abbremsen der kinetischen



Energie: der Baggerführer zieht die Bandbremse an und stellt damit das Schwenkwerk gegen den Oberwagen fest, und der sprunghaft ansteigende Verzögerungswiderstand überwindet in der Regel bald den Reibungswiderstand des Zahnkranzes und zwingt ihn zum Schleifen auf der Lagerfläche des Unterwagens. Es ist wahrscheinlich, dass diesem Vorgange der steil abfallende Teil der Geschwindigkeitskurve III—IV<sup>1</sup> entspricht, auf welchen etwa 2 Sekunden Dauer entfallen. Dann löst der Baggerführer die Bremse und bringt den Bagger mit dem Rest seiner kinetischen Energie in die gewünschte Anschnittstellung.

Die den Punkten II—IV der Geschwindigkeitskurve entsprechenden Schwenkwinkel sind aus Fig. 10 zu entnehmen, wo

die Ordinaten der Kurven für  $\omega$  und  $\frac{d\omega}{dt}$  entsprechend den zugehörigen Schwenkwinkeln zu einem Vektordiagramm zusammengestellt sind.

Diesem Diagramm entnehmen wir auch, dass der Schleifbogen des Zahnkranzes III—IV im vorliegenden Falle etwa 480 m/m betrug. Bemerkt sei hierzu, dass bei diesem Bagger im Betriebe Schleifwege von 300—500 n/m beobachtet worden sind.

**Die Fahrwiderstände** sind bei dem Löffelbagger durchaus ähnlich den Widerständen, welche man bei Transportfahrzeugen gleichen Radstandes und gleicher Spurweite zu erwarten hat; nur muss man dabei die meist schlechte Lage des Baggergleises berücksichtigen.

Nach Kapitel 5 des Anhangs darf bei der 1,5 cbm Type ein mittlerer Fahrwiderstand von etwa 500 kg parallel zur Gleisachse angenommen werden. Da das Gewicht jenes elektrischen Baggers etwa 50 t beträgt ergibt sich der Fahrwiderstand  $n = 10 \text{ kg/t}$ , während bei Eisenbahnfahrzeugen etwa 3 kg/t gerechnet zu werden pflegen. Diesen verhältnismässig hohen Wert hat man jedenfalls auf Rechnung der schlechten Gleislage zu setzen.

Es werden beide Achsen des Unterwagens angetrieben, weil sonst infolge der überhängenden Last je nach der Stellung des Auslegers das eine oder andere Räderpaar nicht genügend Adhäsionsgewicht haben würde. Diese Anordnung fordert genaues Abdrehen der Laufkränze auf gleiche Durchmesser. Wenn die Durchmesserdifferenzen ein gewisses praktisch zulässiges Mindestmass überschreiten, dürfte sonst an Stelle der rollenden Reibung zwischen Schiene und Rad gleitende Reibung treten und damit in der Kupplung beider Triebachsen bei der 2 cbm Type ein Widerstand von etwa  $55000 \cdot 0,1 \cdot 0,5 = 2750 \text{ kg}$  bezogen auf den Laufkreis im Maximum auftreten können.

Naturgemäss werden derartige Kraftsteigerungen, abgesehen davon, dass die Räder dabei unrund werden, auch sonst durchaus unwirtschaftlich sein.

Bei der Werkstattausführung wird sich dieser Uebelstand leicht vermeiden lassen, indem auf das Abdrehen der Laufkränze genügende Sorgfalt verwendet wird.

Sollte sich aber im Betriebe ein stark ungleichmässiger Verschleiss etwa infolge vorwiegender Belastung der einen Triebachse einstellen, so ist der Konstrukteur demgegenüber ziemlich machtlos. Das im Eisenbahnbetriebe übliche rechtzeitige Nachdrehen der Laufkränze gekuppelter Räder ist hier mit erheblichen Schwierigkeiten verknüpft.

Als konstruktives Hilfsmittel dürfte hier nun eine Gleitkuppelung ähnlicher Bauart, wie die bei Portalbaggern übliche am Platze sein, die dann in die Kraftleitung zwischen dem Fahrtrieb und den beiden Triebachsen einzuschalten wäre. Dieselbe würde gleichzeitig in erwünschter Weise das Fahrwerk gegen zwecklose Ueberlastung schützen, wenn das Baggergleis verschüttet ist.

### **Wirtschaftliche Kritik der Betriebskosten.**

Die Aufwendungen für den motorischen Antrieb des Löffelbaggers sind bestimmt einerseits durch die Erzeugungskosten pro Energieeinheit andererseits durch den Energieverbrauch des Baggers.

Bezüglich der ersteren dürfen wir auf das auf Seite 30 ff. Gesagte verweisen. Allerdings dürfte der Oelkraftmotor, mindestens in seiner jetzigen Gestalt kaum im Stande sein, dem stark wechselnden Energiebedarf des Löffelbaggers in wirtschaftlicher Weise gerecht zu werden.

Der Energieverbrauch eines Löffelbaggers umfasst den Arbeitsbedarf für Graben und Heben, für Schwenken und Vorfahren.

Der Arbeitsaufwand für Graben und Heben verteilt sich seinerseits auf die eigentliche Grabarbeit zur Ueberwindung des Grabwiderstandes, die Hubarbeit des Löffelinhaltes, die Energieverluste im Löffelantrieb und schliesslich die Hubarbeit für den Löffel und einen Teil des Löffelstieles.

Die eigentliche Grabarbeit wird man bei homogenem Material der Schnittbreite, Schnittlänge und dem spezifischen Scheerwiderstande des Bodens proportional setzen, also :

$$Lg = k b l w$$

wobei die Konstante  $k$  von der Gestalt und dem Zustande des Löffelmessers abhängig ist.

Beispielsweise ergaben die Beobachtungen an einem elektrischen Braunkohlenbagger — vergl. Anhang Kap. 5.

$$k \cdot w \sim 16 \text{ kg/cm}$$

Bezeichnet ferner  $V$  den Löffelinhalt in cbm.,  $d$  die Spanstärke,  $b_0$  die Löffelbreite,  $h_0$  die Höhe des Löffeldrehpunktes,  $h$  die Baggerhöhe, so ist:

$$l = h_0 \text{ arc. cos. } (h_0 - h) / h_0$$

$$b \sim b_0 + d$$

$$V = b_0 d l = b_0 d h_0 \text{ arc. cos. } (h_0 - h) / h_0$$

In der Regel ist nun

$$V = b_0 d h_0 \frac{\pi}{2}$$

das heisst, der Löffel hebt bis in die horizontale Stellung.

Beispielsweise ist für die 2 cbm Type:  $b_0 \sim 1,2$ ,  $h_0 \sim 4,0$  metr.

$$\text{Also wird: } d = 2,0 / 1,2 \cdot 4 \pi / 2 = 0,266 \text{ metr.}$$

$$\text{und: } Lg = 4 \pi k w (0,27 + 1,2) / 2 = 9,2 k \cdot w$$

Der Arbeitsaufwand zum Heben des Löffelinhaltcs wird:

$$Lh = 2000 \cdot s \cdot h / 2 \sim 2000 \cdot 1,5 \cdot 4 / 2 = 6000 \text{ kg metr.}$$

mit  $s = 1,5 \text{ kg / Ltr.}$

Als Energieverluste im Löffelantrieb kommen in Frage:

1. die Arbeitsverluste im Windenvorgelege, dessen Wirkungsgrad man bei der üblichen Bauart zu  $\eta_1 = 0,9$  wird ansetzen können,
2. die Arbeitsverluste im Flaschenzug. Letztere würden bei vierfacher Uebersetzung nach „Ernst“, „Hebezeuge“ — Seite 57 mit etwa 15% ausreichend berücksichtigt sein. Im Hinblick auf den ungünstigen Einfluss des Staubes auf die Reibungsvorgänge soll  $\eta_2 \sim 0,75$  angenommen werden.

Hiernach ergibt sich die gesamte Arbeitsaufnahme des Löffelantriebes zu:

$$\begin{aligned} L &= (Lg + Lh) / \eta_1 \eta_2 \\ &= [k w (b_0 + d) h_0 \text{ arc cos } (h_0 - h) h_0 + V \cdot s \cdot h / 2 \\ &\quad + \Sigma g h'] / 0,9 \cdot 0,75 \end{aligned}$$

wenn  $g$  und  $h'$  die zusammengehörigen Eigengewichte des Löffels und seiner Zubehörteile beziehungsweise die Hubhöhen ihrer Schwerpunkte bezeichnen.

Das Grössenverhältniss der einzelnen Arbeitswerte möge durch die nachstehend wiedergegebenen bezüglichlichen Zahlenwerte für die 2 cbm Type zum Ausdruck gebracht werden.

Bei der Berechnung derselben wurde vorausgesetzt:

$$h = h_0 \approx 4\text{m und } k \cdot w = 16 \text{ kg/cm}$$

$$\alpha) k w \cdot (b_0 + d) \cdot h \text{ arc cos } (h_0 - h) h_0 = 1600 \cdot 1,5 \cdot 4 \pi \cdot 2 \cdot 75 =$$

200 HP	pro Hub
$200/12 = 16,7$ HP/Sec.	

$$\beta) V s h^2 = 2000 \cdot 1,5 \cdot 4/2 \text{ m kg} \quad . \quad . \quad 80 \text{ HP} \quad . \quad . \quad \text{pro Hub}$$

$80/12 = 6,66$ HP/Sec.
------------------------

$$\gamma) \Sigma g h'$$

Löffel: $4 \cdot 2500 \text{ kg}$	$. \quad . \quad . \quad . \quad .$	134 HP	pro Hub
		$134/12 = 11,2$ HP/Sec.	

Löffelstiel: $3,4 \cdot 1600 = 5450 \text{ m kg}$	$= 72,5 \text{ HP}$	pro Hub
	$72,5/12 \approx 6 \text{ HP/Sec.}$	

---

Sa. ca. 487 HP	pro Hub
----------------	---------

$\approx 40,0$ HP	/Sec.
-------------------	-------

Energieverluste im Löffelantrieb	}	$\approx 0,33 \cdot 1,33 \cdot 487 = 213 \text{ HP}$	pro Hub
			$\approx 18 \text{ HP}$

---

Sa. 700 HP	pro Hub
------------	---------

Demnach beträgt:

a) die Grabarbeit pro Hub	$. \quad . \quad .$	200 HP, ca. 29 %
---------------------------	---------------------	------------------

b) die Hubarbeit des Fördergutes		80 HP, ca. 11 %
----------------------------------	--	-----------------

c) die Hubarbeit der Eigengewichte		207 HP, ca. 30 %
------------------------------------	--	------------------

d) Reibungsverluste im Triebwerk		213 HP, ca. 30 %
----------------------------------	--	------------------

---

700 HP,	100 %
---------	-------

Der Energieverbrauch beträgt hiernach pro 1 cbm Förderung während der Hubperiode:

$$700/2 = 350 \text{ HP/sec.} = 0,0715 \text{ KW Std.}$$

Obige Zahlenwerte zeigen, dass von dem gesamten Energieverbrauch der Hubperiode nur etwa 40 % auf die eigentliche Nutzarbeit entfallen, während abgesehen von den unvermeidlichen Verlusten im Triebwerk, etwa 30 % auf das Heben der Totlast verwandt werden.

Der letztere Betrag lässt sich nur durch Verminderung der Konstruktionsgewichte verkleinern, also durch geschickte Material-

ausnützung und sparsames Dimensionieren. Wahrscheinlich ist jedoch, dass man auf dem Wege des Versuches hier bereits an die Grenze des Erreichbaren gelangt ist. Bemerket sei noch, dass ein Teil dieser Energie zur Beschleunigung des Löffels vor dem Ansetzen und zur Erzeugung des Anstelldruckes im Sinne des Arbeitsprozesses nutzbringend verwandt wird.

Der Arbeitsaufwand des Löffelbaggers während der Schwenkperiode hat zu bestreiten:

1. die Beschleunigungsarbeit für den drehbaren Teil, welche später durch Abbremsen zerstört wird,
2. die gleitende Reibung im Schwenkwerk,
  - „ „ „ „ Königszapfen des Oberwagens,
  - „ rollende „ „ der Laufräder des Oberwagens.

Die Reibungsverluste im Schwenkwerk wird man bei normaler Ausbildung mit etwa 25<sup>0/10</sup> in Rechnung stellen müssen.

Die Arbeitsverluste infolge gleitender Reibung am Königszapfen sind abhängig von dem Zustand der Gleitfläche und von dem Anpressungsdruck.

Der letztere rührt einerseits von der Schleuderkraft der rotierenden Massen, andererseits von dem in der Vertikalebene wirkenden Kippmoment her. Beide Kräfte werden jedoch gleichzeitig von dem Königszapfen und der Fahrbahn der Drehscheibenräder aufgenommen, und die Verteilung lässt sich rechnerisch kaum vorausbestimmen.

Darum soll auf die Ableitung eines Ausdruckes für diesen Arbeitsbetrag verzichtet werden.

Seine voraussichtliche Grösse wird sich später als Differenzwert der tatsächlich im Betriebe aufgenommenen Energie und der übrigen Arbeitsverluste bestimmen lassen. Die rollende Reibung der Drehscheibenränder einschl. deren Achsschenkelreibung ergibt sich aus dem Durchmesser des Laufkranzes  $D$  demjenigen der Laufräder  $D_1$ , und dem Durchmesser der Achsschenkel  $d$  zu:

$$D_1 R/2 = Q \mu d/2 + Q\delta$$

$$\mu = 0,1, \delta = 0,08$$

$$D_1 R/2 = Q (0,05 d + 0,08) = Mr$$

$$Mr = 400 (0,3 + 0,08) = 153 \text{ mkg.}$$

Für die gesamte Energieaufnahme des Schwenkwerks während einer Schwenkperiode steht ein gemessener Wert allerdings nicht zur Verfügung. Man kann dieselbe jedoch auf Grund des beobachteten Schleifweges und der Winkelgeschwindigkeit zu Beginn des Schleifens, wie folgt, schätzen: Bei 500 mm Schleifweg und  $\omega = 0,388$  m/sec wird die Bremsarbeit:

$$L_s = Q \mu_{0,5} = 40000 \cdot 0,3 \cdot 0,5 = 6000 \text{ m kg.}$$

Hiervon entfallen auf die Abbremsung der kinetischen Energie:

$$0,5 \cdot J \omega^2 \cdot 0,5 = 70000 \cdot 0,388^2 = 5250 \text{ m kg.}$$

Also bleiben für die Reibungsarbeit am Königszapfen: 750 m kg, und es wird die gesamte Schwenkarbeit:

$\frac{1}{2} J \omega^2$	5250 m kg.
Reibungsarbeit an der Drehscheibe $M_r \cdot \pi =$	2300 „ „
Reibungsarbeit am Königszapfen $750 \cdot D\pi/0,5 \cdot 2 =$	5650 „ „
	Sa. 13200 m kg.

$$L_s = 13200/\eta = 13200/0,75 \cdot 75 = 230 \text{ HP.}$$

Für das Zurückschwenken mit leerem Löffel sind nahezu die gleichen Arbeitsaufwendungen zu erwarten, weil mit der Verringerung von  $J$  eine Vergrößerung von  $\omega$  eintritt und das Gewicht des Löffelinhalt klein im Verhältnis zum Gesamtgewicht des drehbaren Teiles ist.

Der Arbeitsaufwand für das Verfahren des Löffelbaggers hat zu decken:

die Energieverluste im Fahrwerk

„ „ infolge der Achsschenkel- und rollenden Reibung an den Triebrädern.

Den Wirkungsgrad des Fahrtriebes zwischen Maschinenwelle und Triebrädern wird man bei Einmotorenbaggern, also bei Antrieb des Fahrwerks durch den Hauptmotor mit  $\eta = 0,7$  einzusetzen haben.

Die rollende und Achsschenkelreibung ermittelt sich nach der Formel:  $R_v = 2 Q (\mu d/2 + \delta) v/D$ , worin  $D$  den Laufkranzdurchmesser,  $d$  den Achsschenkelradius bedeutet.

Für die 2 cbm Type wird hiernach:

$$L_f = 0,30 L_f + 55000 (0,1 \cdot 12 + 2 \cdot 0,05) 2/60 = 3200 \text{ mkg} = 42,5 \text{ HP}$$

Nach den bisherigen Ermittlungen erfordert also ein Löffel-  
spiel der 2 cbm Type an Energie :

1. Für Graben und Fördern	58 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	700 HP = 0,143 KWStd.
2. „ Ausschwenken	19 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	230 „ = 0,047 „
3. „ Zurückschwenken	19 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	230 „ = 0,047 „
4. „ Verfahren pro Spiel im Mittel 2 m weit	4 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	40 „ = 0,008 „
		Sa. 100 <sup>0</sup> / <sub>0</sub> 1200 HP = 0,245 KWStd.

Nehmen wir den Wirkungsgrad des Elektromotors mit Rück-  
sicht auf die schwankende Belastung und die zu erwartenden  
Energie verzehrenden Stromstöße zu  $\approx 0,6$  an, so erfordert also  
1 cbm Förderung hiernach :

$$0,245/2 \cdot 0,6 = 0,20 \text{ KWStd.}$$

Im Vergleich mit dem spezifischen Energiebedarf des Eimer-  
baggers von 0,24 KWStd./cbm bei mittlerem Boden ist dieser  
Wert überraschend gering. Ein gemessener Energiewert aus deut-  
schen Löffelbaggerbetrieben war nicht zu erlangen; doch stehen  
die errechneten Arbeitswerte in guter Uebereinstimmung mit den  
in Kap. 5 des Anhanges wiedergegebenen beobachteten Momentan-  
werten der Energieaufnahme und dürfen daher wenigstens als gute  
Annäherungswerte betrachtet werden.

Ueber die direkte Messung des Energiebedarfes eines Löffel-  
baggers finden sich Angaben aus einem amerikanischen Betriebe  
im „Electr. Railw. JI.“, Jahrgang 1909 — Seite 156 ff.

Diese Messungen erfolgten jedoch ebenfalls nicht unmittelbar  
mittelst Wattmeter, sondern auf Grund von Strom- und Spannungs-  
ablesungen, über deren Art und Zahl keine genaueren Angaben ge-  
macht werden. Die elektrische Anlage des Baggers besteht aus 3  
Motoren von 75, 30, 30 HP je für Graben, Schwenken und Vor-  
stossen. Es kam Gleichstrom von 600 Volt zur Verwendung.

Der Abtrag bestand aus zähem Ton, Kies und Sand.

Der spezifische Energiebedarf wird zu 0,40 KWSt./cbm an-  
gegeben. Dieser ausserordentlich hohe Arbeitsbedarf dürfte sich  
zum Teil daraus erklären, dass die Beschaffenheit des Fördergutes  
die Förderung, insbesondere wohl den Füllungsgrad sehr ungünstig  
beeinflusste, wie ausdrücklich hervorgehoben wird.

## Aufwendungen für Arbeitslöhne.

Zur Bedienung des Löffelbaggers sind erforderlich :

1. Ein Baggerführer, der mittelst der auf seinem Stande zusammengeführten 7 Steuerhebel das Graben, Schwenken und Fahren des Baggers bewirkt,
2. Ein Klappenzieher, welcher die Vorstossmaschine und die Löffelklappe zu bedienen hat,
3. Ein Heizer für die Bedienung des Dampfkessels.

Letzterer wird naturgemäss bei elektrischen Baggern entbehrlich. Auch den Klappenzieher sucht man bei elektrischem Antriebe namentlich bei den kleineren Typen zu ersparen und seine Funktionen dem Baggerführer zu übertragen. Jedoch wird dieses wohl nur auf Kosten der Manövriergeschwindigkeit des Baggers möglich und darum nur dort wirtschaftlich sein, wo beispielsweise mit Rücksicht auf die Leistungsfähigkeit der Transportanlage der Bagger nicht voll ausgenützt werden kann; denn bei der heutzutage üblichen Ausbildung und Wirkungsweise der Steuerhebel erfordert schon die Steuerung der Grab- und Schwenkoperationen von dem Baggerführer ein recht bedeutendes Mass von Aufmerksamkeit und physischer Arbeit, während der Klappenzieher namentlich durch die Bedienung der Löffelklappe reichlich in Anspruch genommen wird.

Wenn man sich aber entschliesst, für stationäre Löffelbaggerbetriebe, bei welchen ein Wechsel in der Betriebskraft nicht zu erwarten ist, bei dem Antrieb und der Steuerung des Baggers die Vorzüge der Elektrizität voll zur Geltung zu bringen, wenn man also, wie bei Hebezeugen, die Kuppelungen und Bremsen elektrisch betätigen und nicht nur die Grab- und Fahrbewegung sondern auch den Löffelantrieb durch je einen Motor gesondert bewirken würde, liesse sich wohl die Bedienung des Löffelbaggers so vereinfachen, dass sie allein von dem Baggerführer bewirkt werden kann.

Die im Löffelbaggerbetriebe erforderlichen **Hilfsarbeiten** beschränken sich ausschliesslich auf die Verlegung des Baggergleises, da die Herstellung des Planums und die Fortschaffung grösserer Steine oder sonstiger Hindernisse in rationeller Weise durch den Löffelbagger selbst ausgeführt werden kann.

Was das Gleisrücken anbetrifft, so stellen sich die Lohnkosten pro lfdm. Gleis und pro 1 m Querverschiebung bei gleichen Bodenverhältnissen ebenso wie bei dem Eimerbaggerbetriebe, solange es sich um Seitenentnahme handelt und der Löffelbagger an dem Zuge entlang fahrend denselben beladet.

Bei Schlitzarbeit wird es allerdings im allgemeinen vorteilhaft sein das schrittweise Vorstrecken des Baggergleises durch den Bagger selbst — als Kran — ausführen zu lassen, indem die zurück liegende Gleislänge abgebunden, in Ketten von der Hubwinde angehoben und vor den Bagger gebracht wird.

Das Vorschieben langer Baggergleise auf maschinellm Wege wird verhältnismässig leicht durch den Löffelbagger selbst ausführbar sein, sobald man durch geeignete Hilfseinrichtungen, beispielsweise durch einen in der Gleisachse auf den Schwellen festgeschraubten Träger und eine dessen Flansh umfassende mit Laufrollen ausgerüstete Greifklaue mittelst der Hubwinde das Gleis stetig lüftet und gleichzeitig beim Vorfahren des Baggers zur Seite schiebt indem man den Ausleger entsprechend schräg zur Gleisachse stellt.

Die zusätzlichen Anlagekosten einer solchen Anordnung dürften nicht bedeutend sein. Da jedoch der Löffelbagger während des Gleisrückens nicht fördert, müssten die gesamten von der Zeit abhängigen Betriebskosten und ein vielleicht nicht unbedeutender Energieaufwand in Anrechnung gebracht werden. Spezialmaschinen nach Art eines fahrbaren Drehkrans gebaut wurden nach einer Veröffentlichung in — Eng. News, 13/6 07, S. 635 beim Bau des Panama-Kanals in ähnlicher Weise zum Gleisverschieben benutzt, wobei jede Gleislänge in Ketten an den Kran gehängt und verschoben wurde. Dort will man bei Anwendung der Maschine eine Ersparnis von etwa 95 % gegenüber Handarbeit erzielt haben —

Bei der späteren Ermittlung der gesamten Betriebskosten soll das Gleisrücken von Hand vorgesehen werden, und es muss noch festgestellt werden, wieviel cbm Bodenförderung dem Löffelbagger bei gegebener Gleislänge pro 1 m Querverschiebung erreichbar werden.

Uebrigens wird durch Nachstürzen von Bodenmassen je nach Bodenart und Terrainverhältnissen dieser Wert nicht unwesentlich verändert.

Nach Angaben aus der Praxis wird die erreichbare Abtrags-  
höhe zu etwa  $1,5 h_0$  angenommen werden können, wenn  $h_0$  wie  
bisher die Höhe des Löffeldrehpunktes über Schienenoberkante  
bedeutet.

Alsdann wird das mit dem Löffel erreichbare Bodenquantum  
 $Q_0$  pro 1 m Querverschiebung des Baggergleises und pro lfdm  
Gleislänge:

$$Q_0 = 1,5 h_0 \cdot 1^2 \text{ cbm}$$

also bei 1 metr. Länge des Baggergleises

$$1 Q_0 = 1,5 \text{ l } h_0 \text{ cbm.}$$

Bei Seitenentnahme und kurzem Baggergleis ist unter sonst  
gleichen Bedingungen pro lfdm. vorgestrecktes Gleis:

$$Q_0 = h_0^2 \left( \frac{\pi}{4} + 0,5 \right) \approx 1,25 h_0^2$$

Dann ist aber eine Lokomotive zum Vorziehen des Transport-  
zuges während des Baggerns erforderlich.

### **Aufwendungen für Reparatur und Ersatz verschlissener Teile.**

Die dem Löffelbagger eigentümlichen Schutzvorrichtungen  
gegen Ueberlastung der Triebwerke wurden bereits bei Erörterung  
der am arbeitenden Bagger angreifenden Kräfte besprochen, und  
über die tatsächlichen Reparaturkosten hervorgerufen durch Ver-  
schleiss lässt sich aus deutschen Baggerbetrieben schon deshalb  
kein Erfahrungsmaterial beibringen, weil neben ihrer verhältnismässig  
kurzen Betriebsdauer dieselben meist keinen gleichbleibenden An-  
strengungsgrad aufweisen und das Baggerpersonal selten so einge-  
arbeitet sein wird, dass man sachgemässe Behandlung bei voller  
Ausnutzung des Apparates voraussetzen kann. Die in der Fach-  
literatur zu uns gelangenden Angaben über englische und ameri-  
kanische Löffelbaggerbetriebe reichen aber zur Beurteilung dieser  
Frage nicht aus.

Nach übereinstimmenden Angaben von Unternehmern und  
Baggerfabrikanten scheinen jedoch bei dem in deutschen Betrieben  
vorliegenden Anstrengungsgrade und bei leichtem bis mittelschwerem  
Boden die Reparaturkosten gering zu sein.

Bei felsigem Material dagegen wird man mit hohen Reparatur-  
kosten und kurzer Lebensdauer des Löffelbaggers rechnen müssen.

Als oberen Grenzwert wird man in dieser Beziehung die Reparaturkosten ansehen dürfen, welche nach Eng. Record, 1908, S. 259 und Contag, S. 66 bei Verwendung von Dampfschaufeln für Arbeiten am Culebra-Einschnitt des Panama-Kanals festzustellen waren.

Danach ergaben sich pro 1 cbm Förderung auf deutsche Lohnverhältnisse umgerechnet etwa 6 Pfg., wobei man sachkundige Behandlung aber auch rücksichtslose Ausnutzung der Apparate annehmen darf und schwerer Felsboden durchsetzt von Lavaflüssen zu graben war. Bemerkenswert ist ferner, dass man dort bei den eigens für jene Arbeit erbauten und besonders schwer konstruierten Bucyrus-Schaukeln von vorneherein nur mit einer ununterbrochenen Betriebsdauer von 8—12 Wochen rechnete, nach welcher Zeit die Schaukeln zur Generalreparatur in die Werkstatt kamen. Nach jenem Bericht waren überdies diese Werkstattreparaturen oft so umfangreich, dass sie einer teilweisen Erneuerung gleichkamen.

### **Zusammenstellung der gesamten Betriebsausgaben bei Bodenförderung durch Löffelbagger.**

Am Schlusse der Betrachtung über die wirtschaftlichen Eigenarten des Löffelbaggers soll in gleicher Weise wie bei Besprechung der Eimerbagger eine Zusammenstellung aller direkten und indirekten Betriebsunkosten des Löffelbaggers das Grössenverhältnis dieser Ausgaben und ihre Abhängigkeit von der Baggergrösse zum Ausdruck bringen.

Da sowohl die Gruppierung als auch die graphische Darstellung dieser Ausgabeposten in ganz der gleichen Weise wie bei den Eimerbaggern erfolgt, darf auf das auf Seite 48 ff. hierüber Gesagte verwiesen werden.

Die Einzelwerte, auf welchen sich die graphische Darstellung aufbaut, finden sich in Kapitel 6 des Anhanges.

Wie bei den Eimerbaggern wurde die Länge des Baggergleises bei Ermittlung der Anlagekosten ebenfalls zu 300 m angenommen. Diese Annahme mag befremdlich erscheinen und bedarf daher der Begründung, zumal in der Literatur vielfach bei Rentabilitätsberechnungen für Löffelbaggerbetriebe die Aufwen-

dungen für das Baggergleis und das Rücken des Gleises überhaupt fortgelassen oder doch sehr gering angesetzt werden.

Sehen wir zunächst von der Schlitzbaggerung ab, bei welcher ja das Baggern auf kurzem Gleise bzw. das schrittweise Vorstrecken die einzige Arbeitsmöglichkeit darstellt, weil der Löffelbagger hierbei im Vergleich zu dem Eimerbagger zu ungünstig gestellt wäre, so bleibt die Seitenentnahme. Hier kann der Bagger entweder auf langem Gleise arbeitend an dem stillstehenden Zuge entlang fahrend ihn beladen, oder aber er gräbt von einem kurzen Gleisstück aus, das mit Arbeitsfortschritt stetig vorgestreckt wird, und ladet, indem der Zug entsprechend an ihm vorbeigezogen wird.

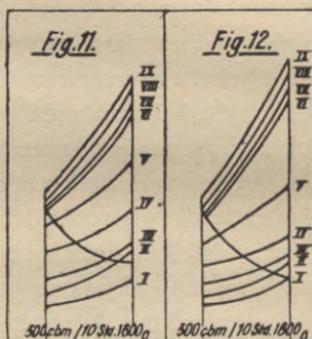
In vielen Fällen werden beide Betriebsanordnungen möglich aber meist nicht gleich wirtschaftlich sein.

Bei Anwendung eines kurzen Gleises verringern sich die Anlagekosten für das Gleis, und es wird behauptet, dass bei dieser Betriebsweise auch die Gleisrückekosten in der Regel kleiner ausfallen. Demgegenüber sind die gesamten Betriebskosten für die Rangierlokomotive nebst Personal in Anrechnung zu bringen, und es wird ganz von den Betriebsverhältnissen abhängen, welche Anordnung im gegebenen Falle die wirtschaftlichere ist. Hierzu kommt, dass die Mehrzahl der Löffelbaggerbetriebe, die dem Verfasser durch Augenschein oder aus Abbildungen bekannt geworden sind, soweit es sich um Seitenentnahme handelte, mit durchgehendem Baggergleise arbeiteten.

Die Länge des Baggergleises wird man in der Regel der Länge des Abtrages gleich wählen. Will man also für diese Betriebskostenermittlungen für Eimer- und Löffelbagger gleiche Arbeitsbedingungen zu Grunde legen, wobei allerdings vorzusetzen ist, dass der Abtrag sowohl durch Tiefbaggerung als auch durch Hochbaggerung von der Grube der Bausohle aus erfolgen kann, so muss man auch dieselbe Länge des Baggergleises voraussetzen, und kann dieses auch ohne allzu grosse Benachteiligung der kleinen Löffel-Baggertypen tun, weil bei reichlicher Gleislänge das Arbeitsvermögen der Gleisrucker sich wird besser ausnutzen lassen und hierdurch ein Teil der Mehrkosten für Verzinsung und Amortisa-

tion der Gleisanlage ausgeglichen werden dürfte. In den Diagrammen Fig. 11 und 12 stellen dar die Ordinaten:

- o—I die Aufwendungen für Verzinsung und Amortisation des Baggers ohne Motor mit 25 % einschl. 10 % Reparaturkosten
- I—II desgleichen für den Baggermotor bei Dampfantrieb mit 25 % bei elektrischem Antrieb mit 20 %
- II—III desgl. für das Baggergleis mit 25 %
- III—IV die Lohnkosten für das Baggerpersonal
- IV—V die Lohnkosten für die Hilfsmannschaft
- V—VI die Aufwendung für Brennstoff bzw. Betriebsenergie
- VI—VII desgl. für Schmier- und Putzmaterial
- VII—VIII die einmaligen Kosten für Montage und Demontage des Baggers bei einjähriger Betriebsdauer
- VIII—IX desgl. für Verlegen und Aufnehmen des Baggergleises.



Der Kohlenbedarf musste auf Grund einiger Betriebsbeobachtungen proportional der Förderung angenommen werden. Ebenso standen für den Energiebedarf des elektrischen Baggers nur die Angaben aus einem amerikanischen Löffelbaggerbetriebe zur Verfügung, und es musste ebenfalls proportional der Förderung derselbe mit 0,3 KWStd./cbm. angenommen werden. Daher konnte der Einfluss der Motorgröße — insbesondere bei Dampfantrieb — auf den spezifischen Energieverbrauch nicht zur Geltung gebracht werden. Sollte nun, wie nach den früheren rechnerischen Ermittlungen zu vermuten ist, der Energieverbrauch des elektrischen Löffelbaggers bei wirtschaftlichster Gestaltung der Motoranlage, wesentlich geringer ausfallen, als angenommen wurde, oder aber

der Preis für elektrische Energie 0,10 M. / KW Std., wie angenommen wurde, beträchtlich unterschreiten, so dürfte der elektrische Löffelbagger auch bei den grösseren Typen dem Dampfbagger wirtschaftlich überlegen sein können, während er unter den gemachten Voraussetzungen infolge der hohen Energiekosten nur bei den kleineren Typen etwa von der 2 cbm Type abwärts wirtschaftlicher erscheint.

### Grundsätzliche Eigenschaften des Löffelbaggers und sein Verwendungsgebiet.

Der Löffelbagger, dessen konstruktive Eigenarten und Betriebseigenschaften in den vorausgegangenen Abschnitten im einzelnen wirtschaftlicher Kritik unterworfen wurden, hat mit dem früher betrachteten Eimerbagger kaum mehr als die Aufgabe maschineller Bodenförderung gemeinsam. So ist besonders der Arbeitsprozess des Löffelbaggers ein ausgesprochen diskontinuierlicher, während bei dem Eimerbagger das Graben und Fördern sich durchaus stetig vollzieht. Demgegenüber stellt der erstere ein ungemein einfaches Gerät dar, welches, wie wir gesehen haben, bedeutende Grabwiderstände wesentlich leichter aufzunehmen vermag als die vierteilige Eimerkette des Eimerbaggers. Bedingt ist ebensowohl die Einfachheit des Arbeitsorganes als auch dessen diskontinuierliche Arbeitsweise durch die Anwendung eines einzigen Grabgefässes und einer Winde als Antriebsorgan.

Der Transport des gegrabenen Bodens durch Schwenken würde dagegen ohne Beeinträchtigung der gekennzeichneten Vorzüge des Löffelbaggers auch in anderer Form möglich sein. Doch darf man dabei auf die unter Umständen sehr wertvolle Möglichkeit der Verwendung des Löffelbaggers als Drehkran nicht verzichten.

Wie bereits an früherer Stelle hervorgehoben wurde, würde eine Ausgestaltung des Löffelbaggers in diesem Sinne wohl geeignet sein, seine verhältnismässig geringe Förderleistung im Vergleich zu den Anschaffungskosten wesentlich zu verbessern.

Zunächst sei darauf hingewiesen, dass nach einer Veröffentlichung in den Eng. News, — Jahrgang 1907 S. 277 — diese Aufgabe bereits eine praktische Lösung gefunden hat. Nach jener Ver-

öffentlichung wurde zur Freilegung eines Kohlenfeldes beziehungsweise zur Beseitigung einer ca. 13 m hohen Schicht bestehend aus Schiefer, Kies und Ton ein Löffelbagger in Verbindung mit einem Gurtttransporteur gebaut. Bezüglich der Konstruktionseinzelheiten sei hervorgehoben, dass mit Rücksicht auf die unebene Oberfläche der Kohle sowohl die 4 Radgestelle selbst, als auch der Unterbau des Baggers auf diesen durch Traverse und Drehzapfen gelenkig abgestützt sind, sodass stets die Stützung in drei Punkten erfolgen kann. Das Baggergut passiert zwischen Löffel und Transporteur zwei Schütttrichter, die dessen gleichmässige Verteilung besorgen. Die Länge des Transporteurs beträgt ca. 36 m, der Löffelinhalt ca. 1,5 cbm. Der Ausleger ist wie bei einer Bucyrus-Schaufel beschränkt drehbar angeordnet.

Leider sind Einzelangaben über Betriebsergebnisse nicht vorhanden, sodass die wirtschaftlichen Eigenschaften sich nicht beurteilen lassen.

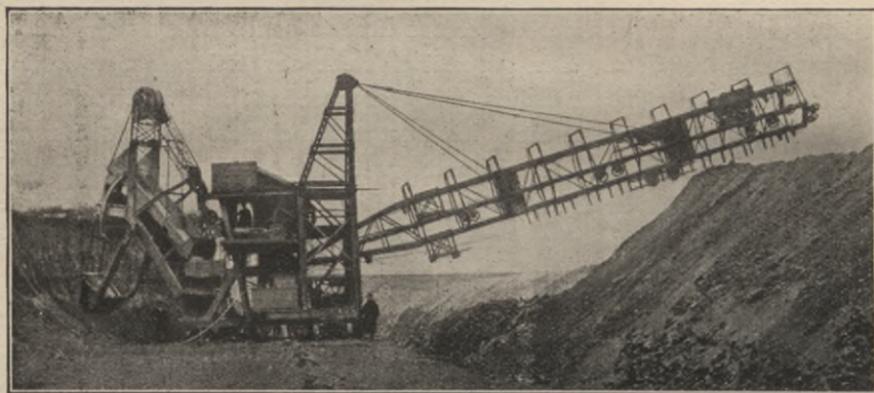


Abb. 8.

Das gleiche Prinzip finden wir in Whitakers Dampfschaufel mit Transporteur verkörpert. Eine ausführliche Beschreibung nebst Bild findet sich in „the Engineer“, vom 20./5. 10 — Seite 522. — Das letztere ist in Abb. 8 in verkleinerten Masstabe wiedergegeben und zeigt die Konstruktion des Baggers und seine Arbeitsweise.

Nachdem das Graben in der üblichen Weise erfolgt ist und der Löffel mit seiner Bodenfläche in die Ebene der festen Rinne im Ausleger gelangt ist, wird durch einen Anschlag die rück-

wärtige senkrechte Wand des Löffels, die als Klappe ausgebildet ist, entriegelt, und das Grabgut rutscht im Ausleger herab in den Transporteurwagen am unteren Ende der Rinne; dieser fährt, gezogen von dem Schleppseil einer Winde, auf dem Ausleger des Transporteurs herauf, während gleichzeitig ein zweiter Wagen herabkommt. Öffnen und Schliessen der Wagenklappen erfolgt automatisch an beliebiger Stelle durch entsprechend ausgebildete Anschläge

Bezüglich der Wirtschaftlichkeit dieser Maschine behaupten die Fabrikanten, dass dieselbe mit 2 Baggerführern und 4 Handlangern gleichviel zu leisten vermag wie 70 Erdarbeiter.

Ferner wird angegeben, dass die Bodenförderung einschliesslich Einebenen für etwa 21 Pfg. pro 1 cbm einschl. Unternehmergewinn sich ausführen liess. Der Abtragsboden bestand aus hartem, blauem Fels und schwerem Ton, und es wurden für Verzinsung und Amortisation 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub> für Instanderhaltung pro Jahr 1000 *M* eingestellt.

Vergleicht man die angegebenen Förderkosten mit den für Kreide in der Praxis bei Eimerbaggerbetrieb angenommenen von 21—28 Pfg., so erweist sich ein solcher Transporteur-Löffelbagger als ein recht wirtschaftlich arbeitender Apparat, vorausgesetzt allerdings, dass jene Leistungsangaben genügend zuverlässig sind.

Jedenfalls ersieht man aus solchen Versuchen, dass das Bedürfnis vorliegt, dem Löffelbagger neben seiner Unverwüstlichkeit eine grössere Leistungsfähigkeit zu verschaffen, und dass der konstruktiven Lösung dieser Aufgabe keine besonderen Schwierigkeiten entgegenstehen.

### **Die Elektrizität als Betriebskraft für Trockenbagger.**

Die rationelle Anwendung der Elektrizität als Betriebskraft bei Trockenbaggern verlangt naturgemäss eine solche Anordnung des elektrischen Antriebes, dass die ihm eigentümlichen Vorzüge voll zur Geltung kommen können. Und es muss daher Aufgabe dieser Betrachtungen sein, zu ermitteln, wie sich die bekannten Eigenarten des elektrischen Antriebes mit den Erfordernissen des Trockenbagger-Betriebes in vorteilhaftester Weise in Einklang bringen lassen.

Die speziell für den elektrischen Antrieb wichtigen Anforderungen, welchen der Baggermotor zu genügen hat, lassen sich etwa in den folgenden Stichworten kurz zusammenfassen.

1. Schwankungen im Energiebedarf von 0 bis zu der höchst erreichbaren Motorleistung und entsprechende, vielfach nahezu plötzlich auftretende Aenderungen des Arbeitswiderstandes.
2. denkbar ungünstigste Arbeitsbedingungen für die Triebwerke insbesondere infolge der unvermeidlichen Staubeentwicklung und der schwierigen Schmierung, sowie wegen der auftretenden Stosskräfte.
3. Die Arbeits- und Schalt-Widerstände greifen wie bei Hebezeugen an räumlich entfernt liegenden Punkten des Apparates an, die speziell bei Löffelbaggern ausserdem relativ zu einander in Bewegung sich befinden.
4. Ebenfalls speziell bei Löffelbaggern folgen die einzelnen Arbeits- und Schaltvorgänge in längstens 60 Sekunden periodisch aufeinander. Doch wird diese Aufeinanderfolge bis jetzt wenigstens nicht automatisch bewirkt, sondern durch das Eingreifen des Baggerführers.

Hieraus ergibt sich als weiteres Erfordernis eine leicht und einfach zu bedienende, schnell wirkende Steuerung bezw. Umsteuerung der Schalt- und Arbeitsbewegungen.

5. Die Geschwindigkeit aller Schalt- und Arbeitsbewegungen ist so gering, dass die Umlaufzahl des Motors durch Zwischengetriebe sehr bedeutend vermindert werden muss.

Wie verhält sich nun der Elektromotor diesen Betriebserfordernissen gegenüber?

Es sei zunächst hervorgehoben, dass die Wahl der Stromart — Gleich- oder Wechselstrom — und der Netzspannung hier nicht zur Diskussion steht, weil der Baggerkonstrukteur darauf meist keinen Einfluss haben wird, vielmehr sich mit der verfügbaren Form elektrischer Energie abfinden muss.

Die Schwankungen im Arbeitsbedarf und die stossweise auftretenden Aenderungen in der Grösse der Arbeitswiderstände zwingen zur Anwendung reichlich grosser Motortypen, damit dieselben ohne Beschädigung die recht bedeutenden Stromstösse zu

ertragen vermögen. Das bedingt wieder erhöhte Anlagekosten und schlechteren Wirkungsgrad bei normaler Belastung.

Allerdings lassen sich allzu plötzliche Kraftschwankungen, wie bei Dampfbaggern, durch Ueberlastungs- bzw. Reibungskuppelungen von dem Motor fernhalten. Solche Ueberlastungskuppelungen allein sind jedoch nicht so zuverlässig, dass man dann im Vertrauen auf ihre Wirksamkeit auf die Anwendung reichlich starker Motoren verzichten könnte.

Bei Gleichstrom wird man deshalb auch dem Hauptstrommotor den Vorzug geben, falls nicht die Möglichkeit völliger Entlastung und damit die Gefahr des Durchgehens vorliegt, wie bei Vorschaltung einer Reibungskuppelung mit Auslösung durch den Baggerführer.

Dem ungünstigen Einfluss der Staubentwicklung kann man durch entsprechende Einkapselung der Elektromotoren, allerdings auf Kosten der Ventilation begegnen; und durch Einzelantrieb der einzelnen Arbeits- und Schaltorgane lässt sich die Anwendung ausgedehnter Transmissionen und mehrfacher Getriebe umgehen.

Die Geschwindigkeitsreduktion selbst kann allerdings nicht entbehrt werden. Jedoch wird man hierzu ein gut gekapseltes und in Oel laufendes Getriebe mit starker Uebersetzung, wie beispielsweise das Grisson-Getriebe, verwenden können.

Die weitere Forderung einer schnell wirkenden und leicht zu bedienenden Steuerung kann bei elektrischem Antrieb in vollem **Umfange** erfüllt werden.

Freilich ist der untere Grenzwert für die zum Umsteuern notwendige Zeit nicht sowohl durch die Steuerung und den Kraftaufwand zu ihrer Bedienung als vielmehr durch die dabei auftretenden Stromstösse in den Wicklungen des Motors gegeben.

Leider liessen sich bezüglich Grenzwerte für die hier in Frage kommenden Motorgrössen nicht beschaffen. Indessen ist zu erwarten, dass bei vollständiger Umsteuerung, wie sie bei dem Schwenk- und Vorstossmotor des Löffelbaggers erforderlich wird, der **Zeitaufwand** ohne Gefährdung des Motors, insbesondere des **Kollektors** nicht geringer sein darf als bei Verwendung von Reibungskuppelungen.

Die räumliche Entfernung der Angriffspunkte für die Bewegungs- und Arbeitswiderstände macht bei Einmotoren-Baggern wieder ausgedehnte Transmissionen erforderlich, deren Betriebsschwierigkeiten weiter oben bereits gekennzeichnet sind. Hervorgehoben sei nur noch, dass namentlich bei Eimerbaggern infolge der geringen Steifigkeit des Baggergerüsts kaum möglich ist, die Wellenlager, insbesondere bei mehr als zweifacher Baggerung, konaxial zu erhalten.

Wendet man hingegen elektrischen Einzelantrieb an, so ist diese Schwierigkeit ohne weiteres behoben.

Damit haben wir bereits die wesentlichste Frage des elektrischen Baggerantriebes berührt, ob nämlich Transmissionsbetrieb mit einem Elektromotor oder Einzelantrieb mit je einem Motor für jede Schalt- und Arbeitsbewegung als wirtschaftlicher anzusehen ist.

Für den ersteren sprechen nur die geringeren Anlagekosten und zum Teil vielleicht auch die geringere Empfindlichkeit grosser Motoren gegen Stromstösse. Doch wird dieses letztere Moment häufig, sobald man auch bei Einzelantrieb die einzelnen Motoren entsprechend leistungsfähig wählt.

Die Grösse der Kosten für die elektrische Ausrüstung in einem oder anderen Falle möge die nachstehende Tabelle zum Ausdruck bringen. Hierbei sollen, entsprechend den tatsächlichen Verhältnissen, nur die grossen Portalbagger in Betracht gezogen werden, weil bei den kleineren Typen elektrischer Einzelantrieb wegen des relativ bedeutenden Einflusses der Anlagekosten ein- weilen noch nicht in Betracht kommt.

### Einmotorenantrieb.

a Eimerkettentrocken-	1. Elektromotor 100 PS . . .	3200 M.
bagger von ca. 2400	2. Anlasser etc. dazu . . .	700 „
cbm effekt. Leistung	3. Schalttafel . . . . .	200 „
10 Std. in mittl. Boden		<hr/> 4100 M.

### Einzelantrieb je für Graben, Leiterheben, Fahren.

1. 90 PS Elektromotor . . .	3200 M.
2. Wendeanlasser . . . .	800 „
3. 10 PS Elektromotor . . .	1000 „
4. Wendeanlasser . . . .	300 „
6. 25 PS Fahrmotor . . . .	1700 „
5. Wendeanlasser . . . .	450 „
7. Schalttafel mit Instrumen- ten und Zubehör . . . .	400 „
	<hr/>
	7850 M.

### Transmissionsantrieb :

b Löffelbagger mit ca.  
1,6 cbm Löffelinhalt

1. Elektromotor 75 PS für Gra- ben, Schwenken, Vorstossen	3000 M.
2. Anlasser dazu etc. . . .	700 „
3. Fahrmotor 20 PS . . . .	1500 „
4. Wendeanlasser dazu . . .	300 „
5. Schalttafel m. Instrumenten und Zubehör . . . . .	200 „
	<hr/>
	5700 M.

### Einzelantrieb.

1. Elektromotor 75 PS . . .	3000 M.
2. Anlasser dazu . . . .	700 „
3. Schwenkmotor 30 PS . . .	1800 „
4. Wendeanlasser dazu . . .	450 „
5. Vorstossmotor 30 PS . . .	1800 „
6. Wendeanlasser dazu . . .	450 „
7. Fahrmotor 20 PS . . . .	1500 „
8. Wendeanlasser dazu . . .	300 „
9. Schalttafel m. Instrumenten etc. . . . .	350 „
	<hr/>
	10350 M.

Da bei Einzelantrieb die sonst erforderlichen Wendegetriebe entbehrlich werden, ergibt sich eine Ersparnis an Anlagekosten, die man bei den Eimerkettenportalbaggern mit etwa 500 *M* für

das Fahrwendegetriebe, bei der betrachteten Löffelbaggertypen mit ca. 600 *M* für das Wendegetriebe des Schwenkwerks und Vorstossantriebes von den Mehrkosten des Einzelantriebes in Abzug bringen kann.

Hiernach kostet also bei Einzelantrieb der elektrische Eimerkettenbagger etwa 3200 der Löffelbagger etwa 4000 *M* mehr als bei Transmissionsantrieb, was einem prozentualen Zuschlage von ca. 7 bzw. 11% zu den Anlagekosten entspricht.

Berücksichtigt man aber, dass Amortisation und Verzinsung der Anlagekosten eines Eimerbaggers ohne Gleisanlage bei ununterbrochenem Betriebe selbst nur etwa 20% der gesamten Betriebsunkosten ausmachen, während der entsprechende Wert bei Löffelbaggern der betrachteten Grösse etwa 30% betragen wird, so erscheinen diese Mehrausgaben nicht bedeutend und hieraus sieht man, dass die Mehrkosten bei Einzelantrieb an den gesamten Förderkosten pro 1 cbm nur mit etwa 1,4 bzw. 3,3% beteiligt sind.

Betrachten wir nun den Einfluss des Einzelantriebes auf den Energieverbrauch, insbesondere auf die Energieverluste in der Transmission:

Bei Eimerkettenportalbaggern und Transmissionsantrieb sind im Durchschnitt etwa folgende Energieverluste — normale Ausführung und gute Wartung vorausgesetzt — zu erwarten.

#### Energieverluste in Prozenten.

der durchgeleiteten Arbeit	der Gesamtarbeit.
1. Im Baggermotor elektr. u. mech.	150% . . . 13,5 %
2. „ Eimerkettenantrieb zw. Motor und Turaswelle	40 „ . . . 36,0 „
3. „ Fahrtrieb zwischen Motor- welle und Triebachse	75 „ . . . 7,5 „
	<u>Sa. 57,0 %</u>

Der Wirkungsgrad der Leiterhebwinde und ihr Energiebedarf ist hierbei nicht berücksichtigt, weil seine Schätzung ausserordentlich schwierig ist, zumal er wesentlich von der Betriebsweise abhängt, und weil sich leicht feststellen lässt, dass er nur einen ganz

geringen Teil des Gesamtarbeitsverbrauches — vielleicht 1—3% — darstellt.

Wenn trotzdem im folgenden gefordert werden muss, bei rationellem Einzelantrieb auch die Leiterhebwinde durch einen besonderen Motor anzutreiben, so gründet sich diese Forderung in erster Linie darauf, dass bei Eortfall des Wendegetriebes im Turasantrieb jeweilig die Eimerkette mitlaufen müsste, sobald die Eimerleiter durch den Hauptmotor gehoben oder gesenkt wird. Diese ungewollte Abhängigkeit führt aber zweifellos zu wesentlichen Unzuträglichkeiten im Betriebe. Bei Eimerkettenportalbaggern mit elektrischem Einzelantrieb stellen sich die Energieverluste in den Antrieben etwa, wie folgt, wobei die Leiterhebwinde aus den vorstehend angegebenen Gründen wieder unberücksichtigt bleiben soll :

#### Energieverluste in Prozenten.

der durchgeleiteten Arbeit der Gesamtarbeit.

1. Im Antrieb der Eimerkette: Motor	
und ein Grisson-Getriebe	30% . . . . . 27 %
2. „ Fahrtrieb, je ein Motor	
für Vorder- u. Hinterwagen	
direkt neben der Trieb-	
achse sitzend	35 „ . . . . . 3,5 „
	Sa. 30,5%

Wir sehen hieraus, dass unter normalen Verhältnissen durch den Einzelantrieb der Energieverlust in den Kraftleitungen gegenüber Transmissionsantrieb um etwa 26% des Gesamtarbeitsverbrauches vermindert werden kann. Zu beachten ist jedoch, dass bei den kleineren Baggern mit aussen liegendem Transportgleis der Wirkungsgrad des Turasantriebes, namentlich in den Kegelrädernetrieben der schrägen Welle, beträchtlich ungünstiger sein wird und überdies wesentlich von der Wartung durch das Personal abhängt, während ein gut gekapseltes in Oel laufendes Getriebe bei Anordnung des Hauptmotors unmittelbar neben der Oberturaswelle von der Sorgfalt des Personals wesentlich unabhängiger sein dürfte.

Bei Löffelbaggern von 1.6 cbm Löffelinhalt und Einmotorenantrieb werden die Energieverluste in den Kraftleitungen etwa folgende Werte annehmen :

## Energieverluste in Prozenten.

der durchgeleiteten Energie der Gesamtenergie

1. Windenantrieb incl. Verlust		
im Motor	45 %	36 %
2. Schwenkantrieb incl. Verlust		
im Motor	65 „	10 „
3. Fahrtrieb incl. Verlust im		
Fahrmotor	35 „	5 „
		Sa. 51 %

Die Arbeitsverluste in dem Vorstossgetriebe wurden hierbei aus den gleichen Gründen wie weiter oben diejenigen in der Leiterhebwinde des Eimerbaggers als schwer kontrollierbar und ihrer Grösse nach unwesentlich für das Gesamtergebniss ausser Betracht gelassen.

Betrachten wir nun den Löffelbagger mit Einzelantrieb für Graben, Vorstossen, Schwenken, Fahren durch je einen besonderen Elektromotor, so ist zunächst zu berücksichtigen, dass der ungemein unregelmässige Kraft- und Arbeitsbedarf des Baggers zur Verwendung reichlich starker Motoren zwingt, die während eines grossen Theiles der Arbeitsperiode unterbelastet sein werden.

Dieser Umstand im Verein mit unvermeidlichen Stromschwankungen bzw. Stromstößen bei schnellem Umsteuern lässt im Mittel verhältnismässig ungünstige Motor-Wirkungsgrade erwarten. Ob die geschilderten Einflüsse der ungleichförmigen Belastung sich bei Einmotoren oder Mehrmotoren-Antrieb ungünstiger gestalten, wird sich allerdings wohl nur auf Grund von Beobachtungen im Betriebe entscheiden lassen. In dieser Betrachtung möge der Wirkungsgrad des Elektromotors in jedem Falle bei den grossen Typen bei Vollbelastung mit 0,9 bei 20% der Vollbelastung mit 0,75 und bei kleineren Typen und Vollbelastung mit 0,8 in die Rechnung eingeführt werden.

Für den Löffelbagger von etwa 1,6 cbm Löffelinhalt deutscher Bauart und Einzelantrieb für jede Arbeits- und Schaltbewegung ergeben sich alsdann die nachstehenden Energieverluste :

Energieverluste in Prozenten  
der durchgeleiteten Energie der Gesamtenergie

1. Graben: ca. 75 PS Mot., 1 Vorgelege einfacher Flaschenzug	45 0/0 . . . .	36 0/0
2. Schwenken: ca. 20 PS Motor, ein Schneckengetriebe, 1 Kegelmäckergetriebe, 1 Stirnrädergetriebe	60 „ . . . .	9 „
3. Fahren: ca. 20 PS. Motor, 1 Vorgelege	35 „ . . . .	5 „
		Sa. 50 0/0

Vergleicht man die korrespondierenden Werte des Energieverlustes je bei Transmission- und Einzelantrieb, so zeigt sich, dass die Oekonomie der Kraftverteilung durch den Einzelantrieb nicht wesentlich beeinflusst wird. Dieses ist erklärlich, wenn man bedenkt, dass hierdurch an dem Trommelantrieb nicht viel geändert wird, während die Schaltbewegungen schon wegen ihres geringen Energiebedarfes überhaupt ohne Einfluss bleiben.

Gleichwohl ist recht gut möglich, dass sorgfältige Betriebsbeobachtungen ein wesentlich günstigeres Bild von dem Einzelantrieb geben werden, als die hier angenommenen Gütegrade der Getriebe und Motoren.

Verschleiss und Unterhaltungskosten überhaupt für die motorische Ausrüstung bei Transmissionsantrieb einerseits und Einzelantrieb andererseits setzen sich zusammen aus den Aufwendungen für die Elektromotoren und für die Getriebe.

Bei einigermaßen günstigen Betriebsbedingungen und sorgfältiger Ausführung braucht der Elektromotor allerdings nur wenig für Reparatur und Unterhaltung. Im Baggerbetriebe jedoch, wo infolge Staubeentwicklung, mechanischer Erschütterungen, infolge von Stromstößen, hervorgerufen durch die Belastungsschwankungen und die Notwendigkeit häufiger Bewegungsumkehr an die Widerstandsfähigkeit insbesondere des Kollektors und, wenn auch in etwas geringerem Masse, der Schleifringe und Bürsten, die höchsten Anforderungen gestellt werden, dürften die Instandhaltungskosten nicht unbedeutend vermehrt werden. Und in dieser Beziehung

ist naturgemäss der Einmotorenbagger dem Mehrmotorenbagger wirtschaftlich überlegen. Was hingegen die Getriebe anbelangt, so wird durch den elektrischen Einzelantrieb für jede Schalt- und Arbeitsbewegung zunächst das Wendegetriebe entbehrlich. Das ist ohne Zweifel ein Vorteil, insoweit dadurch die Kegelhädergetriebe in Fortfall kommen, deren Lebensdauer bei den überaus ungünstigen Arbeitsbedingungen im allgemeinen keine lange ist. Bei den Reibungskonen dagegen nutzt sich bei zweckentsprechender Anordnung nur die Holzarmierung ab, die mit geringem Aufwand an Zeit und Kosten ersetzt werden kann.

Ein zweiter weitaus wichtigerer Vorteil ergibt sich bei Einzelantrieb daraus, dass fast immer der Elektromotor so nahe an die Arbeitswelle herangebracht werden kann, dass die Verringerung der Geschwindigkeit durch ein Getriebe bewirkt werden kann, das staubdicht gekapselt und in Oel laufend einen verhältnismässig guten Wirkungsgrad erhalten kann, und geringen Verschleiss aufweisen wird.

Die Betriebssicherheit eines Baggers, soweit dieselbe von dem motorischen Antriebe und den Transmissionen abhängt, wird bei elektrischen Baggern gefährdet:

Durch Zahnbrüche im Triebwerk, durch Heisslaufen einzelner Wellenlager namentlich bei mehrfach gelagerten Wellen, durch Ueberlastung der stromführenden Teile, insbesondere des Motor-Ankers und der Ankerbürsten.

Bei Transmissionantrieb sind in erster Linie Brüche in dem Triebwerk zwischen Arbeitswelle und Wendegetriebe zu befürchten, während die darauf folgenden Getriebe und der Motor durch die Reibkuppelung gegen plötzliche Kraft- und Geschwindigkeitsänderung in weitem Umfange gesichert sind. Die langjährige Praxis des Dampfbaggerbaues und Betriebes hat jedoch gezeigt, dass bei Stahlgussrädern, wie sie heutzutage fast ausschliesslich in Verwendung stehen, die Bruchgefahr nicht so gross ist, wie es zunächst den Anschein hat, weil gewöhnlich noch ein kleiner Bremsweg bei bedeutenden Widerstandssteigerungen verbleibt, der zur gefahrlosen Vernichtung der kinetischen Energie meist ausreicht.

Begrenzt sind, abgesehen von den vorgenannten in den Triebwerken aufgespeicherten Mengen kinetischer Energie, die

Triebwerkskräfte von dem höchstens von der Reibungskuppelung übertragbaren Triebmoment, bei Einzelantrieb von dem Drehmoment des Motors.

Während im ersteren Falle die Kuppelung auf einen Höchstwert einigermaßen genau eingestellt werden kann, ist bei Einzelantrieb das Triebmoment des Motors von der Ankerstromstärke, bei Hauptstrommotoren sogar im quadratischen Verhältnis abhängig.

Allerdings kann auch hier durch Maximalausschalter, Schmelzsicherungen oder dergl. ein Ueberlastungsschutz geschaffen werden, dessen sicheres Funktionieren jedoch unter den ungünstigen Verhältnissen des Baggerbetriebes nicht leicht zu erreichen sein wird und in jedem Falle eine wenn auch kurze Betriebsunterbrechung verursacht, sobald er in Wirksamkeit tritt.

Allerdings wird man meist beobachten können, dass das Personal mit elektrischen Baggern vorsichtiger manövriert als mit Dampfbaggern. Diese Erscheinung erklärt sich wohl teils durch die besseren Arbeitsbedingungen, die diesen Betrieben besser ausgebildete Leute zuführen, welche auch im Betriebe nicht durch Lärm, Rauch und unablässige Erschütterungen wie bei Dampftrieb ermüdet und abgestumpft werden. Zum Teil dürfte das aber auch auf die heilige Scheu vor dem geheimnisvollen Wirken des schwer kontrollierbaren elektrischen Stromes zurückzuführen sein, dessen Emporschnellen zu betriebsgefährlicher Stärke durch äussere Zeichen nicht vorgemeldet wird.

Soweit es sich um seltener auftretende Schaltvorgänge handelt, bei welchen kleine Zeitverluste belanglos sind, plötzliches Umsteuern also eine mutwillige Betriebsgefährdung bedeuten würde, ist das vorgenannte Moment als ein Vorzug des elektrischen Antriebes zu begrüssen. Dort jedoch, wo, wie bei Löffelbaggern, schnelles Umsteuern im Interesse der Wirtschaftlichkeit gefordert werden muss, bleibt nur die Möglichkeit, die Ueberlastungsfähigkeit und den Ueberlastungsschutz des elektrischen Antriebes so zu gestalten, dass die zur Umsteuerung erforderliche Zeit nur durch den erforderlichen Mindest-Zeitaufwand der Steueroperationen des Baggerführers begrenzt wird. Es muss allerdings noch dahingestellt bleiben, ob diese Bedingung technisch erfüllbar ist.

Diese Steueroperationen stellen bei elektrischem Einzelantrieb an die physische Leistungsfähigkeit des Baggersführer die geringsten

Anforderungen und lenken auch seine Aufmerksamkeit am wenigsten von den Bewegungen des Baggers und seines Graborgans ab.

Wir haben damit alle wesentlichen für die Gestaltung des elektrischen Antriebes und insbesondere für die Wahl des Transmissions- oder Einzelantriebes in Frage kommenden Faktoren genannt und, soweit das heute schon möglich ist, ihren Einfluss zahlenmässig gewertet. Diese Werte können jedoch auf zahlenmässige Genauigkeit keinen Anspruch erheben, weil zur Zeit noch kein Beobachtungsmaterial zu ihrer Kontrolle zur Verfügung steht. Immerhin wird man daraus ersehen können, dass das Mehr an Anlagekosten bei Vermehrung der Motorenzahl bei grossen Typen wenigstens nur geringen Einfluss auf die gesamten Anlagekosten und die Gesamtrentabilität des Betriebes hat. Dann aber erscheint es zweckmässig, jede selbständige Arbeits- und Schaltbewegung je durch einen besonderen Elektromotor bewirken zu lassen und dieselben gegebenenfalls unsteuerbar zu bauen, damit die unzweifelhaften Vorteile des elektrischen Einzelantriebes: Ersatz der Transmissionswellenleitungen, und der Wendegetriebe nebst den schwerfälligen Steuergestängen durch gedrängt angeordnete, staubdicht gekapselte und gut geschmierte Getriebe bezw. die einfache und bequeme elektrische Steuerung, auch voll zur Geltung kommen können.

Wie sind unter diesen Gesichtspunkten die von den Baggerbauanstalten tatsächlich ausgeführten Mehrmotorenantriebe elektrischer Bagger zu beurteilen?

In der nachfolgenden Uebersicht möge zunächst zusammengestellt werden, was in dieser Beziehung aus den bisherigen Veröffentlichungen entnommen werden kann:

### Eimerkettentrockenbagger.

Fabrik	Leistung cbm. 10 Std./Turas	Antrieb für: Schüttklappe Leiterheben Fahrwerk	Quellen- Angabe
Lüb. Maschb.	ca. 5600*280 HP	M-u*(R+St+3K*(R+St+3K*41 HP	M-u*Glas. Ann
A.G.	(St+R), hydr. Kupplg. + Sn	W* + Sn W*(3 St.+Kt*	1910 S. 154
Maschfabr.	ca. 2000*100 HP(?)	M Druckluft*(S+Kt+K+Sn*20 HP	M-u* Braunk.
Buckau	(S+St) hydr. Kupplg.	Antrieb + Kt) W *(R+Kt+St.)	*1910 N. 22a
Maschfabr.	ca. 2400*110 HP	M-u*2 HP M-u*24 HP M-u*21 HP	M-u* Zeitschr.
			d. V. d. Ing.
Dresden	(S+St.) hydr. Kupplg.* (Sn)* (Sn+St)*	(3 St + 1 Kt.*	1909 S. 945

## Löffelbagger.

Fabrik	Löffel- Inhalt	Winde	Antrieb für:			Quellen- Angabe
			Vorstossen	Schwenken	Fahren	
Menck & Hambrock	ca. 1 cbm	* 50 HPM	* 30 HP M-u (Kt + St)	* 15 HP M-u + K +	* Elektr. * Kraftbetr.	u. B 1910 N.36
			(2 St. — Stirn	— (St + 2 K)		Räder Wechselgetriebe
The Vulcan steam showel Co.	ca. 1,25 cbm.	* 65 HP M	* 25 HP M	* 35 HP M		

Vorstehende Uebersicht zeigt, trotz ihrer Lückenhaftigkeit, bereits, dass die praktisch durchgeführten Einzelantriebe bei elektrischen Baggern im allgemeinen das Streben nach Vermeidung räumlich ausgedehnter Transmissionen vermissen lassen. Bei den Löffelbaggern von Menck & Hambrock finden wir sogar, dass der Fahrmotor ebenfalls im Baggerhause aufgestellt ist, so dass nicht einmal die umständliche Wellenleitung zum Fahrantrieb vermieden wird.

Suchen wir nun nach den Gründen, die die genannten, auf dem Gebiete des Baggerbaues wohl erfahrenen Fabriken zu so überraschenden Kombinationen bezüglich des elektrischen Antriebes bestimmt haben, so kommen da zunächst Rücksichten zur Geltung, die nicht der Wirtschaftlichkeit, des Baggerbetriebes wohl aber der Rentabilität der Fabrikation gelten.

Das Streben nach Verringerung der Konstruktions- und Werkstattkosten und Verkürzung der Lieferfristen zwingt den Fabrikanten zur Ausbildung einiger Normaltypen, die allen Wünschen der Kundschaft nach Möglichkeit angepasst werden müssen, ohne dass einschneidende konstruktive Aenderungen notwendig werden. Insbesondere sollen auch die Bagger nach Bedarf für Dampf- und elektrischen Antrieb verwendbar bleiben. Gerade das letztere

Die Abkürzungen in obiger Tabelle bedeuten:

K = Kegelrädergetriebe

Kt = Kettengertriebe

R = Riementrieb

Sn = Schneckengetriebe

St = Stirnrädergetriebe

M = Motor

M-n = „ umsteuerbar

()W = Wendegetriebe in der Transmission.

Moment bestimmte vielleicht Menck & Hambrock zur Beibehaltung der bei Dampftrieb unvermeidlichen Kraftleitung durch den Königszapfen des Oberwagens für den Fahrtrieb; auch im Falle des elektrischen Antriebes; denn bei der bedeutenden Widerstandsfähigkeit, die der Elektromotor als gekaspelter Bahnmotor gegenüber Spritzwasser und Staub entwickelt, dürfte seine schwer zugängliche Lage im Unterwagen als Bedenken weniger ins Gewicht fallen. Diese Rücksichten schwinden in dem Masse wie die gesteigerte Nachfrage nach rationell arbeitenden elektrischen Baggern ihre individuelle konstruktive Durcharbeitung rentabel erscheinen lässt. Jedenfalls ist wahrscheinlich, dass die Ersparnis an teurer elektrischer Energie, die sich durch Beseitigung aller derartig ungünstig gelagerten Transmissionen erzielen lässt, allein dem eventuellen Mehraufwand an Anlagekosten, der heute mit entsprechenden Sonderkonstruktionen unvermeidlich verknüpft ist, reichlich äquivalent sein wird.

Ueber das wieviel solcher Ersparnisse durch Energiemessung am arbeitenden Bagger einwandfreie Werte zu schaffen, wird das nächste Ziel des Baggerbaues sein müssen.

Eine weitere schwierigere Aufgabe erwächst alsdann dem Fabrikanten in der Notwendigkeit, den Abnehmer über die Wechselbeziehungen zwischen Anlagekosten und Betriebsausgaben aufzuklären.

Diese Aufklärungsarbeit, die allerdings grosszügig und ohne übermässige Rücksichtnahme auf den augenblicklichen Gewinn betrieben werden muss, wenn sie erfolgreich sein soll, wird das Weitere tun, um dem Konstrukteur die Durchführung dessen, was er als wirtschaftlich erkannte, zu ermöglichen.

Das Ergebnis dieser Betrachtung darf man wohl dahin zusammenfassen: Wenn die Möglichkeit besteht, dass elektrische Bagger in Unternehmerbetrieben vorübergehend auch einmal als Dampfagger arbeiten müssen, ist Transmissionsantrieb durch einen Motor und enge Anlehnung an die Bauart des Dampfaggers geboten. Anderenfalls dürfte der konsequent durchgeführte Einzelantrieb stets konstruktiv möglich und wirtschaftlich gerechtfertigt sein, wie ja auch die Entwicklung des Hebezeugbaues zur Genüge beweist.

Für den gemischten Antrieb, der die Nachteile Energie verzehrender Transmissionen und teurer elektrischer Ausrüstung in sich vereinigt, dürften technische Gründe kaum beizubringen sein, und wir können die derzeitigen Ausführungsformen dieser Art wohl nur als Zwischenglied auf dem Wege zu dem vollständigen elektrischen Einzelantrieb ansehen.

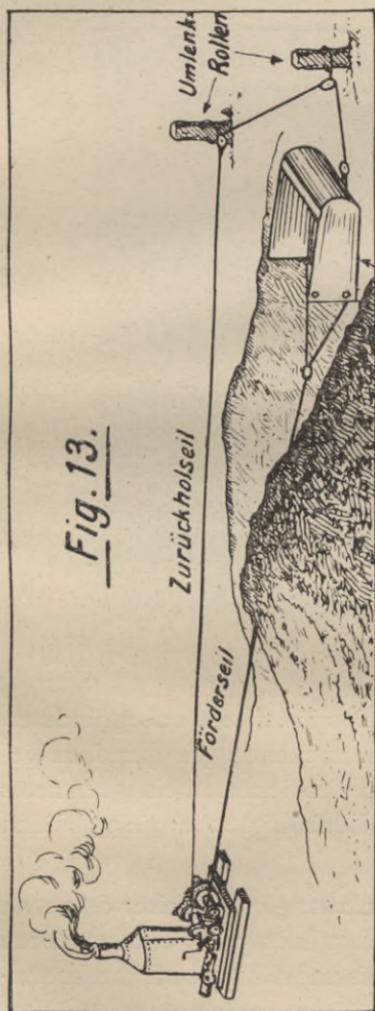
### Kratzerexkavatoren.

Der Kratzerexkavator, ein spezifisch amerikanisches Erdfördergerät, hat, soweit dem Verfasser bekannt ist, bisher in Deutschland keine Anwendung gefunden und ist auch in der deutschen Fachliteratur kaum irgendwo ausführlich besprochen worden.

Es sei daher gestattet, zunächst dasselbe in seiner Entwicklung und in seiner heutigen Form und Arbeitsweise in einigen Bildern dem Leser vorzuführen, die den zahlreichen Veröffentlichungen der amerikanischen Literatur über diesen Gegenstand entlehnt sind.

Die ältere Form des maschinellen Antriebes mittelst einer Dampfwinde veranschaulicht Fig. 13. Diese Anordnung, welche in den „Eng. News“, Jahrgang 1906, — S. 119 ff. — dargestellt und ausführlich beschrieben ist, soll sich bei Eisenbahnregulierungen gut bewährt haben, dürfte jedoch bei einem Kohlenverbrauch von etwa 3,3 kg / 1 cbm Förderung ein Kohlenfresser ersten Ranges gewesen sein.

In neueren und neuesten Veröffentlichungen der amerikanischen



Fach-Literatur treten uns diese Kratzer-Exkavatoren in zwei prinzipiell verschiedenen Ausführungsformen entgegen, deren eine uns Abbildung 9 zeigt.

Wie wir früher den Löffelbagger mit dem Eimerkettenhochbagger in Parallele stellen konnten, so dürfen wir den Typ der in Abb. 9 dargestellten Kratzerexkavatoren, was seine Wirksamkeit anbelangt, dem Eimerkettentiefbagger mit durchhängender Kette vergleichen. Es ist das um so beachtenswerter, als der Amerikaner

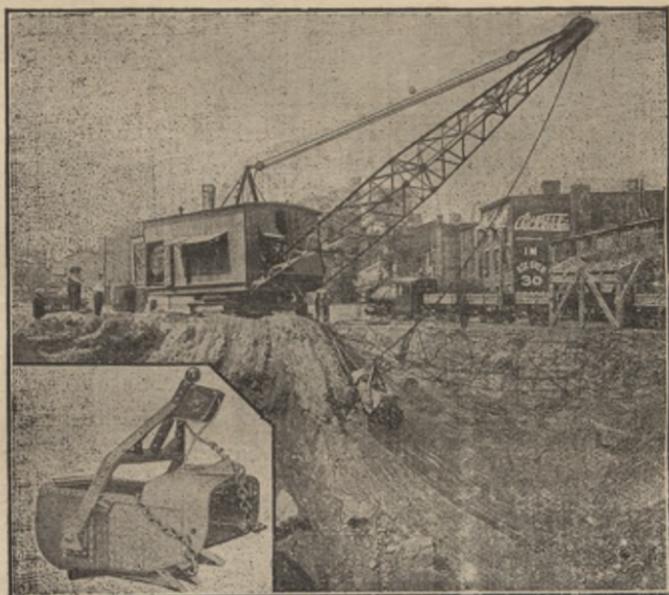


Abb. 9.

durch sein, zu einem grossen Teile mindestens unbegründetes, Misstrauen gegenüber dem Eimerkettentrockenbagger geradezu gezwungen ist, für das grosse Arbeitsfeld des letzteren ein geeignetes Erdfördergerät zu schaffen, das der Löffelbagger in vielen Fällen nicht sein kann.

Daraus erklärt sich wohl auch in zwangloser Weise, dass man in Amerika den wirtschaftlichen Wert der Kratzerexkavatoren zweifellos überschätzt, weil man die leistungsfähigeren Eimerkettenbagger nicht zu würdigen vermag.

Doch soll hier nicht verkannt werden, dass der Scraper-Exkavator dem Tiefbagger gegenüber namentlich für amerikanische Verhältnisse recht gewichtige Vorzüge aufzuweisen vermag. Es sind das :

1. der Aufbau aus einfachen und deshalb betriebssicheren Konstruktionselementen, unter Verwendung der Winde für den Antrieb des Arbeitsorgans,
2. leichte Zerlegung für den Transport und bequeme Montage und Demontage,
3. grosses Anpassungsvermögen an die jeweiligen örtlichen Verhältnisse, insbesondere die Förderweite und Fördertiefe,
4. weitgehende Unempfindlichkeit gegen Einlagerungen,
5. Fortfall des Gleisrückens, da das Querprofil meist von einer Baggerstellung aus abgegraben werden kann.

Als Nachteile stehen dem gegenüber :

1. Ein ausgesprochen diskontinuierlicher Betrieb und deshalb geringe Förderleistung gegenüber der Grösse des Apparates,
2. Schwierige Bedienung,
3. Die unvollkommene Führung des Scrapers gestattet nicht oder doch nur sehr schwer die Herstellung einer vorgeschriebenen Böschung.

Bevor wir es versuchen, diese Vorzüge und Nachteile zahlenmässig zum Ausdruck zu bringen, möge die zweite moderne Form des Scraper-Exkavators, der Kabel-Kratzer, kurz besprochen werden :

Diese Kabel-Kratzer, welche nach ihrem Fabrikanten als „Bagley Grader“ bezeichnet werden, sind dadurch charakterisiert, dass der Kratzer ähnlich wie in Fig. 13 ausgebildet an einem Leitseil über den Boden läuft und gräbt beziehungsweise an anderer Stelle den Boden ausschüttet. Ueber eine ziemlich ausgedehnte Anlage dieser Art finden sich in „Eng. News“ 1907, — I. S. 325 — interessante Notizen, denen das Nachstehende entnommen ist.

Zur Aufschüttung eines Eisenbahndammes bis zu ca. 3 m Höhe steht eine 75pferdige Maschine nebst Kessel auf Güterwagen montiert auf dem Gleise, während letzterem parallel am entgegengesetzten Ende der Ausschachtung ein etwa 500 mtr. langes Kabel gespannt ist, welches die Umlenkung des Schleppseils für den

„scraper“ trägt. Die Schleppstrecke beträgt etwa 80 mtr. Als Bedienungsmannschaft sind 4 Leute erforderlich und die Leistung der Einrichtung wird bei ca. 2 cbm Fassungsvermögen des Kratzers zu etwa 60 cbm pro Stunde angegeben. Hiernach kann die mittlere Geschwindigkeit des Kratzeimers zu etwa:

$$2 \times 80 / (120 - 30) = 1,8 \text{ m/sec.}$$

angenommen werden, wenn man die Zeitverluste beim Entladen und bei der Umkehr mit etwa 30 Sekunden in Rechnung stellt.

Für einen in Eng. Record 1910 S. 423 beschriebenen rotierenden Kratzer-Exkavator von der in Abb. 9 dargestellten Art wird das Gewicht des betriebsfertigen Apparates bei 2 cbm Kratzerinhalt mit 100 t angegeben. Den Einheitspreis pro 100 kg wird man mit guter Annäherung etwas geringer als denjenigen eines Löffelbaggers von ähnlichem Gewicht ansetzen dürfen, sodass die Anlagekosten mit etwa 60 000 *M* einzustellen sind.

Als dann ermitteln sich die gesamten Betriebskosten wie folgt pro Jahr:

1. Für Verzinsung und Amortisation bei 10jähriger Lebensdauer	9000 <i>M</i>
Für Reparatur 10 <sup>0</sup> / <sub>0</sub>	6000 „
2. Maschinenpersonal:	
1 Maschinist in 3 Schichten	7200 „
1 Heizer 4 <i>M</i> pro Tag „ 3 „	2700 „
3 Arbeiter pro Tag 3.0,3.10 „ 2 „ ∞	4000 „
3. Anfuhr, Montage und Demontage pro 1000 kg 30 <i>M</i> (bei einjähriger Betriebsdauer)	3000 „
	<hr/>
pro Jahr insgesamt:	31900 <i>M</i>
pro Arbeitstag:	145 „
4. Kohlenbedarf bei ca. 1600 cbm Tagesförderung	
0,001 · 1600 · 3.24 =	115 „
Für Wasser und Schmierung	10 „
	<hr/>
für den cbm. 27000/1600 = ca. 17 Pfg.	270 <i>M</i>

Allerdings darf dieses Ergebnis nicht als zahlenmässig genau betrachtet werden, weil in Ermangelung einer zuverlässigeren Grundlage der Kohlenbedarf entsprechend dem für die in Fig. 13 dargestellte Einrichtung angegebenen mit 3 kg/cbm Förderung wohl

zu hoch eingestellt worden ist. Andererseits aber ist durch den ununterbrochenen Tag- und Nachtbetrieb die Wirtschaftlichkeit des Apparates wesentlich verbessert.

Die Förderkosten pro cbm bei Tonförderung unter Verwendung eines Eimerbaggers gleicher Leistung kosten nach Angabe der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft etwa 14 Pfg./cbm.

In konstruktiver Beziehung interessant ist ferner, dass man bei diesen Kratzerexkavatoren unter Verzicht auf Baggergleis und Fahrtrieb die Maschine auf Holzwalzen über eine hölzerne Bohlenbahn fortrollt und von dem Förderseil unter Benutzung des Kratzers als Anker schleppen lässt.

Das Verwendungsgebiet der Kratzerexkavatoren ergibt sich aus den geschilderten Betriebseigenschaften derselben:

Für Bodenbewegungen von grossem Umfange werden sie sich im allgemeinen dann als wirtschaftlich erweisen, wenn

1. eine bestimmte Form für die Abtragsfläche nicht vorgeschrieben ist, wie beispielsweise bei Abraumarbeiten,
2. wenn ungewöhnlich grosse Fördertiefen und Ausladungen gefordert werden,
3. wenn steiniger Boden einerseits und starker Wasserandrang zur Sohle der Baugrube andererseits dem Löffelbagger und dem Eimerbagger den Wettbewerb erschweren.

Als Kabelkratzer dürfte der Kratzerexkavator sich als Hilfsgerät den europäischen Tiefbauunternehmern nützlich erweisen können, sobald in welligem Gelände die Herstellung des Planums für das Baggergleis einen beträchtlichen Teil der gesamten Bodenbewegung darstellt. Wie schon an früherer Stelle angedeutet wurde, müsste im Interesse wirtschaftlicher Ausnutzung die zugehörige Dampfwinde auch für die übrigen Hilfsarbeiten des Baggerbetriebes, insbesondere für das Gleisrücken, verwendbar gemacht werden. Nach „Eng. News“, Jahrg. 1906, S. 119 sollen die Bagley Grader sich in der Praxis zur Bewältigung von 300—600 cbm pro 10 Stunden Arbeitstag als geeignet erwiesen haben.

Der Energiebedarf eines Kratzers-Exkavators umfasst:

1. den Arbeitsbedarf des eigentlichen Grabeprozesses, der also

- nahezu ausschliesslich zur Ueberwindung des Scherwiderstandes des Bodens verwandt wird,
2. die Hubarbeit bei ansteigender Förderstrecke,
  3. den Arbeitsaufwand zur Ueberwindung der gleitenden Reibung zwischen Kratzer und Erdreich auf dem ganzen Förderwege
  4. die Verlustarbeiten im Antriebsmotor und den Getrieben der Winde sowie in den Leitrollen des Förderseils und des Hubseils bei rotierenden Kratzer-Exkavatoren vom Typ der Abb. 9
  5. den Arbeitsaufwand für das Schwenkwerk.

Da der Grabeprozess sich ganz ähnlich wie bei dem Eimerbagger mit durchhängender Kette abspielt, gelten für die Grabearbeit unter Ziffer I ohne weiteres die bezüglichen Betrachtungen im ersten Abschnitt dieser Studie. Während dort jedoch anzunehmen ist, dass das Gewicht des Eimers und seines Inhaltes nur zu einem Teile für die Erzeugung gleitender Reibung zwischen Eimeroberfläche und Erdreich in Betracht kommt, müssen wir, mindestens bei dem Kabelkratzer, die ganze Bruttolast des Kratzeimers bei Ermittlung des Arbeitswertes zu 3 in Rechnung stellen.

Schätzt man beispielsweise das Eigengewicht eines 2 cbm Kratzeimers zu 2000 kg, und berücksichtigt man, dass der Reibungskoeffizient zwischen Eimer und Erdreich nach den zu Eingang der Studie besprochenen Schleppversuchen mit 0,6—0,9 je nach der Bodenart anzusetzen ist, so wird dieser Arbeitsaufwand für 100 m Schlepplweg im Mittel:

$$100 (2000 + 0,5 \cdot 3000) 0,75 / 75 = 3500 \text{ HP}$$

und bei 2 m/sec. Fördergeschwindigkeit:  $3500 / 50 = 70 \text{ HP/sec.}$  würde also allein bei einem Kohlenverbrauch von 1,8 kg Kohle pro 1 HP/Stunde und einen Wirkungsgrad der Winde von 80%

$$1,8 \cdot 3500 / 3600 \cdot 0,8 = 2,20 \text{ kg Kohle erfordern,}$$

also pro cbm Förderung:

$$\frac{1,20}{2} = 1,1 \text{ kg, wozu für den Rücklauf}$$

noch  $\approx 1,1 \cdot 2/3 = 0,7 \text{ kg}$  hinzukommen.

Demnach stellt dieser Energieverlust ca. 60% des zu erwartenden Gesamtkohlenverbrauches dar. Allerdings ist wahrscheinlich, dass bei den Page-Exkavatoren der Lidgerwood Co.

nach Abb. Seite 94 ein Teil des Reibungsgewichtes bei geschicktem Manövrieren durch das Hubseil aufgenommen werden kann.

Schliesslich soll noch ein Kratzerexkavator Erwähnung finden, welcher insofern bemerkenswert ist, als er geradezu als Stellvertreter eines Transporteur-Eimerbaggers in seiner Anwendung für Kanalbauten betrachtet werden kann. Die prinzipielle Anordnung dürfte aus Fig. 14 deutlich erkennbar sein. (siehe Seite 121).

Nach Angabe der Fabrikanten, der Channon Company [in Chicago, werden Apparate dieser Art mit Grabeimern von 0,5 bis 2,3 cbm und entsprechender Stundenförderung von etwa 38 bis 230 cbm gebaut.

Wie alle Kratzerexkavatoren werden auch diese Apparate, über welche Betriebsbeobachtungen nicht zur Verfügung stehen, wahrscheinlich wesentlich schwerer und darum auch teurer werden als gleichwertige Eimerbagger. Andererseits dürften sie aber auch in steinigem Boden besser arbeiten als jene. Ausserdem kommt das Gleisrücken in Fortfall; dafür müssen allerdings zwei Gleise zu beiden Seiten der Ausschachtung vorgestreckt werden. Die Herstellung eines bestimmten Kanalprofils dürfte durch entsprechendes Zusammenarbeiten der beiden Baggerführer erreichbar sein. Die Kosten für doppeltes Baggerpersonal werden wohl durch die geringere Zahl von Hilfskräften für die Gleisbewegung ausgeglichen werden.

Wie bei dem Löffelbagger wird man auch hier beiderseits mit einem verhältnismässig kurzen Baggergleise auskommen.

### **Greifbagger.**

Die Greifbagger, welche sich von den beim Verladen von Massengütern viel gebrauchten Drehkränen mit Greiferausrüstung kaum wesentlich unterscheiden, stehen in ihrer konstruktiven Ausbildung und Betriebsweise den Hebezeugen näher als den Trockenbaggern. Ihre Verwendung zur maschinellen Bodenförderung gewinnt Einfluss nur auf den ersten Teil der Hubbewegung des Greifers, das Eindringen desselben in den Boden, während das Heben, Schwenken und Entladen durchaus in gleicher Weise wie bei Drehkränen verläuft.

Das Kräftespiel am Greifer während der Grabperiode finden wir ausführlich besprochen in dem Buche von „Hanfstengel, — „die Förderung von Massengütern“ — 2. Teil S. 173 ff. — Allerdings gelten jene Ausführungen für geschütteten Sand, also unter Vernachlässigung des Scheerwiderstandes, weil es sich dort um geschüttete Massengüter handelt. Wenn wir jedoch berücksichtigen, dass Greifbagger wohl überhaupt nur in leichtem Boden wirtschaftlich arbeiten werden, wobei also der Scheerwiderstand klein ist, dürfen jene Betrachtungen auch auf die Bodenförderung durch Greifer Anwendung finden.

Ausserdem kommt v. Hanfstengel am Schlusse seiner Entwicklungen zu dem Resultat, dass man die tatsächliche Grösse der Schliesskraft bei den verschiedenen Greiferstellungen auf Grund theoretischer Erwägungen allein nicht zu bestimmen vermag, weil die auftretenden Schneidwiderstände in einem nur durch Versuch zu bestimmenden Abhängigkeitsverhältnis von der Geschwindigkeit der Greiferschneiden stehen, bei der Kraftschlüssigkeit des Schliessmechanismus aber diese Geschwindigkeit durch die Grösse jener Widerstände bedingt ist.

Darum soll auf die wirtschaftliche Kritik der Baukosten bei den Greifbaggern verzichtet werden. Für die Anschaffungskosten von Greifbaggern stehen dem Verfasser genaue Werte allerdings nicht zur Verfügung. Doch finden sich in der 20. Auflage des „Taschenbuchs der Hütte“, 2. Teil S. 491 die Gewichte der bewährten Typen der Firma Menck & Hambrock für 0,4; 0,8, 1,35 cbm und es sollen die Anschaffungskosten auf Grund der Kosten pro 1000 kg bei Löffelbaggern von nahezu gleichem Gewicht, wie folgt, geschätzt werden:

Type	C,	E	G
1. Greiferinhalt	0,4	0,8	1,35 cbm
2. Gewicht des fahrbaren Greifbaggers	15,0	27,5	45,0 t
3. Preis pro 1000 kg geschätzt zu	730	680	600 Mk.
4. Anschaffungskosten geschätzt zu	11 000	19 000	27 000 „
5. Für 20 m Baggerfahrbahn etwa	260	400	500 „
Gesamte Anlagekosten ca	11 300	19 400	27 500 Mk.

Ueber den Energiebedarf von Greifbaggern liegen Beobachtungswerte nicht vor; darum soll in nachstehendem versucht werden, denselben schätzungsweise zu ermitteln:

Der Arbeitsaufwand für ein Baggerspiel umfasst:

1. die Grabarbeit,
2. die Hubarbeit,
3. die Schwenkarbeit.

Bedeutet:  $\eta$  den Wirkungsgrad der Kraftleitung von Greifer bis zur Maschinenwelle,  $Q + G$  das Gesamtgewicht des gefüllten Greifers  $l$  den Seilweg während der Grabperiode, so wird im Höchsthalle

$$Lg \max = (G + \frac{Q}{2} + R) l / \eta,$$

worin  $R$  eine durch die Kohäsionskräfte des Bodens hervorgerufene senkrecht nach unten wirkende Kraft darstellt. Setzen wir schätzungsweise  $R = \frac{Q}{2}$  so wird:

$$Lg \max = (G + Q) l / \eta$$

Ist nun für den 0,8 cbm Greifbagger:

$$G \approx 1000 \text{ kg}$$

$$Q \approx 1200 \text{ kg}$$

$$l \approx 2,1^m$$

$$\eta \approx 0,6$$

so wird  $Lg = 2200 \cdot 2,1 / 0,6 \cdot 75 = \text{ca. } 100 \text{ HP}$

Die Hubarbeit wird: bei 6 m Hubhöhe für mittlere Verhältnisse

$$L_h = 6 \cdot 2200 / 0,8 \cdot 75 = 220 \text{ HP sec.}$$

Die Schwenkarbeit hängt, wie bei Besprechung des Löffelbaggers gezeigt wurde, in ihrer Grösse vorzüglich von dem Trägheitsmoment der rotierenden Massen, der Winkelgeschwindigkeit und dem Schwenkwinkel ab.

Wir dürfen mit guter Annäherung wohl annehmen, dass das Trägheitsmoment des 0,8 cbm Greifbaggers etwa um 20% kleiner ist als dasjenige des früher besprochenen 2 cbm Löffelbaggers, während die Geschwindigkeitsverhältnisse und der Schwenkwinkel ungefähr die gleichen wie bei dem Löffelbagger sein werden. Unter diesen Voraussetzungen dürfen wir etwa 85% der dort ermittelten Schwenkarbeit hier in Rechnung stellen, und es wird der Gesamtarbeitsbedarf eines Baggerspieles:

$$L = Lg + L_h + L_s = 100 + 220 + 2 \cdot 0,85 \cdot 230 = 710 \text{ HP.}$$

Rechnen wir ferner den Kohlenverbrauch pro 1 HP/Std. = 1,8 kg, und die Dauer eines Baggerspieles zu 60 Sekunden, so wird der Kohlenbedarf pro Greiferfüllung:

$$1,8 \cdot 710 / 3600 = 0,35 \text{ kg}$$

also pro 1 cbm Förderung: 0,44 kg.

Diese Kohlenverbrauchsziffer ist im Vergleich zu den bei den bisher betrachteten Trockenbaggern ermittelten Werten überraschend klein. Doch ist nicht zu vergessen, dass die von einem Greifer auszuübende Grabekraft durch sein Eigengewicht begrenzt ist. Wird daher bei festerem Boden ihre Vergrößerung erforderlich, so lässt sich dieses nur durch ein Zusatzgewicht an dem Greifer oder durch eine stärkere Flaschenzugübersetzung zwischen Greifer und Hubseil erzielen.

Ersteres Mittel vermehrt die Totlast, letzteres vergrößert die Schliessdauer und verschlechtert damit die stündliche Förderleistung.

Für die Zusammenstellung der gesamten Betriebskosten soll der oben ermittelte Kohlenverbrauch mit einem Zuschlage von 20% für Energieverlust infolge der abzubremsenden kinetischen Energie in den bewegten Massen, sowie zur Deckung der Fahrarbeit, also:

0,55 kg Kohle pro 1 cbm Förderung

in Rechnung gestellt werden.

Die Aufwendungen für Gehälter und Löhne stellen sich etwa wie folgt pro Jahr:

Type	C <sub>1</sub>	E	G
1) Baggerführer	1600	1600	1600
2) Heizer	1300	1300	1300
3) 1 Mann zum Heranbringen von Wasser und Kohle	770	770	770
4) Gleisrücker im Mittel	2	3	5
	1540	2310	3850
	Sa. 5210	5980	7520

das Jahr zu 220 Arbeitstagen à 10 Std. gerechnet.

Nach den Angaben des „Taschenbuchs der Hütte“ ist bei weichem Boden und 6 m Hubhöhe für die oben genannten Typen pro 10 stündigen Arbeitstag eine Förderleistung von 240, 340,

440 cbm zu erwarten. Hiernach wird die Jahresförderung  $\approx 53\,000$ , 75 000, 97 000 cbm betragen, und es ergeben sich die Lohnkosten pro 1 cbm Förderung zu etwa 10 bzw. 8 Pfg. **Reparaturkosten.** In erster Linie erfährt das Zugorgan, sei es Seil oder Kette, einen starken Verschleiss. Beträchtlicher Abnutzung werden auch die Gelenke des Greifers und die Lagerbolzen der Flaschenzugrollen, namentlich beim Arbeiten im scharfen Sande unterworfen sein, desgleichen die Zähne des Greifers. Die Aufwendungen für Reparaturen an der Maschinenanlage werden denen bei einem gleichgrossen Dampfdruckkran ziemlich gleich sein.

Die Kosten für Seilerneuerung werden von Hanfstengel zu höchstens 1 Pfg. pro 1 cbm Förderung angegeben.

Berücksichtigt man, dass die Reparaturkosten für den Greifer je nach der Art der Betriebsverhältnisse und der Beschaffenheit des Baggergutes sehr verschieden sein werden, so erscheint es angängig, diese Kosten auf folgender Grundlage zu schätzen:

Die Anschaffungskosten für einen 0,8 cbm Greifer dürften bei ca. 1000 kg Eigengewicht etwa 1100 Mk. betragen. Bei der ungemein einfachen Bauart der Greifer für Bodenbaggerung wird der Fabrikant bestrebt sein, unter Verzicht auf Austausch einzelner Teile, mit Ausnahme der Zähne, den Greifer so zu konstruieren, dass für eine angemessene Betriebsdauer alle Teile ausreichen, worauf alsdann die Erneuerung des Greifers erfolgt. Nimmt man nun die Lebensdauer eines Greifers unter ungünstigen Verhältnissen zu 1/2 Jahr an, ein Wert, der unter gleichen Bedingungen dem Verfasser für die Lebensdauer von Baggereimern genannt wurde, so würde sich für 1 cbm Bodenförderung dieser Teil der Reparaturkosten auf ca.  $\frac{2 \cdot 1100}{75\,000} = \approx 3$  Pfg. stellen. Schliesslich sollen die Unterhaltungs- und Reparaturkosten für die Maschinenanlage auf etwa 300 Mk. pro Jahr oder pro 1 cbm Förderung etwa 0,6 Pfg. geschätzt werden.

Hiernach sollen die gesamten Reparaturkosten eines Greifbaggerers für mittlere Verhältnisse, wie folgt, angenommen werden:

1. Für Ersatz der Zugorgane . . . . .	0,8 Pfg. cbm.
2. „ Frsatz des Greifers . . . . .	2,0 „ „
3. „ Unterhaltung und Reparatur der Maschinenanlage . . . . .	0,6 „ „

Sa. 3,4 Pfg./cbm.

Nach dem Bisherigen werden die Gesamtkosten pro 1 cbm Bodenförderung durch Greifbagger etwa die in nachstehender Tabelle zusammengestellten Werte erreichen:

Type	C <sub>1</sub>	E	G
Förderung pro Jahr zu 2200 Arbeitsstunden	53 000	75 000	97 000 cbm
1. Für Verzinsung und Amortisation der Anlage m. 15 <sup>0</sup> / <sub>100</sub>	1680	2900	4100 M./Jahr
2. Für Kohlen à 1 cbm 0,35 · 2,4 Pfg.	700	1000	1300 „
3. Für Wasser, Schmier- und Putzmaterial à cbm 1 Pfg.	530	750	970 „
4. Für Gehälter und Löhne	5210	5980	7520 „
5. Für Reparatur und Ersatz	1800	2550	3300 „
Insgesamt	9920	13180	17190 M./Jahr
pro 1 cbm Förderung ∞	19	18	18 Pfg.

Würde man an Stelle der Dampfmaschinenanlage Elektromotoren verwenden, so ist namentlich dann, wenn die elektrische Energie an der Baustelle billig zur Verfügung steht, eine unter Umständen nicht unwesentliche Verbilligung der Förderung zu erwarten, da dann, abgesehen von der Verringerung der Baukosten die Aufwendungen für den Heizer und den Kohlenträger in Fortfall kommen. Nach obiger Zusammenstellung betragen dieselben — vergl. Seite 102 — etwa 30<sup>0</sup>/<sub>100</sub> der Gesamtkosten. Der Energieverbrauch des Greifbaggers wurde nach Seite 101 pro 1 cbm Förderung auf

$$710 \cdot 736'0,8 \cdot 1000 \cdot 3600 = 0,18 \text{ KW/Std.}$$

geschätzt, würde also bei einem Wirkungsgrad des Elektromotors

$$\eta \approx 0,85$$

0,21 KWSt./cbm erfordern.

Nimmt man den Strompreis auf der Baustelle mit 10 Pfg/KWStd. an, so würde der Energiebedarf etwa um 0,3 Pfg. oder 12<sup>0</sup>/<sub>100</sub> billiger sein als bei Dampftrieb; das bedeutet für die Gesamtkosten ca. 2<sup>0</sup>/<sub>100</sub>. Die Minderkosten für die elektrische Ausrüstung des Baggers gegenüber der Dampfmaschinenanlage wird man entsprechend den Verhältnissen bei Löffelbaggern etwa mit 4<sup>0</sup>/<sub>100</sub> der gesamten Anschaffungskosten, also etwa = 1<sup>0</sup>/<sub>100</sub> der ge-

samten Förderkosten einzusetzen haben. Demnach würden also die Förderkosten des elektrischen Greifbaggers werden :

$18 (1 - 0,05 - 0,01 - 0,02) = 18 \cdot 0,92 = 16,5$  Pfg.  
pro cbm Förderung.

Nach diesen Ermittlungen, die jedoch auf zahlenmässige Genauigkeit keinen Anspruch erheben können, würde also bereits bei einem Strompreis von 10 Pfg/KWStd. der elektrische Antrieb wirtschaftlicher werden.

Die Greifbagger haben gleich den Kratzer-Exkavatoren vor den Eimerbaggern und Löffelbaggern den Vorzug, dass sie innerhalb weiter Grenzen ohne sonderliche Mehrkosten in beliebiger Tiefe sowie bis zu einer gewissen Höhe über Schienenoberkante des Baggergleises zu baggern vermögen. Dem steht als Nachteil ihr eng begrenztes Grabvermögen und ihre geringe Leistungsfähigkeit gegenüber.

Aus diesen charakteristischen Betriebseigenschaften ergeben sich für die rationelle Verwendung des Greifbaggers die Bedingungen dass :

1. der Scherwiderstand des abzugrabenden Bodens einen geringen Wert nicht überschreitet,
2. die geforderte Förderleistung nicht zu gross ist,
3. Zweck und Gestalt der Baugrube die senkrechte Bodenförderung gestatten oder gar geboten erscheinen lassen.

Wir finden daher Greifbagger vorzüglich in Verwendung bei Nassbaggerung in Flussläufen und Kanälen, und bei dem Aushub von Fundamentgruben für Hoch- und Tiefbauten in leichtem Boden.

### **Grabmaschinen für Sonderzwecke.**

Spezialmaschinen können dazu bestimmt sein, entweder eine Massenproduktion wirtschaftlicher zu gestalten, indem eine bessere Arbeitsökonomie, Zeitersparnis, oder vereinfachte Konstruktion und damit verringerte Anschaffungskosten erzielt werden, oder aber um die Anwendung des betreffenden Maschinentyps unter besonders schwierigen Arbeitsbedingungen überhaupt zu ermöglichen. Im letzteren Falle wird man sich meist mit höheren Betriebskosten abfinden müssen.

Die Spezialmaschinen für mechanische Bodenförderung, mit welchen wir uns in diesem Abschnitte zu beschäftigen haben, verdanken nun ihre Konstruktion und Anwendung weniger dem Streben nach Rationalisierung des Baggerprozesses als vielmehr dem Bedürfnis, die mechanische Bodenförderung auch auf solche Gebiete auszudehnen, wo die bisher behandelten Trockenbagger entweder überhaupt nicht verwendbar oder mindestens zu schwerfällig oder zu teuer in der Anwendung sind; und wo deshalb Handarbeit vorherrscht.

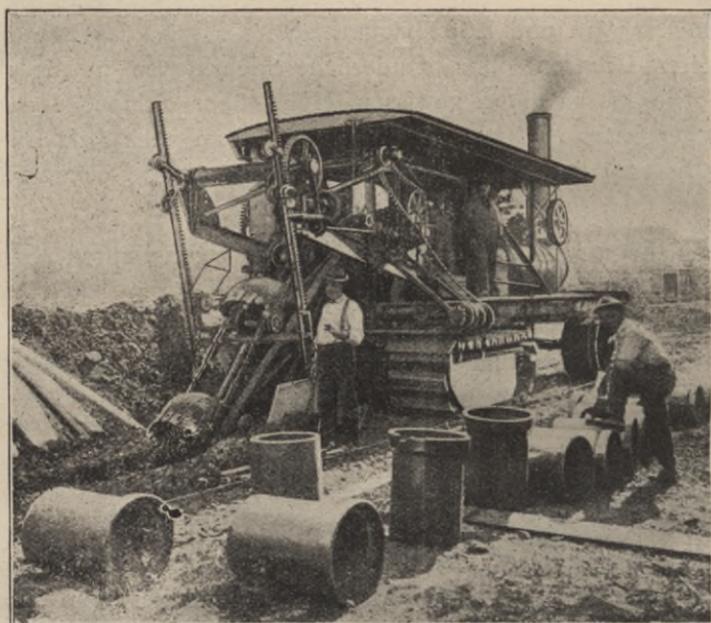


Abb. 10.

Abgesehen von den sogenannten Braunkohlenbaggern der Lübecker Maschinenbau-Gesellschaft und einigen verwandten Grabemaschinen für zähen Ton, auf deren Besprechung an dieser Stelle verzichtet werden soll, kommen hier die Spezialmaschinen zur Herstellung kleinerer und kleinster Gräben für Drainagezwecke und Rohrleitungen in Betracht.

Solche Grabenbagger finden sich in Amerika in zahlreichen Ausführungen im Betriebe. Die wichtigsten Bauformen derselben sollen an Hand der beigegebenen Illustrationen beschrieben werden.

In Abbildung 10 sehen wir einen Grabenbagger, dessen Arbeitsorgan durchaus dem des Eimerkettentiefbaggers entspricht. Es werden diese Maschinen in verschiedenen Grössen gebaut und vermögen Gräben von 0,7 bis 1,5 m Breite und bis zu 6 m Tiefe in einem Arbeitsgange auszuheben. Die Baggereimer sind vorn und seitlich mit Grabzähnen ausgerüstet, letztere um den Eimer seitlich frei zu schneiden. Das Material fällt aus dem Eimer auf ein Transportband und wird auf der Seite abgeworfen. Die Fortbewegung des Baggers wird durch Aufwickeln eines Schleppseils bewirkt, welches in geeigneter Entfernung verankert ist.



Abb. 11.

Beachtenswert ist ferner die Aufhängung und die Hubvorrichtung für die Eimerleiter.

Wie das Bild zeigt, hängt die Leiter an Zugstangen, die durch Zahnstangen-Getriebe hochgezogen werden können,

Diese Anordnung, die infolge des kurzen wirksamen Hebelarmes sehr viel Kraft erfordert, ergibt sich aus der Notwendigkeit, die Leiter über Terrain so zu fassen, dass die über dieselbe seitlich hinausragenden Eimer frei passieren können. Eine Seilaufhängung würde jedenfalls mit den beiden Rollenkloben eine zu grosse Baulänge gehabt haben.

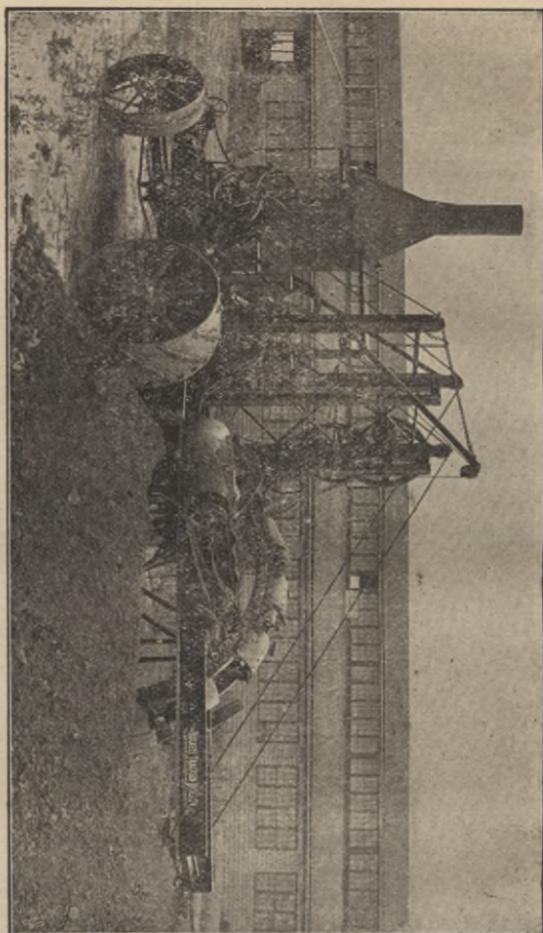


Abb. 12.

Schliesslich sei noch auf die bei solchen Grabenbaggern in Amerika sehr beliebte Stabkette zur Verringerung des spezifischen Raddruckes hingewiesen.

In Abbildung 11 und 12 sehen wir einen der in Amerika für Drainage-Zwecke sehr beliebten Radbagger. Ueber diese Graben-

bagger finden sich ausführliche Mitteilungen in einem Aufsatz von Eichel in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure vom Jahre 1906, S. 56 ff., welchem mit Genehmigung des Herrn Verfassers die Abbildungen sowohl als die nachstehenden für den Gedankengang dieser Studie besonders wertvollen Angaben entlehnt sind.

Diese Radbagger dienen vorzugsweise zur Aushebung von Rohrgräben für Drainagezwecke in der Breite von 0,3 bis 0,6 metr. und in der Tiefe von 1,4 bis 2 metr., wozu von der Fabrikantin, der Heck & Marvin Co. in Findlay, Ohio, vier Typen gebaut werden.

Das Arbeitsorgan ist ein mit Innenverzahnung versehener Ring aus schmiedbarem Guss, an welchem die Grabgefäße und zwischen diesen noch je zwei Zähne festgenietet bzw. festgeschraubt sind.

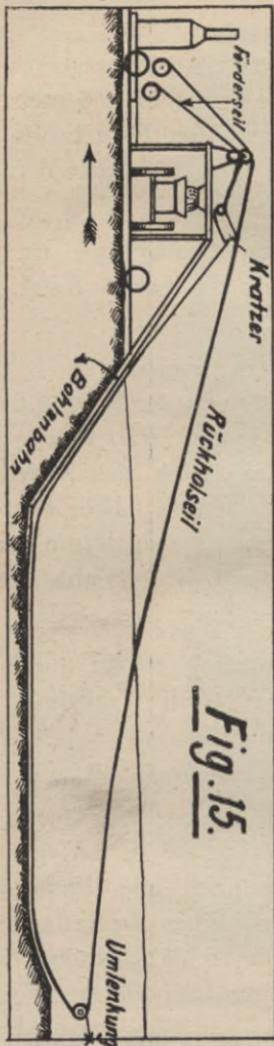
Der Grabeprozess verläuft ähnlich wie bei Eimerbaggern mit vorwärts schneidenden Eimern. Die Eimer sind nach der Ringmitte zu offen und das Grabgut rutscht auf einem Bogenblech, welches dem rotierenden Ringe gegenüber an dem Traggerüst des Rades befestigt ist, entlang bis etwa zum Scheitel des Rades. Hier hört das Blech auf und der Boden fällt auf einen in der Radmitte befindlichen Transporteur, der denselben neben dem Graben abwirft.

Der Antrieb des Rades geschieht durch ein Triebrad, welches in den inneren Zahnkranz eingreift. Seine Stützung erfolgt durch 4 Friktionsrollen, die an dem vertikal drehbaren Traggerüst gelagert sind.

Nach den von den Fabrikanten angegebenen Kohlenverbrauchs-ziffern dürfte der Bagger etwa 1,5 kg pro 1 cbm Förderung brauchen. Hierbei wird ein Wasserverbrauch von rd. 8 Ltr. pro 1 kg Kohle angegeben, in welchem allerdings auch alle Wasser-verluste enthalten sind. Der Apparat wird von einer 8 pferdigen Einzylinder-Maschine angetrieben und leistet in 10 Arbeitsstunden etwa 200 cbm Grabeaushub.

Während die bisher genannten Grabenbagger in ihrem Wesen dem Eimerkettentrockenbagger nahe stehen, stellt die Anordnung Fig. 15 eine Anwendung des Seilkratzers zur Grabenbaggerung dar. Abbildung und Beschreibung eines solchen Grabenbaggers finden

sich in „Eng News“, 1909 — II, S. 137, und es sind die nachstehenden Angaben jener Veröffentlichung entnommen: das Grabgerät, ein Kratzeimer von etwa 0,7 cbm Inhalt und 0,9 m Breite gräbt in der Längsrichtung des Grabens, indem sein Vorderteil von zwei Leuten niedergedrückt und der Eimer durch das 20 mm



starke Zugseil bezw. den Dampfhaspel auf dem Gerüst an das Abladegerüst herangezogen wird. Sobald der Eimer gefüllt ist, geben die Leute ihn frei, er richtet sich unter dem Einflusse seiner Füllung auf und gleitet auf der gekrümmten hinteren Bodenfläche über die schräge Bohlenbahn bis zur Abladestelle auf dem Gerüst, wo er durch einen Anschlag zum Kippen gebracht wird.

Das Zurückholen erfolgt mittelst eines 13 mm starken Rückholseiles, welches am hinteren Ende des Eimers befestigt ist und über eine feste Umlenkrolle am Ende der Grabensohle läuft. Das ganze Gerüst nebst dem Dampfhaspel kann durch ein Gespann verfahren werden, und zwar dauert das Verfahren jedesmal ca. 30 metr., 20 bis 30 Minuten.

Ist der Boden sehr fest, so wird zunächst statt des Kratzers ein Pflug zwischen die Seile geschaltet und der Boden aufgepflügt.

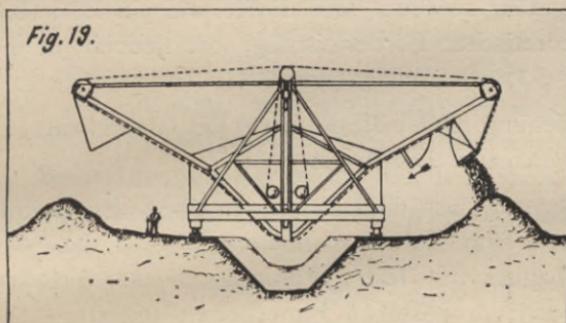
Zur Bedienung sind ausser dem Maschinisten und Heizer ein Zeichengeber auf dem Kipperüst und zwei Leute im Graben erforderlich.

Die Förderleistung des Apparates wird zu 100 cbm in 10 Stunden, sein Kohlenverbrauch zu ca. 450 kg für die gleiche Zeit angegeben, sodass er also 4,5 kg Kohle für 1 cbm Förderung verbraucht.

Als Vorzug dieser Einrichtung, welche bei ihrem bedeutenden

Personalbedarf und dem grossen Brennstoffverbrauch kaum sonderlich wirtschaftlich sein dürfte, wird gerühmt, dass sie die maschinelle Herstellung von Gräben unter Gleisen gestattet, ohne den Betrieb zu stören. Jedenfalls darf sie wohl als eine charakteristische Anwendungsform des früher besprochenen Seilkratzers allgemeines Interesse beanspruchen.

Einen neuen in vielfacher Beziehung interessanten Grabenbagger zeigt uns Fig. 19. Derselbe wird von der Austin Drainage Excavator Company“ hergestellt und gestattet die Ausführung von



Gräben beliebigen Querschnittes mit glatten Wänden in einem Arbeitsgange. Angaben über seine Konstruktionseinzelheiten stehen dem Verfasser nicht zur Verfügung. In „Eng. News“ — Jahrgang 1905 I, S. 250 — findet sich jedoch die Beschreibung eines Grabenbaggers der das gleiche Konstruktions-Prinzip aufweist.

Dieser Grabenbagger besitzt zwei mit den Messern von einander abgekehrte Grabeimer, die auf Rollen an einem Profileisenbalken sich entlang bewegen, indem sie unter Vermittelung von Drahtseilen durch einen Dampfhaspel mit Doppeltrommel geschleppt werden. Mittelst der Anschläge am Ende der beiden Ausleger werden sie zum Entladen gekippt.

Es gräbt daher bei jedem Arbeitsgange nur ein Eimer, während der andere leer mitläuft.

Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, den unteren Teil der Führung senkrecht verstellbar zu machen.

Ist die gewünschte Grabentiefe so gross, dass sie nicht in einem Schnitte ausgehoben werden kann, so muss der Apparat

nach jedesmaliger Verstellung des Führungsbalkens dieselbe Strecke mehrmals durchlaufen.

Die Leistung des älteren Grabenbaggers wird zu ca. 600 bis 700 cbm in 10 Stunden und sein Kohlenverbrauch zu 1000 kg pro Arbeitstag angegeben, sodass auf 1 cbm Förderung etwa 1,5 kg Kohle kommen. Berücksichtigt man, dass das Grabgut blauer Ton mit Kies und Sand war, so dürfte dieser Apparat einem Eimerbagger an Wirtschaftlichkeit wenig nachstehen. Das Gewicht der Maschine betrug 30 t, sodass dieselbe etwa ebenso schwer und wohl auch ungefähr so teuer sein dürfte wie ein Eimerbagger von 1200 cbm theoretischer Förderleistung, der jedoch in Ton ebenfalls nur etwa 600 cbm leisten würde.

Zur Bedienung sind erforderlich: Ein Maschinist, ein Heizer und eine Kolonne zum Gleislegen.

Vorausgesetzt, dass die Leistungsangaben der amerikanischen Quelle zutreffend sind, darf man hieraus folgern, dass es möglich ist, Ein-Eimerbagger mit fester Führung ebenso wirtschaftlich zu gestalten wie den europäischen Eimerkettenbagger.

Allerdings ist ein solches Gerät bei Ausbaggerung kleiner Gräben gewissermassen doppelt wirkend ausführbar und deshalb in wirtschaftlicher Beziehung günstiger gestellt als beim Graben an einer Böschung. Es erscheint jedoch möglich, dass sich ein Ein-Eimerbagger auch für Tiefbaggerung zweckentsprechend konstruieren lässt und dass derselbe bei steinigem Boden und vorgeschriebener Böschung sowohl dem Eimerkettentiefbagger als auch dem Scraper-Exkavator wirtschaftlich überlegen sein kann.

Damit sind die wichtigsten Bauformen amerikanischer Grabenbagger dem Leser vorgeführt worden.

Ihre wirtschaftliche Kritik ist für den deutschen Ingenieur recht schwierig, insofern Grabenbagger der geschilderten Art dem deutschen Tiefbau unbekannt sind und deshalb Betriebserfahrungen deutscher Tiefbaubetriebe nicht vorliegen.

Die amerikanische Fachliteratur enthält nun allerdings zahlreiche Veröffentlichungen über diesen Gegenstand, welche mit wohlthuender Ausführlichkeit nicht nur die konstruktiven Einzelheiten sondern auch die Betriebsleistungen der besprochenen Apparate

behandeln. Doch ist es ungemein schwer, ohne eingehende Kenntnis amerikanischer Verhältnisse den objektiven Wert dieser Angaben nachzuprüfen, und sie für deutsche Verhältnisse umzuwerten.

Das Kräftespiel an den Eimern des Grabenbaggers nach Abbildung 10 wird in ähnlicher Weise verlaufen wie bei den kleineren Eimerkettentrockenbaggern mit geführter Kette, und die Wirkungsweise der dem Grabenbagger eigentümlichen seitlichen Grabzähne zum Freischneiden der Eimer, sowie das Verhalten der Eimerkette bei steinigem Boden liessen sich nur auf Grund von Betriebsbeobachtungen wirtschaftlich bewerten.

Bei den Radbaggern nach Abb. 11 und 12 ist der Grabeprozess ein so eigenartiger, von demjenigen europäischer Eimerbagger, so wesentlich abweichender, dass es ebenfalls ziemlich aussichtslos ist, ohne Betriebsbeobachtungen ihren wirtschaftlichen Wert zu kritisieren. Bemerkenswert ist jedoch das Bestreben, den Antrieb der Grab- und Förderorgane dem Angriffspunkt des Grabwiderstandes möglichst nahe zu bringen.

Die Arbeitsweise der Seilkratzer nach Fig. 14 entspricht durchaus derjenigen der früher besprochenen Kratzerexkavatoren.

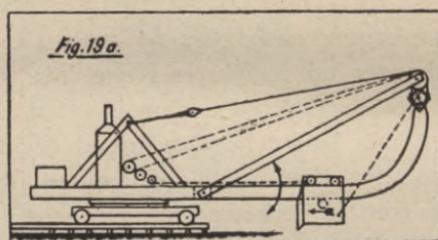
Die Ein-Eimerbagger nach Fig. 19 graben in ganz ähnlicher Weise wie Eimerbagger mit geführter Kette, nur dass man wegen der Einteiligkeit des Grabgerätes dasselbe auf Rollen an dem Profileisenträger entlang laufen lässt, während der Ersatz der gleitenden Reibung an den Führungsflächen durch rollende Reibung sich bei der vierteiligen Eimerkette des Tiefbaggers mit geführter Kette als zu kompliziert erwiesen hat. Es ist übrigens anzunehmen, dass bei der grossen Spandicke eines solchen Graben-Baggers, derselbe wirtschaftlicher graben wird als ein gewöhnlicher Tiefbagger. Allerdings stehen dem die früher gekennzeichneten Nachteile des diskontinuierlichen Betriebes und die grösseren Massenwirkungen der konzentrierten Last des Grabeimers nebst Füllung gegenüber.

Die für den spezifischen Kohlenverbrauch ermittelten Ziffern sind im Vergleich zu den entsprechenden Werten bei Eimer- und Löffelbaggern reichlich hoch. Das braucht jedoch nicht oder wenigstens nicht allein seinen Grund in der Unwirtschaftlichkeit des Grabeprozesses oder der Triebwerke zu haben, da man annehmen

kann, dass der Wirkungsgrad der Dampfmaschinen namentlich bei kleinen Leistungen recht gering sein wird.

Einen weiteren beachtenswerten Grabenbaggertyp finden wir in „Eng. News“, 1911, S. 318 dargestellt und beschrieben. Wie Fig. 19a zeigt stellt sich dieser Grabenbagger in seiner Gesamtanordnung als rotierender Scraper Exkavator ähnlich Abb. 9 dar, dessen Kratzeimer jedoch an einem I Träger mittelst doppel-flanschiger Friktionsrollen geführt ist. Er gleicht also in letzterer Beziehung dem Austin Exkavator nach Fig. 19.

Dieser Baggerapparat, der von der Jacobs Engineering Co. in Ottawa Jll. gebaut wird, läuft auf zwei Schienen von etwa 40 kg/m mit doppelflanschigen Rädern. Ein Fahrtrieb ist nicht vorhanden, vielmehr schleppt sich der Bagger unter Benutzung des Kratzeimers als Anker. Die Winde hat drei Seiltrommeln je für Heben des Führungsbalkens, Schleppen und Zurückholen des Kratzeimers. Der Baggermeisterstand befindet sich links vorn auf dem Oberwagen, so dass der Baggerführer von dort den Grabeprozess gut übersehen kann.



Der Führungsbalken ist etwa 13 metr. lang; der Kratzeimer hat etwa 0,6—1,5 cbm Inhalt. Der Antrieb erfolgt durch eine schnelllaufende Dampfmaschine mit stehendem Kessel oder durch Kraftölmotor.

Ueber die Leistung des Apparates wird in oben genannter Quelle gesagt, dass bei etwa 750 kg Kohle pro Tagwerk in 10 Stunden im Mittel etwa 100 lfd. metr. Rohrgräben für Rohre von 0,4 bis 0,75 m lichter Weite hergestellt wurden, was einem Aushub von ca.  $2.0,6.100=120$  cbm entsprechen dürfte, so dass pro 1 cbm Förderung etwa 6 kg Kohle verbraucht werden. Diese hohe Kohlenverbrauchsziffer wird aber wohl weniger dem Konstruktions-

prinzip des Baggers als vielmehr der geringen Oekonomie der Dampfmaschine zuzuschreiben sein; denn der Grabeprozess selbst erfolgt unter wirtschaftlich recht günstigen Bedingungen. Ausserdem wurde der in Rede stehende Rohrgraben zum Teil durch Kies, Ton und ‚black loam‘, also schwerem Boden bezogen.

### **Beiträge zur vergleichswisen Beurteilung der verschiedenen Bauformen des modernen Trockenbaggers.**

Als Schlussglied unserer Betrachtungen über die wirtschaftlichen Eigenarten des modernen Trockenbaggers in seinen verschiedenen Bauformen ergibt sich naturgemäss ein wirtschaftlicher Vergleich der bisher im einzelnen besprochenen Baggerformen.

Ein Trockenbagger hat, abgesehen von verhältnismässig seltenen Sonderanwendungen, die Aufgabe, gewachsenen Boden zu lösen und an vorgeschriebener Stelle abzulagern oder für den Weitertransport bereitzustellen.

Für gleiche Arbeitsbedingungen geben die gesamten direkten und indirekten Förderkosten pro 1 cbm ein Mass für die Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Typen derart, dass derjenige Typ für den gegebenen Fall als der wirtschaftlichste anzusehen ist, für welchen die spezifischen Förderkosten am geringsten ausfallen. Würde man nun für alle möglichen Arbeitsbedingungen durch vergleichende Betriebskostenermittlung den jeweilig wirtschaftlichsten Baggertyp feststellen, so liesse sich auf solcher Crundlage das Arbeitsfeld der einzelnen Bauformen einwandfrei eingrenzen.

Selbst wenn vollständigeres Beobachtungsmaterial als das zur Zeit erreichbare es gestattete, auf diesem Wege zu zuverlässigen Ergebnissen zu gelangen, würden derartige Betriebskostenwerte, so interessant sie auch dem Bauunternehmer oder dem Betriebsingenieur sein möchten, für das Streben nach wirtschaftlicher Vervollkommenung der maschinellen Bodenförderung keine Handhabe bieten können. Verfasser glaubt daher im Sinne dieser Studie auf eine derartige Gegenüberstellung der verschiedenen Baggerformen verzichten zu dürfen, um so mehr als bei der Unsicherheit der meisten Ausgabeposten, wie erwähnt, wohl kaum zuverlässige Resultate sich erzielen lassen dürften.

Die Betriebsunkosten eines Baggerbetriebes sind abhängig von den Arbeitsbedingungen einerseits und den Betriebseigenschaften des verwendeten Baggers andererseits. Erstere werden gekennzeichnet:

1. durch die Gestalt des Abtrages,
2. durch dessen physikalische Beschaffenheit,
3. durch die Transportweite oder sonstige aus der weiteren Behandlung des Grabgutes sich ergebende Anforderungen an den Baggerbetrieb,
4. durch die geforderte Förderleistung und den Gesamtumfang der Förderung,
5. durch den Preis für Arbeitskräfte und Betriebsmaterial auf der Baustelle.

Die Betriebseigenschaften des Baggertyps sowohl als des einzelnen Baggers sind im wesentlichen charakterisiert:

- a) durch die höchsterreichbare Förderleistung pro Zeiteinheit,
- β) durch die höchsterreichbare Baggertiefe bzw. Baggerhöhe,
- γ) durch die maximale Förderweite,
- δ) durch den spezifischen Energiebedarf bei gegebener Bodenart,
- ε) durch den Bedarf an Personal und Hilfskräften.

Aus dem Zusammenwirken der Arbeitsbedingungen und der Betriebseigenschaften des Baggers ergeben sich also die Betriebsunkosten, diese erscheinen, wie wir gesehen haben, als:

- a) Anlagekosten bzw. deren Verzinsung und Amortisation,
- b) Energieerzeugungskosten,
- c) Aufwendungen für Gehälter und Löhne,
- d) Reparaturunkosten,
- e) Aufwendungen für Montage und Demontage der Anlage;

und es soll Aufgabe der folgenden Betrachtungen sein, die wichtigsten Zusammenhänge zwischen Arbeitsbedingungen, Betriebseigenschaften des Baggers und Betriebskosten, sei es in geeignet zu definierenden Koeffizienten — „Gütekoeffizienten“, — sei es in graphischen Darstellungen für die verschiedenen Baggerformen darzustellen.

Die Anlagekosten, in erster Linie abhängig von der geforderten Baggertiefe und Förderleistung, können wir durch den Verhältniswert  $\alpha = G/h V$  kennzeichnen,

wenn  $G$  das Betriebsgewicht des Baggers,  
 $h$  die Baggerhöhe bzw. Baggertiefe,  
 $V$  die Förderleistung pro Arbeitsstunde für leichten Boden  
bezeichnet.

Den Einfluss der Bodenart muss man dadurch berücksichtigen, dass man den Wert  $\alpha$  für verschiedene Bodenarten bestimmt und für jeden Baggertyp diese Werte nebeneinander stellt.

Nachstehende Tabelle gibt entsprechende Zahlenwerte je für Eimerbagger, Löffelbagger, Greifbagger und Scraper-Exkavatoren:

Baggertyp	$G^t$	$h^m$	$V^{cbm}$	$\alpha$	Bemerkungen.
Eimerketten-Tiefbagger	18	4	30	0,15	leichter Boden
"	18	4	10	0,45	Tonboden
"	40	8	100	0,05	leichter Sandboden
"	72	10	240	0,03	leichter Boden
"	72	10	160	0,045	Tonboden
"	72	10	80	0,090	Kreide
Löffelbagger	55	7	100	0,077	leichter Boden
"	55	7	60	0,132	feuchter Ton
"	55	7	50—70	0,13	Sand und Lehm, durchsetzt mit faulem Fels
Greifbagger mit 0,4 cbm Greifer	15	6	24	0,1	leichter Boden
desgl.	15	12	17,5	0,07	" "
desgl. mit 1,3 cbm Greifer	45	6	44	0,17	" "
desgl.	45	12	32,5	0,115	" "
Shannon scraper Exkavator	35	9	25	0,16	schwerer Ton aus dem Wasser.

Diese Zusammenstellung zeigt, wenn wir die Anlagekosten den Gewichten einigermassen proportional annehmen, dass bei gleicher Bodenart die spezifischen Anlagekosten für Eimerbagger und Löffelbagger nicht erheblich verschieden sind; bei Greifbaggern und insbesondere bei Kratzerexkavatoren werden dagegen im allgemeinen wesentlich höhere Anlagekosten zu erwarten sein.

Der Energiebedarf der verschiedenen Trockenbaggerformen ist in nachstehender Tabelle zusammengestellt:

Baggerform	Energieform	Energiebedarf pro 1 cbm		Bemerkungen
		kg Kohle	KW. Std.	
Eimerbagger	elektrisch	—	0,24	leichter Abraum, 10m Baggertiefe
Eimerbagger	elektrisch	—	0,388	Sand mit schwerem Ton vermischt bis 18 m Baggertiefe
Eimerbagger	Dampfantrieb	ca. 0,75	0,31 (a)	in leichtem Boden b. Portalbaggern,
„	„	ca. 1,40	0,344 (b)	desgl. bei der kleinsten Bagger- type
1,5 cbm Löffelbagger	elektrisch	—	0,4	in Kies, zähem Ton und Sand 51 cbm Std.
2 cbm Löffelbagger	Dampfantrieb	ca. 0,6	0,24 (a)	in leichtem Boden
2 cbm Löffelbagger	Dampfantrieb	ca. 1,0	0,40	in feuchtem Ton

Für den Vergleich der Kohlenverbrauchsziiffern mit dem Energiebedarf in Kilowattstunden sei vorausgesetzt, dass bei den grossen Baggertypen mit Verbundmaschine eine Brennmaterialausnutzung von 1,8 HP. Std. / kg Kohle, bei den kleineren eine solche von 3 HP / Std./kg vorliegt; dann würde also im ersten Falle:

$$\begin{aligned} \text{a. } 1 \text{ kg Kohle} &= 0,736/1,8 \text{ KW. Std. (a)} \\ &= 0,41 \text{ KW. Std.} \end{aligned}$$

im letzteren Falle:

$$\begin{aligned} \text{b. } 1 \text{ kg Kohle} &= 0,736/3 \text{ KW. Std. (b)} \\ &= 0,246 \text{ KW. Std.} \end{aligned}$$

gelten. Entsprechend diesen Annahmen wurden in vorstehender Tabelle die Vergleichswerte in KW. Std. ermittelt und je mit dem Index (a) bezw. (b) versehen.

Bemerkenswert ist, dass hiernach Eimerbagger und Löffelbagger nahezu den gleichen spezifischen Energiebedarf bei gleicher Bodenart aufzuweisen scheinen.

Für Greifbagger und Scraper Exkavatoren konnten zuverlässige Beobachtungswerte für den spezifischen Energieverbrauch nicht erhalten werden. Wie dem Verfasser mitgeteilt wurde, sind jedoch über den Arbeitsbedarf der ersteren demnächst Veröffentlichungen zu erwarten.

Da für die wirtschaftliche Kritik eines Baggers nicht nur der gesamte spezifische Energiebedarf sondern auch dessen Verteilung auf die einzelnen Phasen des Arbeitsprozesses wesentlich ist, mögen nachstehend einige Arbeitsbilanzen Platz finden.

1. Eimerkettentrockenbagger :

Abraumbagger mit durchhängender Kette  
vergl. Anhang 2. Kapitel.

Gesamte Arbeitsaufnahme in vollem Betriebe (an der Motorwelle) pro 1 cbm — ca. 10 Sekunden Arbeitsdauer, in Sand :

$$10 \cdot 121 = 1210 \text{ HP} \cdot \text{Sec.}$$

Fahrwerk	Turasantrieb
90 HP Sec.	1120 HP Sec.
$\eta = 0,6$	$\eta = 0,53$
54 HP Sec.	600 HP

Heben	Graben
450 HP Sec.	150 HP Sec.

2. 1,6 cbm Löffelbagger :

Gesamte Energieaufnahme während eines vollen Löffelspieles, also für 1,6 cbm Förderung.

Gesamter Energieaufwand an der Motorwelle:  
für 1 Löffelspiel : ca. 1500 HP

Fahrwerk	Schwenkwerk	Windwerk
1 · 23 HP Sec.	30 · 18 HP Sec.	20 · 47 HP Sec.
$\eta = 0,8$	$\eta = 0,65$	$\eta = 0,6$
18,4 HP Sec.	350 HP	560 HP Sec.

Heben	Graben
300 HP Sec.	260 HP Sec.

Für den Kratzer-Exkavator konnten Beobachtungswerte speziell bezüglich der Energieverteilung schon deshalb nicht gewonnen werden, weil derselbe in deutschen Tiefbaubetrieben, soweit dem Verfasser bekannt ist, noch nicht Verwendung gefunden hat. In nachstehendem ist jedoch versucht worden, den voraussichtlichen gesamten Energiebedarf des in „Eng. News — Jahrgang 1908 II, Seite 483 ff. — beschriebenen Shannon Scraper Exkavators schätzungsweise zu ermitteln.

Naturgemäss können daher die im folgenden gegebenen Zahlenwerte nicht als zahlenmässig genau gelten. Doch glaubt Verfasser, dass bei der überaus einfachen Art des Arbeitsprozesses die unvermeidlichen Schätzungsfehler im wesentlichen von gleicher Grössenordnung sein dürften, wie die infolge des Zustandes der Triebwerke und der Betriebsweise zu erwartenden Variationen des Kraftbedarfes.

Nach der vorstehend genannten Quelle hatte der Bagger ein Querprofil von etwa 9 m Tiefe, 10 m Sohlenbreite mit Böschungen 1 : 1, 6 auszugraben.

Der auszuhebende Boden ist schwerer Ton. Der Kratzer hat etwa 2 cbm Fassungsvermögen, und das Gewicht des betriebsfertigen Baggers kann auf Grund der Gesichtsangaben in Engineering Record 1910 S. 423 ff. auf etwa 100 t geschätzt werden.

Ferner beträgt der Schleppweg für den Kratzer im Mittel etwa 22 m, während sein Gewicht einschliesslich Inhalt zu 1800 + 3000 kg angenommen werden darf.

Alsdann ergibt sich der Arbeitsbetrag der Reibung zwischen Eimer und Böschung

$$L_r = 1800 + \frac{1}{2} \cdot 3000 \cdot 22 \cos(\text{arc tg } 1/1,6) \mu / 75 = 660 \text{ HP}$$

für den ungünstigsten Fall, dass der Kratzer auf dem ganzen Schleppwege mit seinem vollen Gewicht auf dem Boden ruht, während bei geschicktem Manövrieren jedenfalls ein beträchtlicher Teil des Gewichtes von den Seilen abgefangen werden dürfte.

Die Hubarbeit beträgt pro Spiel:

$$L_h = 2 \cdot 1500 \cdot 8 \cdot 75 = 320 \text{ HP}$$

Für den Fall, dass der Kratzer auf dem ganzen Arbeitswege gleichmässig gräbt, würde sich bei 0,2 m Schnitttiefe die Breite

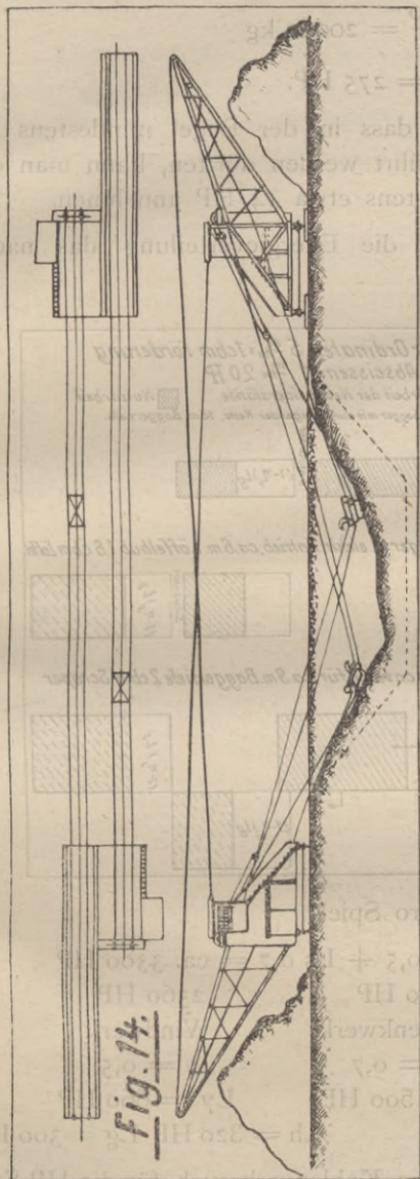
des Schnittes zu  $2/0,2 \cdot 22 = 0,45$  m und damit die gesamte Schnittbreite zu 0,65 m ergeben.

Für 15 kg cm spezifischen Grabwiderstand wird also  $W = 1500 \cdot 0,65 = \text{ca. } 1000$  kg und  $Lg. = 1000 \cdot 22/75 = 300$  PH.

Am schwierigsten erweist sich die Schätzung der Schwenkarbeit, weil keinerlei Angaben über die bezüglichen Abmessungen bzw. das Trägheitsmoment des rotierenden Teiles, noch auch für die Schwendauer zur Verfügung stehen. Man wird jedoch annehmen können, dass wegen der grossen Ausladung schon im Interesse der Betriebs-Sicherheit die Schwenk-Bewegung ziemlich langsam erfolgen wird, sodass  $\omega^{2/2}$  keinen sehr grossen Wert annehmen wird. Es sollen deshalb entsprechend dem Arbeitsbedarf für das Schwenken des Löffelbaggers von etwa 350 HP

$Ls \approx 1,5 \cdot 350 \approx 500$  HP als Schwenkarbeit eingestellt werden.

Das Verfahren erfolgt auf Holzwalzen unter Benutzung des Kratzers als Schleppanker. Nimmt man den Durchmesser der Walzen zu 0,5 m,  $f = 0,1$ ,  $G = 100$  t, so wird:



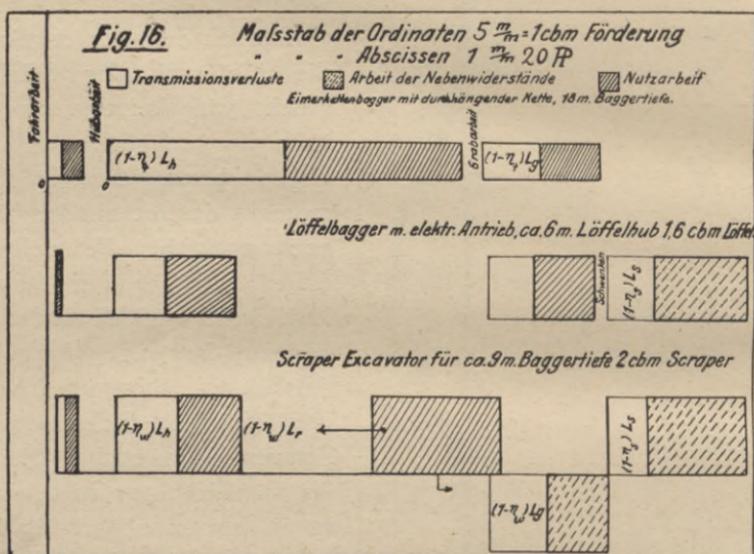
$G \cdot f = 100000 : 0,1 = 10000 = Z \cdot 0,5$   
 oder der Schleppwiderstand:

$$Z = \frac{10000}{0,5} = 20000 \text{ kg}$$

also pro 1 m:  $L_f = 20000/75 = 275 \text{ HP}$ .

Da man annehmen darf, dass in der Regel mindestens 10 Schnitte ohne Verfahren ausgeführt werden dürften, kann man die Fahrarbeit pro 1 cbm zu höchstens etwa 14 HP annehmen.

Demnach ergibt sich für die Energieverteilung das nachstehende Bild:



Gesamter Energiebedarf pro Spiel:

$$(L_g + L_h + L_r + L_f)/0,5 + L_s \cdot 0,7 = \text{ca. } 3300 \text{ HP}$$

56 HP

700 HP

2560 HP

Fahrwerk

Schwenkwerk

Windwerk

$\eta = 0,5$

$\eta = 0,7$

$\eta = 0,5$

$L_f = 28 \text{ HP}$

$L_s = 500 \text{ HP}$

$L_r = 660 \text{ HP}$

$L_h = 320 \text{ HP}$      $L_g = 300 \text{ HP}$

Nimmt man schliesslich den Kohlenverbrauch für die HP Std. zu 4 kg an, so wird der Kohlenverbrauch für den cbm Förderung etwa:  $3300 \cdot 4/2 \cdot 3600 = \text{ca. } 1,85 \text{ kg/cbm}$ .

Die graphische Darstellung der in diesem Abschnitte gefundenen Energieverbrauchswerte in Fig. 16 möge deren Vergleich erleichtern.

Sehr wesentlich für die Wirtschaftlichkeit eines Baggertyps ist ferner dessen Bedarf an Personal und Hilfskräften im Verhältnis zu seiner Leistungsfähigkeit. Auf Grund der in Kapitel 6 des Anhangs zusammengestellten Zahlenangaben, der Angaben der Firma Menck und Hambrock in Betreff der Greiferbagger und des über den Personalbedarf bei dem Shannon Scraper Exkavator in Eng. News — Jahrgang 1908 Seite 483 — Gesagten wurden daher nachstehende Werte für die Quotienten:

$k_1$  = Personalkosten / effektive Förderung und

$k_2$  = Lohnkosten für Hilfskräfte / effektive Förderung

pro Jahr je für leichten Sandboden, und für schweren Ton ermittelt, wobei 1 Jahr zu 220 Arbeitstagen à 10 Std. gezählt werden soll:

Baggerform	Bodenart	Personalkosten	Lohnkosten	Jahresförderung in cbm	Pfg/cbm $k_1$	$k_2$
Portalbagger						
Dampfantrieb	Sand	4750	7700	530000	0,9	1,45
desgl.	Ton	4750	7700	350000	1,35	2,2
Portalbagger bei						
elektr. Antrieb	Sand	2600	7700	530000	0,5	1,45
desgl.	Ton	2600	7700	350000	0,75	2,2
im Mittel :					0,9	1,8
Eimerbagger						
mittl. Grösse.						
Dampfantrieb	Sand	3720	4600	220000	1,7	2,1
desgl.	Ton	3720	4600	132000	2,76	3,50
desgl. m. elektr.						
Antrieb	Sand	2400	4600	220000	1,1	2,1
desgl.	Ton	2400	4600	132000	1,82	3,5

Bagger- form	Boden- art	Personal- kosten	Lohn- kosten	Jahresför- derung in cbm	Pfg/cbm k <sub>1</sub>	k <sub>2</sub>
					im Mittel :	1,4 2,8
Löffelbagger						
mittl. Grösse						
Dampfantrieb	Sand	4160	4600	220000	1,9	2,1
desgl.	Ton	4160	4600	130000	3,2	3,5
desgl. m. elektr.						
Antrieb	Sand	2400	4600	220000	1,1	2,1
desgl.	Ton	2400	4600	130000	1,85	3,5
					im Mittel :	2,00 2,8
Greifbagger mit						
Dampfantrieb	Sand	2900	?	75000	3,80	?
desgl. m. elektr.						
Antrieb	Sand	1800	?	75000	2,40	?
					im Mittel :	3,0
Shamon Scraper Exkavator mit						
Dampfantrieb, Tag- u. Nacht-Betrieb						
Personal in 3 Schichten, Arbeiter						
in 2 Schichten						
	Ton	9900	4000	350000	2,8	0,9

Hierzu sei noch bemerkt: Der überaus ungünstige Einfluss der Gleisrückkosten auf die Betriebsausgaben des Eimerbaggers, wie er auch in der vorstehenden Zusammenstellung zum Ausdruck kommt, liesse sich bei Anwendung von Gleisrückmaschinen jedenfalls beträchtlich reduzieren.

Die Gleisrückkosten des Löffelbaggers gelten für Arbeit auf durchgehendem Gleise, während sich bei Arbeit auf kurzem Gleise wahrscheinlich um ein Drittel bis ein Halb geringer ausfallen dürften. Im letzteren Falle wären aber für das Personal der Rangiermaschine mindestens 2400 Mk. pro Jahr in Rechnung zu stellen, sodass der Löffelbagger dann auch nicht günstiger gestellt wäre.

Wir kommen nun zu dem letzten wichtigen Ausgabeposten des Trockenbaggerbetriebes, den **Reparaturunkosten**. Es wurde bereits an früherer Stelle auf die Schwierigkeiten hingewiesen, welchen die Schätzung der Reparaturkosten eines Trockenbagger-

betriebes begegnet. Daher muss auch bei diesem wirtschaftlichen Vergleich verschiedener Trockenbaggertypen auf die Nebeneinanderstellung von Zahlenwerten für die voraussichtlichen Reparaturkosten bei gleichen Betriebsverhältnissen von vornherein verzichtet werden. Ferner sollen nur diejenigen Reparaturausgaben in den Kreis der Betrachtung gezogen werden, welche durch Verschleiss der arbeitenden Teile verursacht werden; denn der Bruch von einzelnen Teilen hängt, wie ebenfalls schon an früherer Stelle erörtert worden ist, von so manigfachen und so unkontrollierbaren Faktoren ab, dass sich zur Zeit mindestens nichts Allgemeingültiges darüber sagen lässt.

Die Grösse des Verschleisses ist einerseits von den Betriebs-eigenschaften und der konstruktiven Gestalt des Baggertyps, andererseits von den Arbeitsbedingungen insbesondere von dem Anstrengungsgrade und der Bodenbeschaffenheit abhängig. Die letzteren sind als gegeben zu betrachten und müssen daher bei dem Vergleich verschiedener Typen als gleichartig vorausgesetzt werden.

Von denjenigen Bodenarten, welche sowohl Eimerbagger und Greifbagger als auch Löffelbagger und Scraper Exkavatoren zu bewältigen vermögen, verursacht scharfer Sand erfahrungsgemäss den grössten Verschleiss, während für das Abgraben von anstehendem oder vorgeschossenem Fels, dessen ungünstiger Einfluss auf den Bagger sich bei den Arbeiten am Panama-Kanal deutlich gezeigt hat, nur Löffelbagger bzw. Dampfschaufeln und Kratzer-Bagger in Frage kommen. Da nun die letztgenannten beiden Baggerformen sich in Gestalt und Arbeitsweise ungemein ähnlich sind, erübrigt sich ein Vergleich ihrer bezüglichen Betriebs-eigenschaften.

Was dagegen das Verhalten aller genannten Baggertypen beim Arbeiten in scharfem Sande anbetrifft, so wird sich ihre Empfindlichkeit nach der Zahl der Schleissflächen, der Grösse der an ihnen auftretenden Kräfte und der Gleitgeschwindigkeit richten.

Naturgemäss ist von allen Teilen des Baggers das Graborgan und dessen Antrieb dem Verschleiss am meisten ausgesetzt, und es erscheint daher gerechtfertigt, dessen Ersatzkosten als ein wesentliches Charakteristikum für die Empfindlichkeit eines Baggertyps gegen Verschleiss anzusehen.

Betrachten wir nun unter diesen Gesichtspunkten den Eimerkettentrockenbagger:

Die Eimerkette, das Graborgan des Baggers, ist mit 12 bis 16<sup>0</sup>/<sub>0</sub> an dem Baggergewicht beteiligt. Alle Teile sind fast ununterbrochen gleitender Reibung unterworfen, die nur zum Teil durch Schleissplatten aufgenommen werden kann. Daher kommt es, dass bei ganz besonders scharfem Sande die Lebensdauer der Eimerkette unter Umständen bis auf 8—12 Wochen beschränkt werden kann, während die normale Lebensdauer einer Eimergarnitur zu 2 bis 3 Jahren und mehr angenommen werden darf. Das Gewicht der Eimerkette beträgt bei einem Tiefbagger von etwa 1000 cbm Sandförderung pro 10 Std. und etwa 8 m Baggertiefe rd. 4800 kg und dürfte einen Wert von etwa 3500 *M* darstellen.

Für den angenommenen ungünstigsten Fall könnten also die Ersatzkosten allein für die Eimerkette pro 1 cbm. Förderung auf

$$\text{ca. } 3500 \cdot 100 / 70 \cdot 1000 = \text{ca. } 5 \text{ Pfg./cbm}$$

steigen, ein Betrag, der durch den zu erwartenden gleichzeitigen Verschleiss der Lager an der Transmission und dem Motor beträchtlich erhöht werden dürfte.

Bei einem Satz von 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> des Anschaffungspreises für Reparatur, würde dieser Wert nur etwa

$$2900 \cdot 100 / 10 \cdot 220 \cdot 1000 = \text{ca. } 1,3 \text{ Pfg./cbm}$$

also etwas mehr als ein Viertel der tatsächlichen Ausgaben betragen.

Bei dem Löffelbagger liegen die Verhältnisse insofern wesentlich günstiger als zunächst das Gewicht des Löffels bei gleicher Förderleistung wesentlich geringer ist; denn ein Baggerlöffel von 2 cbm Inhalt bzw. 1000 cbm Sandförderung in 10 Std. wiegt etwa 2300 kg entsprechend ca. 18<sup>0</sup>/<sub>0</sub> des Baggergewichtes. Die Reibung zwischen Gräber und Grabgut erfolgt im wesentlichen nur an der Vorderfläche des Löffels und die Zapfenreibung ist auf die verhältnismässig wenigen Bolzen des Flaschenzuges der Hubwinde, der Löffelklappe und Löffelaufhängung beschränkt. Neu hinzu kommen allerdings gegenüber dem Eimerbagger diejenigen Gleit- und Reibungsflächen, deren Vorhandensein durch die Schwenkbewegung notwendig wird. Auch ist anzunehmen, dass die wechselnde Belastung des Bagger-Motors im Verein mit den dadurch bedingten Stosskräften dessen Lebensdauer verkürzen wird.

Gleichwohl scheinen, nach Angaben aus Unternehmerkreisen zu urteilen, bei Arbeiten in Sand und Ton die Reparaturkosten äusserst gering zu sein, während bei Abtrag von festem Gestein durch Bruch einzelner Teile grössere Ersatzkosten verursacht werden.

Bauart und Arbeitsweise des **Greifbaggers** befähigen diesen nicht sowohl zur Bewältigung bedeutender Bodenmassen für Tiefbauarbeiten als vielmehr zum Fördern kleinerer Aushubmengen aus engen Baugruben mit senkrechten Wänden bei verhältnismässig grossen Förderhöhen. Deshalb ist hier weniger die Wirtschaftlichkeit der Förderung als die Möglichkeit maschineller Bodenförderung überhaupt von Bedeutung, und es werden Greifbagger meist nur für kleine Leistungen von 240—440 cbm pro 10 Stunden Arbeitstag gebaut. Da überdies nur selten solche Greifbagger dauernd bis zu ihrer vollen Förderleistung ausgenutzt werden, ist es bei ihnen besonders schwer, zuverlässige Werte für den normalen und maximalen Verschleiss im Betriebe durch Beobachtung zu gewinnen.

Sehen wir ab von dem Verschleiss, welchen scharfen Flugsand an den Reibflächen des Baggermotors verursacht, weil in dieser Beziehung alle Trockenbagger nahezu gleich ungünstig gestellt sind, so bleibt im wesentlichen nur die Abnutzung des Greifers und der Hub- und - Schliessseile - bzw. - Ketten. Das Gewicht des Greifers dürfte im Mittel etwa 5—7% vom Gesamtgewicht des Baggers je nach dessen Grösse betragen, und das Verhältnis der Anschaffungskosten wird ungefähr das Gleiche sein. Die Kosten für Verschleiss des Seiles werden von Hanffstengel, — vergl. Seite 129, — im Höchstfalle zu 1 Pfg./cbm Förderung angegeben.

Der Scraper-Exkavator besitzt gleich dem Löffel- und Greiferbagger ein einfaches Graborgan, das im Gegensatz zu jenen überhaupt keine beweglichen Teile aufweist. Der Verschleiss des Hub-Schlepp- und Entleerungsseiles wird dem bei Greifbaggern auftretenden gleich sein mit der Massgabe jedoch, dass die Seillängen bedeutend grösser und die Arbeitsbedingungen namentlich für das Schleppseil ungünstiger sind.

Das Gewicht eines 2 cbm fassenden Kratzers wird etwa 1800 kg betragen und damit an dem Gesamtgewicht des Baggers mit etwa 2% beteiligt sein. Die Seillängen des auf Seite 83 be-

sprochenen Shannon Scraper-Exkavator werden sich etwa, wie folgt ergeben:

	Seillänge	Seilstärke	Wert
Hubseil . . . .	ca. 90 m	18 mm	ca. 200 Mk.
Schleppseil . . .	„ 50 „	22 „	„ 170 „
Entleereseil . . .	„ 70 „	16 „	„ 140 „
			Sa. ca. 510 Mk.

Hiernach würden also die Arbeitsseile eines Shannon Scraper Exkavators einen Gesamtwert von ca. 500 Mk. darstellen und, wenn man ihre Lebensdauer im ungünstigen Falle zu 4—6 Monaten annimmt, an Reparaturkosten 1000 Mk. oder

$1000 \cdot 100/220 \cdot 1600 = \text{ca. } 0,3 \text{ Pfg./cbm Förderung}$   
erfordern.

**Die Ausgaben für Montage und Demontage der Baggeranlage** sind ausserordentlich abhängig von den jeweiligen örtlichen Verhältnissen, sodass Contag auf Seite 42 seiner Abhandlung „über die Bodengewinnung bei grösseren Erdarbeiten“ für die Montage eines Portalbaggers von 70 t beispielsweise einen Betrag von 800—1400 Mk. angibt. Aus diesem Grunde ist es ungemein schwierig, vergleichsfähige Kostenwerte für die betrachteten Baggertypen zu erhalten. Man wird jedoch annehmen dürfen, dass im allgemeinen bei gleichem Gewicht die Montage eines Eimerbaggers um etwa 15% teurer ausfallen wird, als bei den übrigen drei Baggertypen. Das Gleiche gilt für das Auseinandernehmen der Bagger. Da das Baggergleis bei 1000 cbm Tagesförderung für Löffelbagger und Eimerbagger die gleichen Abmessungen aufweist, sind naturgemäss auch die Verlegekosten die Gleichen. Bei den grösseren Typen wird das dreischienige Gleis des Eimerbaggers etwas höhere Montagekosten erfordern.

Bei den Greifbaggern und Scraper Exkavatoren liegen die Verhältnisse wesentlich anders, insofern dort nur ein verhältnismässig kurzes Gleisstück vorhanden ist, welches nach Bedarf stetig umgebaut wird. Hier sind daher wesentlich geringere Gleisverlegekosten zu erwarten, während die Umbaukosten im Betriebe mit den Gleisrückekosten der Eimer- und Löffelbagger in Parallele zu stellen sind.

Wir haben damit den ersten Teil des wirtschaftlichen Vergleiches, in welchem die Ergebnisse dieser Studie zusammengefasst

werden sollen erledigt, insofern wir die vergleichende Bewertung der Wirtschaftlichkeit des Trockenbaggers in seinen heutigen Ausführungsformen abschliessen dürfen. Es bleibt nun noch die vergleichende Betrachtung der Vervollkommnungsmöglichkeiten für die betrachteten Ausführungsformen und schliesslich ein Ueberblick über die noch ihrer Lösung harrenden Aufgaben der maschinellen Bodenförderung.

Wie bereits an früherer Stelle hervorgehoben wurde, besteht der Arbeitszweck eines Trockenbaggers darin, gewachsenen Boden zu lösen und zu fördern. Bei dem Eimerkettenbagger erfolgt das Graben und Fördern vermittelt zahlreicher in eine endlose Kette eingeschalteter Grabeimer gleichzeitig und ununterbrochen, und Arbeits- und Förderstellung des Gesamtapparates sind nicht von einander verschieden. Bei dem Löffelbagger normaler Bauart dagegen erfolgt das Graben zeitlich getrennt von dem Fördern durch ein einziges Grabgefäss. Arbeits- und Förderstellung des Baggers sind voneinander verschieden. Deshalb vermag der Löffelbagger in dieser Form während des Förderns und der Rückkehr in die Arbeitsstellung keine Grabarbeit zu leisten.

Der Scraper-Exkavator stellt kein neues Konstruktionsprinzip dar; er ist vielmehr als eine Weiterbildung des Löffelbaggers für die Zwecke der Tiefbaggerung anzusehen. Ihm und dem Löffelbagger nahe verwandt ist der Greifbagger, dessen Arbeitsprozess ebenfalls nichts prinzipiell Neues bringt.

Die Seilkratzer mit Kraftbetrieb haben mit dem Eimerbagger das gemeinsam, dass Grab- und Förderstellung zusammenfallen; mit dem Löffelbagger teilen sie die Anwendung eines Grabgefässes und infolgedessen die arbeitslose Rücklaufperiode. Uebrigens dürfte man dieselben in ihrer einfachsten Gestalt wohl nur als maschinell betriebene Grabwerkzeuge bezeichnen können.

Was schliesslich die besprochenen Grabmaschinen anbetrifft, so zeigen dieselben in der Mehrzahl, weil für Tiefbaggerung bestimmt, das Grundprinzip des Eimerbaggers. Auch den Austin Drainage Ditcher wird man zu dieser Gruppe zählen können. Soweit Grabenbagger mit Seilkratzern ausgerüstet sind, weisen sie mehr die Vorzüge und Schwächen der Löffelbagger auf.

Der Apparat nach Fig. 14 stellt eine äusserst geschickte Kombination der Konstruktionsprinzipien von Kratzer- und Eimerketten-

transporteurbagger dar, wodurch erreicht wird, dass trotz Anwendung des einfachen Drahtseilantriebes mit zwei Grabgefässen ein ununterbrochenes Graben möglich wird.

Während bei allen diesen Baggerformen das Graborgan gleichzeitig zur Förderung dient, finden wir an den Braunkohlen-Spezial-Baggern der Lübecker Maschinenbau A.-G. — vergl. „Fördertechnik“ Jahrg. 1909 Seite 185/90 — Grab- und Fördereinrichtung vollständig von einander getrennt. Da diese Apparate auch sonst gänzlich verschieden von den bisher besprochenen Trockenbaggern gebaut sind und überdies nur ein eng begrenztes Arbeitsfeld besitzen, muss auf die weitere Diskussion ihrer wirtschaftlichen Eigenarten an dieser Stelle verzichtet werden. Beachtenswert bleibt jedoch für uns der Versuch, Graborgan und Fördergerät von einander zu trennen, weil damit ein neues Konstruktionsprinzip in die maschinelle Bodenförderung eingeführt ist. Das gleiche Prinzip finden wir übrigens bei den Seilkratzern, insofern man in Amerika vor Anwendung derselben den Boden häufig durch einen geeignet ausgebildeten Schlepppflug auflockern lässt.

Aus dem Konstruktionsprinzip ergeben sich nun mit zwingender Notwendigkeit die dem einzelnen Baggertyp untrennbar anhaftenden Betriebseigenschaften, während die konstruktive Durchbildung in jedem einzelnen Falle eine Reihe nach Bedarf veränderbarer Betriebseigenschaften zu erzeugen vermag.

In nachstehender Uebersicht ist versucht worden, die Grenzen des Arbeitsfeldes und die wesentlichsten Betriebseigenschaften der besprochenen Baggertypen in Stichworten oder in Zahlenwerten nebeneinander zu stellen, wobei die von dem Konstrukteur gewollten als „Vorzüge“ des Typs, die nicht gewollten aber unvermeidlichen als dessen „Nachteile“ bezeichnet wurden. Bezüglich der Grenzwerte von Aktionsbereich und Leistung wurde vorausgesetzt, dass die grössten zur Zeit gebauten Typen mindestens bei dem Eimer- und Löffelbagger wohl auch die Grenzgrössen darstellen werden, bei welchen Schwerfälligkeit, Anlagekosten und Leistung noch in einem wirtschaftlichen Verhältnis zu einander stehen; denn sowohl die Vervollkommnung der technischen Hilfsmittel als auch die Aufgaben des Erdbaues werden in absehbarer Zeit wohl kaum eine so bedeutende Steigerung erfahren, dass Anlass zum Bau noch grösserer Typen vorliegt.

<b>Eimerbagger.</b>	<b>Seilkratzer-Transporteurbagger</b> nach Fig. 14.	<b>Löffelbagger und Dampfschaukeln.</b>	<b>Seilkratzer mit Dampfwinde.</b>	<b>Greiferbagger.</b>
<b>Förderung</b> ununterbrochen deshalb gute Zeitausnutzung und grosse Förderleistung. <b>Graben</b> ebenfalls ununterbrochen.	<b>Förderung</b> unsteinig; <b>Graben</b> fast ununterbrochen.	Das Graben und Fördern erfordert je beitsstellungen; deshalb kann nur etwa zeit für das Graben ausgenützt werden, rung ist entsprechend relativ gering.	Zeitverlust nur infolge leeren Rücklaufes. Förderung unsteinig.	verschiedene Arten $\frac{1}{4}$ der Arbeits- und die Förderung
<b>Geringe spezifische Grabkraft</b> , weil zahlreiche Grabgefässe mit langer Schneidkante.	Grosse spezifische <b>Grabkraft</b> , weil nur wenige Grabgefässe mässig kurzer Schneidkante vorhanden sind.	<b>Grabkraft</b> , weil nur wenige Grabgefässe mit verhältnismässig kurzer Schneidkante vorhanden sind.	<b>Grabkraft</b> begrenzt durch Greifergewicht.	<b>Grabkraft</b> begrenzt durch Greifergewicht.
<b>Führung des Graborgans</b> vollkommen zwangsläufig bei geführter Kette, kraftschlüssig bei durchhängender Kette. Grabfläche ganz oder nahezu eben.	Führung des Kratzers hängt von dem Geschick d. Baggerführers ab. Grabfläche wenig gekrümmt.	Führung zwangsläufig, Grabfläche nahezu kreisförmig. Geschick des Baggerführers abhängig. Grabfläche ziemlich eben.	Führung meist unvollkommen, stets nur kraftschlüssig.	Führung kraftschlüssig, Herstellung einer vorgeschriebenen Grabfläche schwierig.
Die geringe Grösse der Grabgefässe erschwert die Aufnahme von <b>Einlagerungen</b> .	<b>Einlagerungen</b> können von dem geräumigen Grabgefäss verhältnismässig leicht aufgenommen werden, zumal der Antrieb durch Winde die Ausübung einer bedeutenden Förderkraft gestattet.	Führung durch Winde die Ausübung einer bedeutenden Förderkraft gestattet.	Führung durch Winde die Ausübung einer bedeutenden Förderkraft gestattet.	Führung durch Winde die Ausübung einer bedeutenden Förderkraft gestattet.
<b>Energiebedarf</b> ziemlich gleichmässig.	Der <b>Energiebedarf</b> schwankt bedeutend während der einzelnen Arbeitsvorgänge.	Der <b>Energiebedarf</b> schwankt bedeutend während der einzelnen Arbeitsvorgänge.	Der <b>Energiebedarf</b> schwankt bedeutend während der einzelnen Arbeitsvorgänge.	Der <b>Energiebedarf</b> schwankt bedeutend während der einzelnen Arbeitsvorgänge.
Gute Führung des ganzen Baggers durch das <b>Baggergleis</b> für den Arbeitsprozess unentbehrlich. Bei grossen Apparaten erfordert das schwerfällige Gleis grossen Kraftaufwand bei der Verschiebung.	Gleisrücken fällt fort. Baggergleis überhaupt nicht unbedingt erforderlich, aber wirtschaftlich.	Die genaue Führung des Baggers durch ein Gleis ist für den Arbeitsprozess nicht unbedingt erforderlich. Gleisrückkosten ungefähr dieselben wie bei gleichwertigen Eimerbaggern.	Die genaue Führung des Baggers durch ein Gleis ist für den Arbeitsprozess nicht unbedingt erforderlich. Gleisrückkosten ungefähr dieselben wie bei gleichwertigen Eimerbaggern.	Die genaue Führung des Baggers durch ein Gleis ist für den Arbeitsprozess nicht unbedingt erforderlich. Gleisrückkosten ungefähr dieselben wie bei gleichwertigen Eimerbaggern.

Eimerbagger		Seilkrazertrans- porteurbagger		Löffelbagger und Dampfschaukeln		Dreh- kratzer		Seilkrazer mit Dampfwinde		Greier- bagger	
Baggertiefe h	bis 20 m	10—20 m	—	bis 20 m	—	bis 20 m	—	Grenzwert nur ab-	bis 15 m	—	—
Baggerhöhe h <sub>1</sub>	bis 12 m	—	—	bis 10 m(Spezialb.20)	—	—	—	hängig von d. Breite ausgeführt	der Baggergrube h <sub>1</sub> ==5—6 m	—	—
Grabweite	bis 20 m Tiefb.	konstruktiv	nicht	bis 10 m(Spezialb.30)	bis 20 m	konstruktiv	nicht	—	bis 14,5 m	—	—
von Mitte-Bagger	bis 15 m Hochb.	begrenzt	—	—	—	begrenzt	—	—	—	—	—
<b>Ausschüttweite von Mitte-Bagger</b>											
a) ohne Transporteur	1 bis 3 m	—	—	10 m (Spezialb.30)	bis 120 m	unbegrenzt mit der Beschränkung,		dass die Förder- bis 14,5 m			
b) mit Transporteur	bis 40 m	10—15 m	—	bis 40 m	—	strecke zwischen Bagger und Grab-		strecke liegt			
<b>Förderung in 10 Stunden</b>											
a) in Sandboden	b. 5000 cbm	bis 2300	—	bis 1600	—	bis 800	—	bis 600	—	bis 300	—
b. in Ton	b. 1500 cbm	?	—	„ 900	—	„ 600	—	?	—	—	—
c. in Kreide	b. 700 cbm	—	—	?	—	?	—	?	—	—	—
d) in Grobkies und Felsrämmen	—	—	—	bis 600	—	?	—	?	—	—	—

Vorstehende Uebersicht lässt erkennen, wie verschiedenartig die Betriebseigenschaften der verschiedenen Baggerformen sind, und dass jeder Typ am rechten Platze wirtschaftlich zu arbeiten vermag. Es ist weiter zu fragen, wie bzw. ob sich die gekennzeichneten Mängel der einzelnen Typen durch Abänderung und Ergänzung der derzeitigen Normalformen beseitigen lassen.

Betrachten wir zunächst den Eimerbagger:

Da derselbe bei steinigem Boden höchstens als Hochbagger mit vorwärtsschneidenden Eimern in Frage kommt, im übrigen aber sich sein Anwendungsgebiet auf leidlich homogenes Grabgut beschränkt, so kann man als wirtschaftliche Mängel seines Konstruktionsprinzips wohl nur die Schwerfälligkeit des Graborgans und dessen bedeutende innere Reibung — einschliesslich der Energieverluste durch gleitende Reibung auf dem Förderwege — sowie die Notwendigkeit des Gleisrückens ansehen. Beide Mängel dürften an sich unvermeidlich sein; doch wird man, wie mehrfach hervorgehoben worden ist, die Umständlichkeit des Gleisrückens durch Anwendung maschineller Hilfsmittel auf ein erträgliches Mass bringen können.

Löffelbagger und Dampfschaufel als Hochbagger und die Kratzer-Exkavatoren als deren Ergänzung für Tiefbaggerung besitzen bei zweckentsprechender Ausbildung neben ihren vorzüglichen Eigenschaften namentlich bei Anwendung in homogenem Boden nur den einen wesentlichen Mangel, dass nur  $\frac{1}{3}$  der Arbeitszeit für das Graben ausgenutzt werden kann, während  $\frac{2}{3}$  derselben für die Förderung erforderlich werden. Es wurde bereits an früherer Stelle darauf hingewiesen, dass aus diesem Grunde zweckmässig für die Förderung ein besonderes Organ anzuordnen wäre, sodass der Löffel ununterbrochen graben, in das Förderorgan ausschütten, ansetzen und wieder graben könnte. Konstruktive Versuche in dieser Richtung finden wir in der Anordnung nach Abbildung 6, wobei allerdings gleichzeitig der Anschluss eines Transporteurs an die Dampfschaufel beabsichtigt wird.

Die bisherigen Betrachtungen gingen von der Voraussetzung aus, dass für jede Bodenbewegung der nach Massgabe der Betriebsverhältnisse bestgeeignete Baggertyp zur Verfügung gestellt werden kann.

In Unternehmerbetrieben wird das nun häufig nicht der Fall sein, weil der Unternehmer nicht für jede Arbeit einen neuen

Bagger sich anschaffen kann, vielmehr bestrebt sein muss, diejenigen Apparate zu verwenden, welche er bereits besitzt. Würde es allerdings möglich sein, im wohlverstandenen Interesse des Unternehmers und der grossen Baggerbauanstalten die Vermietung von Baggergeräten so zu organisieren, dass ein Austausch von Baggern für den Unternehmer nicht wesentlich mehr als den Verlust der entsprechenden Transport- und Montagekosten bedeutet, so würde dieses Moment seine Geltung verlieren. Zur Zeit jedoch ist es noch von zuweilen Ausschlag gebender Bedeutung und man wird die vielseitige Verwendbarkeit eines Baggers vielfach als einen wesentlichen Vorzug desselben ansehen müssen. Von wirtschaftlichem Interesse sind deshalb Bestrebungen des Baggerbaues zur Erweiterung des Anwendungsgebietes einzelner Bagbertypen.

Infolge dieses Bestrebens sind die Eimerbagger in der Regel bereits so universell konstruiert, dass sie durch einfache Abänderungen und Ergänzungen für Hochbaggerung, Tiefbaggerung und beliebige Baggerhöhen innerhalb der durch die Grösse des Apparates gegebenen Grenzen verwendbar gemacht werden können.

Für alle Zwecke der Hochbaggerung ist der Löffelbagger seiner Bauart zufolge ohne weiteres verwendbar. Neuerdings sucht man jedoch ihm in beschränktem Umfange wenigstens das Gebiet der Tiefbaggerung zu erschliessen.

So baut beispielsweise die Firma Orenstein & Koppel ihre bekannten Löffelbaggertypen so, dass durch ein einfach anzuschliessendes Verlängerungselement am Ausleger und Zulieferung eines Greifers derselbe in wenigen Minuten zum Greiferbagger umgebaut werden kann. Es dürfte keinem Zweifel unterliegen, dass durch diese Ergänzung der Löffelbagger namentlich für den mittleren und kleinen Unternehmer wesentlich wertvoller wird, während die Mehrkosten für Greifer und Verlängerungsstück nicht bedeutend sind, bei der 2 cbm Type beispielsweise nur etwa 2400 Mk. betragen.

In vorstehendem sind die derzeitigen Bestrebungen des Baggerbaues nach Vervollkommnung der vorhandenen Bauformen zusammengefasst. Dieser kurze Ueberblick dürfte bereits dargetan haben, dass überall im modernen Trockenbaggerbau sich das Bestreben geltend macht, die Wirtschaftlichkeit der maschinellen

Bodenförderung durch Verbesserung, nicht zuletzt aber durch Vereinfachung der vorhandenen Bauformen zu erhöhen. Diese Aufgabe wird der Baggerkonstrukteur aber nur dann restlos zu lösen vermögen, wenn ihm aus dem Baggerbetriebe und zwar für Betriebsverhältnisse verschiedenster Art, systematisch gesammelte Beobachtungsreihen zur Verfügung stehen; denn wesentlich mehr noch als beispielsweise bei einem Hebezeug hängt das Schicksal eines Baggers und seine Leistungsfähigkeit von den Arbeitsbedingungen ab, deren Einfluss sich nicht durch theoretische Erwägungen sondern allein durch planvolle Beobachtung im Betriebe richtig einschätzen lässt.

Sollte es dem Verfasser gelungen sein in der vorliegenden Studie den Leser von dem Werte solcher Betriebsbeobachtungen als einer unentbehrlichen Grundlage für den rationellen Baggerbau überzeugt zu haben, so würde er damit deren Hauptzweck als erfüllt betrachten.





# Anhang.

---

## I

### Die Beobachtung von Erfahrungswerten aus dem Baggerbetriebe als Grundlage für die Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Trockenbaggern.

Aus den Betrachtungen dieser Studie dürfte ersichtlich geworden sein, wie wichtig die Kenntnis gewisser Erfahrungswerte für die wirtschaftliche Gestaltung des modernen Trockenbaggers ist.

Es wurde auch bereits in der Einleitung auf die Betriebsbeobachtungen hingewiesen, welche Verfasser dank dem Entgegenkommen der beteiligten industriellen Werke vorzunehmen Gelegenheit fand.

Da diese Beobachtungen jeweilig alles umfassen, was für die Wirtschaftlichkeit des Baggerbetriebs bemerkenswert ist, sollen dieselben im Interesse der Uebersichtlichkeit ausserhalb der wirtschaftlichen Betrachtungen, denen sie in ihrer Gesamtheit als Grundlage dienen, an dieser Stelle besprochen werden.

Zur Beurteilung des Kräftespiels am arbeitenden Bagger sind, wie wir gesehen haben, Erfahrungswerte für die Arbeits- und Schaltwiderstände bei den verschiedenen möglichen Arbeitsbedingungen erforderlich, also bei Eimerkettentrockenbaggern Grabwiderstand, Horizontalwiderstand in der Achse des Baggergleises und Fahrwiderstand. Hierzu kommen Beobachtungswerte für die Energieverluste in den Kraftleitungen des Baggers im Betriebe.

Es ist also zu messen:

1. die Leerlaufarbeit des Baggermotors,
2. „ „ „ Eimerkettenantriebes
3. „ Arbeitsaufnahme des Fahrtriebs,
4. „ Arbeitsaufnahme des Turasantriebes bei voller Leistung.

## II

Misst man ferner gleichzeitig die Eimerketten- und Fahr- geschwindigkeit des Baggers, seine effektive Förderleistung und die Spanbreite, so lassen sich hieraus Grabwiderstand und Fahrwider- stand sowie der Wirkungsgrad des Turasantriebes und des Motors bestimmen.

Die direkte Messung des Horizontalwiderstandes parallel zur Gleisachse — vergl. das zu Anfang dieser Betrachtungen Gesagte — ist deshalb ungemein schwierig, weil diese Kraft teils von den oberen Lagern der unteren Eimerleiter auf die obere Eimerleiter und von dieser auf die Auslegerfüsse, teils von den Eimerleiter- führungen auf den Unterbau direkt übertragen wird und an beiden Stellen die Bestimmung der auftretenden Zugkräfte nur durch komplizierte Hilfseinrichtungen möglich ist. Es bleibt jedoch die Mög- lichkeit, das entsprechende auf den Unterbau übertragene Dreh- moment bei dem Uebergang auf das Baggergleis durch Messung des Druckes zwischen dem Spurkranz der führenden Räder und dem Schienenkopf zu bestimmen und hieraus  $H$  zu ermitteln. Auch hier ist die direkte Messung der Druckkraft nur möglich, wenn es gelingen würde, geeignete Messdosen zu konstruieren etwa in Gestalt flacher Hohlstäbe, die mit Flüssigkeit gefüllt an einem Mano- meter die Ablesung des Druckes gestatten.

Auf indirektem Wege lässt sich der Einfluss dieser Horizontalkraft jedoch aus dem vermehrten Arbeitsbedarf des Fahrwerks gegenüber Leerfahrt mit angehobener Leiter bestimmen, wenn man den Koeffizienten der Spurkranzreibung vorher experimentell be- stimmt hat. Die Messung der Energieaufnahme während der ein- zelnen Phasen des Arbeitsprozesses wird bei dem Dampfbagger am einfachsten durch Indiziren des Motors geschehen können, doch versagt dieses Mittel, sobald es gilt, die Verteilung des Energie- bedarfes auf Turasantrieb und Fahrwerk bei vollem Betriebe fest- zustellen. Man müsste dann dynamometrisch das in die Getriebe von der Maschinenwelle eingeleitete Drehmoment messen, etwa in- dem man die Keile der betreffenden Zahnräder auf der Maschinen- welle fortnimmt und durch besondere Mitnehmerscheiben unter Zwischenschaltung von Messfedern die Kuppelung zwischen Welle und Zahnrad herstellt. Dass derartige Einrichtungen für den be- sonderen Fall einfach und billig konstruiert werden können, wird kaum bezweifelt werden. Auf Konstruktionsmöglichkeiten soll hier

jedoch nicht weiter eingegangen werden, zumal die Bauart des Baggers hierbei ausschlaggebend ist.

Viel einfacher gestalten sich diese Beobachtungen bei elektrischem Antriebe.

Rüstet man für den Versuch das Schaltbrett des Baggers mit stark gedämpftem Volt und Amperemeter aus, so wird es meist möglich sein, den Strom- und Spannungswert

1. für Leerlauf des Motors,
2. für Leerlauf der Kette,
3. für Arbeiten der Kette ohne Verfahren,
4. für vollen Betrieb,
3. für Fahren mit angehobener Kette

hinreichend genau abzulesen. Kennt man alsdann die  $\eta$  Kurve des Elektromotors — bei Drehstrommotoren ausserdem auch die Kurve für  $\cos \varphi$  —, ferner die Geschwindigkeiten etc. des Baggers, so lassen sich in der im Kapitel 1 angegebenen Weise sowohl die am Bagger angreifenden Kräfte als auch die Wirkungsgrade der Triebwerke mit guter Annäherung bestimmen.

Es sei schliesslich noch darauf hingewiesen, dass der Einfluss des horizontalen Momentes auf die Fahrarbeit und der Wirkungsgrad des Fahrwerks durch Versuch einfach bestimmt werden kann, indem man einen durch Zugmesser gemessenen Schleppwiderstand einmal exzentrisch und einmal symetrisch zum Baggergleise an dem Bagger angreifen lässt und den dadurch hervorgerufenen Mehraufwand an Fahrarbeit bestimmt. Hieraus lässt sich der Wirkungsgrad des Fahrwerks direkt ermitteln, weil die Effektivarbeit des zentrisch angreifenden Schleppwiderstandes bekannt ist, und für das Angriffsmoment gewinnt man einen Einflusswert — Arbeitsaufnahme des Fahrwerks pro 1 t/metr. — mit dessen Hilfe man aus der Fahrarbeit, die beim Graben gegenüber Leerfahrt mehr verbraucht wird, das Horizontalmoment berechnen kann.

## 2

### Betriebsbeobachtungen an elektrischen Eimerkettenbaggern.

Dank dem Entgegenkommen der Bergbau A. G. Ilse konnte Verfasser an elektrischen Abraumbaggern in den Braunkohlengruben

dieses Werkes in der Niederlausitz die Stromaufnahme während der einzelnen Phasen des Baggergetriebes beobachten, und es soll im folgenden versucht werden, auf Grund dieser Beobachtungswerte die Verteilung des Energiebedarfes der betreffenden Bagger auf die Schalt- und Arbeitsbewegungen zu bewerten. Bemerket sei jedoch, dass mit Rücksicht auf die verhältnismässig kurze Dauer der Beobachtungen die beobachteten Stromwerte nicht als endgültige Durchschnittswerte sondern nur als Momentanwerte, wie sie im normalen Betriebe beobachtet wurden, angesehen werden können.

Die in Frage kommenden Bagger waren Portalbagger üblicher Bauart mit einem Motor von dessen Vorgelegewelle die Antriebsmomente für den Turasantrieb, das Fahren und Leiterheben abgeleitet werden, Ihre Effektivleistung in leichtem bis mittelschwerem Boden dürfte 3000—5000 cbm pro 10 Std. reiner Arbeitszeit betragen.

### a) Abraumbagger mit durchhängender Kette.

Der Abraum besteht aus ziemlich grobem Sand, in welchen namentlich in den unteren Schichten unmittelbar über der Braunkohle zäher grüner Ton eingelagert ist.

Die Baggertiefe beträgt etwa 18 metr. Die elektrische Energie steht als Drehstrom von 2000 Volt Netzspannung zur Verfügung. Die Stromaufnahme betrug:

	Amp.	Volt	$\cos \varphi$	$\eta$	N <sup>HP</sup>
beim Fahren mit angeho- bener Leiter	5	2080	0,55	0,68	9,1
beim Fahren und Leer- lauf der Kette	10	2080	0,78	0,88	33,6
bei vollem Betriebe (vorwieg. Sandförderung)	30	2080	0,90	0,92	121
bei vollem Betriebe (vorwieg. Tonförderung)	40	2080	0,9	0,92	162

Hiernach entfallen auf den Leerlauf der Kette allein etwa 24 HP, und dieser Energieaufwand hat die Arbeitsverluste in den Getrieben zwischen Motor und Oberturas einerseits und in der Eimerkette andererseits zu bestreiten.

Da die Triebwerke des Baggers im vorliegendem Falle gut in stand erhalten waren und zur Zeit der Beobachtung infolge der feuchten Witterung ihr Wirkungsgrad nicht durch Staubentwicklung ungünstig beeinflusst wurde, soll der Gesamtwirkungsgrad des Riemenantriebes und der beiden Stirnrädervorgelege zwischen Motor und Oberturas

$$\eta_1 = 0,96 \cdot 0,9^2 \approx 0,77$$

angenommen werden. Damit verbleiben für den Arbeitsverlust im Eimerkettenantrieb:  $0,77 \cdot 24 = 18,5$  HP.

Es wurden nun von dem Turasantrieb im vorliegenden Falle etwa  $121 - 9,1 = 112$  HP aufgenommen, also gelangten  $112 \cdot 0,77 = 86$  bis zum Eimerkettenantrieb. Der letztgenannte Energieaufwand umfasst die Grabarbeit und die Energieverluste im Antrieb der Eimerkette. Letztere werden hauptsächlich durch die gleitende Reibung der Eimer im Schlitz, durch Gelenkreibung beim Uebergang der Kette über den Oberturas und durch die Lagerreibung der Oberturaswelle hervorgerufen.

Nehmen wir den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Schleifleiste und Eimerschake zu 0,4 an, so wird der Arbeitsverlust durch gleitende Reibung betragen:

$$L'r = \mu n g \cos \beta c$$

worin  $g$  das Gewicht der Eimer garnitur

$\beta$  den Neigungswinkel der Schlitzführung

$c$  die Eimerkettengeschwindigkeit

$n$  die Anzahl der Garnituren im Schlitz

bedeutet.

Für die beobachtete Baggertype ist dann

$$\begin{aligned} L'r &\approx 0,4 \cdot 6 \cdot 350 \cdot 0,7 \cdot 0,75 = 440 \text{ mkg} \\ &= \text{ca. } 6 \text{ HP} \end{aligned}$$

Wenn der Bagger gräbt, erhöht sich dieser Energieverlust proportional dem Gewicht des gefüllten Eimers auf den Betrag

$$6 (350 + 250 \cdot 1,5) / 350 = 12,4 \text{ HP,}$$

wenn das spez. Gewicht des Grabgutes zu 1,5, die Eimerfüllung zu 250 Ltr. angenommen wird.

Die Lagerreibung der Oberturaswelle wird:

$$L_2, r = (G + m) \cos \beta \mu' r \omega$$

## VI

worin  $G$  das Gesamtgewicht der Eimerkette,  
 $\mu^1$  den Koeffizienten der Zapfenreibung,  
 $r$  den Halbmesser der Welle,  
 $\omega$  deren Winkelgeschwindigkeit,  
 $m$  die Zahl der gefüllten Eimer

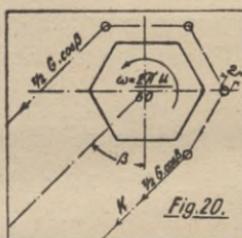
bezeichnen und die zusätzliche Belastung durch das Eigengewicht der Turasscheiben und Turaswelle als unwesentlich vernachlässigt wird. Hiernach wird bei Leerlauf

$$L_{,r} = \approx 15800 \cdot 0,7 \cdot 0,05 \cdot 0,08 \cdot 2 \\
\approx 90 \text{ m kg} \\
\approx 1,2 \text{ HP.}$$

Beim Graben vergrößert sich die Belastung der Turaslager entsprechend der Eimerfüllung und der von der Kette ausgeübten Grabekraft. Schätzt man die letztere auf 2000 kg, entsprechend einem spez. Grabwiderstande von ca. 2,5 kg/cm Schneidkante der Eimer, so wird diese Mehrbelastung der Kette zusammen mit dem Zahndruck des zweiten Vorgeleges einen zusätzlichen Lagerdruck von etwa  $Q' + K' = 8000 \text{ kg} = 10 \cdot 400 + 4000 \text{ kg}$  erzeugen, also die Reibungsarbeit

$$L_{2,r} = 1,2 (15,8 + 8) / 15,8 = 1,8 \text{ HP.}$$

Die Gelenkreibung der Kette beim Uebergang über den Oberuras ruft einen Arbeitsverlust hervor, welcher mit den Bezeichnungen der nebenstehenden Figur beträgt:



$$L_{3,r} = \mu (2 G \cos \beta + K) 2 r \pi \cdot \omega / 60 \cdot 6$$

Also wird bei Leerlauf:

$$L_{3,r} = 0,4 = 15800 \cdot 0,7 \cdot 20 \cdot 0,02 \pi \cdot 20 / 60 \cdot 6 \cdot 7,75 = 0,41 \text{ HP}$$

bei Ausübung einer Grabekraft:

$$K = 2000 \text{ kg}$$

$$L_{3,r} = 0,41 \cdot 17800 / 15800 = 0,46 \text{ HP.}$$

Auf Grund dieser Ermittlungen, die allerdings im einzelnen durch Betriebsbeobachtungen nicht auf ihre Richtigkeit nachgeprüft werden konnten, ergibt sich das Verhältnis der einzelnen Energieverluste in der Eimerkette etwa folgendermassen:

	bei Leerlauf,	beim Graben
1. Gleitende Reibung der Eimer im Schlitz	6,0	12,4
2. Lagerreibung der Oberturasachse . . .	1,2	1,8
3. Gelenkreibung der Kette beim Lauf über den Oberturas . . . , . . . . . ca.	0,4	0,5
4. Für die übrigen Energieverluste, insbe- sondere Reibung der Eimer an den Zähnen des Oberturas . . . . .	9,4	12,8
	Sa 17	27,5

Es bleiben also für die Grab- und Hubarbeit übrig:

$$86 - 27,5 = 58,5 \text{ HP}$$

und der Wirkungsgrad der Eimerkette und ihres Antriebes ergibt sich zu:

$$58,5 / 86 = 0,68.$$

Die Förderleistung des Baggers zur Zeit der Stromablesungen wurde zu etwa

$$0,12 \text{ cbm/sec.}$$

die mittlere Förderhöhe zu etwa

$$14 \text{ mtr.}$$

schätzungsweise ermittelt. Also betrug die Hubarbeit:

$$L_h = 0,12 \cdot 1500 \cdot 14 = 2500 \text{ m kg} \approx 34 \text{ HP}$$

und es bleiben für die Grabarbeit:

$$58,5 - 34 = 24,5 \text{ HP.}$$

Hieraus berechnet sich bei 0,75 m sec. Eimerkettengeschwindigkeit:

$$K = 24,5 \cdot 75 / 0,75 = 2450 \text{ kg}$$

also um etwa 25 % grösser als vorstehend angenommen wurde.

Da nun etwa 10 Eimer gleichzeitig gruben, entfallen auf jeden Eimer durchschnittlich etwa 245 kg Grabwiderstand bzw. Grabkraft. Die Schnittbreite, welche infolge des abwechselnden Vorkommens von Ton und Sand in der Böschung sehr variabel war,

## VIII

wurde im Mittel zu etwa 90 cm durch Messung ermittelt, sodass hiernach ein mittlerer spezifischer Grabwiderstand von etwa 2,4 kg/cm anzunehmen ist.

Beim Fahren mit angehobener Leiter brauchte der Bagger etwa 9 HP. Beim Graben wäre ein weiterer Energieverlust durch Spurkranzreibung infolge des Bodenwiderstandes parallel zur Gleisachse und ein entsprechender Arbeitsaufwand zur Ueberwindung dieses Widerstandes selbst zu erwarten, sobald in schwerem Boden ein beträchtlicher Druck der Eimerkette seitlich gegen das Erdreich zu erwarten ist.

Im vorliegenden Falle war ein merkbares Zurückweichen der Eimerkette in der Fahrtrichtung des Baggers nicht zu bemerken, sodass der Druck seitlich gegen die Eimer wohl  $\infty 0$  gesetzt werden darf.

Zur Beurteilung seines Einflusses auf die Fahrarbeit möge jedoch der bezügliche Arbeitsaufwand unter Zugrundelegung eines Anpressungsdruckes von etwa 600 kg berechnet werden:

Bedeutet: a den Abstand der Endachsen des Vorderwagens,  
 x den Hebelarm des Anpressungsdruckes in bezug auf die Gleisachse des Vorderwagens,  
 $\mu$  den Koeffizienten der Spurkranzreibung,  
 $R + y$  den Hebelarm der Spurkranzreibung,  
 n die Tourenzahl der Laufräder,  
 H den Anpressungsdruck

so wird die Arbeit der Spurkranzreibung:

$$L_r = 2 H \times \cdot 2 \pi n (R + y) \mu / a \cdot 60$$

oder mit den Abmessungen des beobachteten Baggers, etwa:

$$\begin{aligned} L_r &= 2 \cdot 600 \cdot 9 \cdot 2 \pi \cdot 4 \cdot 0,28 \cdot 0,5 / 4,5 \cdot 60 \\ &\approx 140 \text{ m kg} \\ &\approx 2 \text{ HP} \end{aligned}$$

Ferner wären zur Ueberwindung des Widerstandes selbst bei etwa 0,1 m/sec. Fahrgeschwindigkeit:

$$600 \cdot 0,1 = 60 \text{ m kg} = 0,8 \text{ HP}$$

erforderlich, also im ganzen etwa 2,8 HP oder pro 100 kg Anpressungsdruck:

$$2,8 / 6 = 0,47 \text{ HP}$$

Die Arbeitsaufnahme des Baggers beim Verfahren hat die Energieverluste im Fahrtrieb und den Arbeitsaufwand zur Ueberwindung des Bewegungswiderstandes zu bestreiten. Der letztere wird nahezu proportional dem Gewichte des Baggers wachsen und im übrigen in komplizierter Weise von der Beschaffenheit des Baggergleises abhängen.

Bei dem beobachteten Portalbagger hatte die Fahrarbeit ausser dem Riemenvorgelege ein Stirnräderpaar und zwei Winkelräderpaare sowie eine Gallsche Kette zu passieren. Nach Massgabe der Betriebsverhältnisse soll der Gesamtwirkungsgrad dieser Getriebe:

$$\eta_f = 0,96 \cdot 0,92 \cdot 0,9^2 \cdot 0,8 = 0,57$$

eingesetzt werden. Dann bleiben zur Ueberwindung des Bewegungswiderstandes:

$$\text{ca. } 9 \cdot 0,57 = \text{ca. } 5 \text{ HP}$$

Da das Gewicht des betriebsfertigen Baggers etwa 95 t und die Fahrgeschwindigkeit 0,1 m/Sec. betragen, sind also etwa

$$\frac{5 \cdot 75}{95 \cdot 0,1} = \text{ca. } 40 \text{ kg t}$$

als Schleppwiderstand vorhanden.

Dieser Wert ist allerdings ungemein hoch im Vergleich zu den bei Eisenbahnfahrzeugen erfahrungsmässig auftretenden Widerständen von 2,6—3,8 kg t, und es bleibt noch festzustellen, in welchem Verhältnis rollende Reibung, Zapfenreibung und Spurkranzreibung daran beteiligt sind und welchen Einfluss die Unebenheiten der Gleislage ausüben. In Ermangelung geeigneten Beobachtungsmaterials kann hier auf diese Frage nicht weiter eingegangen werden. Es sei nur noch bemerkt, dass vorzüglich mit Rücksicht auf die Spurkranzreibung beispielsweise bei den Laufkatzen und Kranwagen von Laufkränen mit einem Fahrwiderstand von 25—30 kg t gerechnet zu werden pflegt.

Für die Zusammenstellung auf Seite 15 des Textes müssen wir auch die Fahrarbeit für die kleineren Typen ermitteln. Der Fahrtrieb pflegt bei diesen aus 3 Zahnrädervorgelegen und einem Wurmgetriebe zu bestehen, deren Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta_f = 0,9^3 \cdot 0,5 \approx 0,36$$

angenommen werden soll.

Der Schleppwiderstand dürfte wohl wesentlich geringer anzusetzen sein als bei den breit und kurz gebauten Portalbaggern und sich mehr dem für Löffelbagger — vergl. Kapitel 5 — ermittelten Werte  $wf = 15 \text{ kg/t}$  nähern.

Da Beobachtungswerte bisher nicht zu erlangen waren, soll schätzungsweise

$$wf = 30 \text{ kg/t}$$

angenommen werden.

Bezeichnet  $G$  in tons das Baggergewicht,  $v$  seine Fahrgeschwindigkeit in metr./sec., so wird hiernach die Fahrarbeit:

$$Lf = 30 \cdot G \cdot v, 75 \cdot 0,36$$

und es wurden dementsprechend die Werte der Zeile 3 auf Seite 14 des Textes berechnet.

Der spez. Energieverbrauch des Baggers pro 1 cbm Förderung ergab sich nach Messungen mittelst Wattstundenzählers im Mittel zu 0,388 K W Std.

Nach den vorstehend angegebenen Stromablesungen würde sich bei gefüllten Eimern ein spez. Energieverbrauch von  $121 \cdot 75/3600000$  bis  $162 \cdot 75/3600000 = 0,25$  bis  $0,34$  KWStd. cbm ergeben. Abgesehen davon, dass in der letzteren Ermittlung der Arbeitsaufwand für die Leiterbewegung und für Leerfahrten nicht berücksichtigt ist, dürfte der Mehrbedarf in erster Linie durch die unvollkommene Füllung der Eimer infolge der ungleichmässigen Bodenbeschaffenheit zu erklären sein.

### b) Portalbagger mit geführter Kette.

Die Bodenverhältnisse, Baggertiefe und die prinzipielle Anordnung der Triebwerke sind ganz die gleichen wie bei dem unter a besprochenen Bagger mit durchhängender Kette. Zum Nachspannen der Eimerkette im Betriebe ist ein besonderer Motor im Leiterkopf angebracht, der vom Baggermeisterstande aus angelesen werden kann und mittelst Zahnradvorgelege das Ausschieben des Unterturas bewirkt.

Der Hauptmotor erhält Drehstrom von 2000 Volt.

Die Stromaufnahme betrug:

	Amp.	Volt	$\eta$	$\cos \varphi$	HP
a) bei Fahren und Leerlauf der Kette ca.	18	2050	0,9	0,82	64
b) bei vollem Betriebe ca.	35	2050	0,92	0,90	101

Das Gewicht des Baggers darf auf etwa 100 t geschätzt werden und es soll daher die Fahrarbeit zu 10 HP angenommen werden. Demnach bleiben für den Energiebedarf des Turasantriebes bei Leerlauf etwa 54 HP. Nimmt man den Wirkungsgrad des Turasantriebes  $\eta_t \approx 0,60$  denjenigen der Eimerkette mit Ausschluss der Reibungsarbeit der Kettenführung  $\eta \approx 0,68$  so bleiben für die letztgenannte Reibungsarbeit übrig:

$$0,6 \cdot 0,68 \cdot 54 = \text{ca. } 22 \text{ HP.}$$

Da nun die Kettengeschwindigkeit zur Zeit der Ablesung durch Beobachtung zu 0,7 m/Sec. gefunden wurde, ermittelt sich hieraus ein Reibungswiderstand von:

$$\frac{22 \cdot 75}{0,7} \approx 2400 \text{ kg}$$

Das Gewicht der an den Führungsleisten der unteren Leiter aufruhenden Eimergehäusen beträgt etwa 6800 kg.

Bezeichnet  $\mu$  den Koeffizienten der gleitenden Reibung zwischen Schake und Schleifleiste, so gilt die Beziehung:

$$\begin{aligned} 2400 &= 6800 \cos \beta \mu \\ \mu &= \frac{2400}{6800} \cdot 0,64 = 0,55. \end{aligned}$$

### e) Abraumbagger mit durchhängender Kette auf Grube Marga.

Der Abraum besteht aus lockerem, feinkörnigem Sande, der ausser einigen Wurzeln in den oberen Schichten, fast keine Einlagerungen enthält. Die Baggertiefe beträgt etwa 10 metr. Der Transport des Grabgutes erfolgt in Zügen von 20–23 Kippwagen von etwa 4,5 cbm Inhalt, die von elektrischen Lokomotiven gezogen werden.

Der Bagger, ein Portalbagger Type B der Lübecker Maschinenbau-A.-G., besitzt einen Gleichstrom — Wendepol — Elektromotor, der durch Riemen die Hauptwelle antreibt, von welcher mittelst Zahnrädern die Eimerkette und Leiterhebwinde und die Kettenradwelle des Fahrwerkes angetrieben werden.

Der Motor nimmt normal bei 500 Volt und ca. 400 Touren pro Minute etwa 120 Amp., im Maximum 160 Amp. auf.

Im Betriebe wurden nachstehende Stromwerte am Schaltbrett des Baggers festgestellt:

- |  |          |               |               |  |
|--|----------|---------------|---------------|--|
| 1. Leerlauf des Motors bei Abschaltung aller Reibkuppelungen : |          |               |               |  |
| 15 Amp.  | 500 Volt | $\eta = ?$    | 10 HP         |  |
| 2. Leerlauf der Kette und gleichzeitiges Verfahren             |          |               |               |  |
| 40 Amp.  | 500 Volt | $\eta = 0,87$ | 24 HP         |  |
| 3. Verfahren mit angehobener Kette :                           |          |               |               |  |
| 30 Amp.  | 500 Volt | 0,87          | 18 HP         |  |
| 4. Voller Betrieb  |          |               |               |  |
| 150 — (170) Amp.   | 500 Volt | 0,94          | 95 — (117) HP |  |

Der Energiebedarf des Baggers ergibt sich demnach wie folgt:

- |   |                                |
|---|--------------------------------|
| 1. Fahren allein . . .  | 18 — 10 HP = 8 HP = ca. 8 %    |
| 2. Graben allein . . .  | 100 — 24 HP = 76 HP = ca. 76 % |
| 3. Leerlauf der Kette   | 6 HP = ca. 6 %                 |
| 4. Energieverluste im Motor und in den<br>Triebwerken bis zu den Reibkuppelung. | 10 HP = ca. 10 %               |
|   | <hr/>                          |
|   | 100 HP = ca. 100 %             |

Schätzt man die Eimerfüllung bei normalem Betriebe auf 180 Ltr., so ergibt sich die effektive Förderung bei 36 Schüttungen pro Minute zu rd.

$$0,11 \text{ cbm/sec.}$$

Hiernach würde der spezifische Energiebedarf:

$$100 \cdot 736 \cdot 3600 \cdot 1000 \cdot 0,11 \text{ bis } 120 \cdot 736 / 3600 \cdot 1000 \cdot 0,11 \text{ KWStd}$$

$$0,19 \text{ bis } 0,22 \text{ KWStd. cbm}$$

betragen.

Nach Energiemessungen des Werkes ergab sich der spezifische Energiebedarf zu etwa 0,24 KWStd. cbm. Der Differenzbetrag von etwa 16 % dürfte vorzüglich durch Nebenverluste an Energie, die bei der geringen Dauer dieser Beobachtungen nicht zur Geltung kommen konnten, zu erklären sein.

### 3

#### Wirtschaftliche Notizen über einen Transporteur-Bagger.

Dem Entgegenkommen der Tiefbaufirma R. Schneider, Berlin, verdankt Verfasser nachstehende Betriebswerte für einen Transporteurbagger, welcher die Sektion Kreuzbruch des Gross-Schiffahrtsweges Berlin-Stettin auszubaggern hatte.

Die Baggertiefe betrug etwa 3,5 m, die Transportweite etwa 40 m, die Förderung pro 10 Std. Arbeitstag etwa 1400 cbm. Das Grabgut war feiner etwas tonhaltiger und mässig feuchter Sand. Einlagerungen kamen nicht vor.

Der Bagger besitzt eine liegende Verbundmaschine, die durch Riemen das Turasvorgelege antreibt. Der Fahrtrieb erfolgt durch eine besondere stehende Zwillingmaschine mittelst Schneckengetriebe.

Der Transporteur ruht drehbar gelagert auf zwei selbständigen Fahrgestellen derart, dass das Abwurfende des Transporteurträgers sich bis 2 m in der Fahrtrichtung gegen den Bagger zu verschieben vermag und ausserdem bis zu drei Meter über den Aussenwagen, dessen Gleis auf der Schüttung liegt, hinausgeschoben werden kann.

Das neben dem Bagger befindliche Fahrgestell, auf welchem der Transporteurträger drehbar gelagert ist, wird von dem Bagger mitgenommen. Auf demselben befindet sich die Antriebsmaschine für den Transporteurgurt nebst Kessel. Der Aussenwagen, auf welchem der Transporteurträger drehbar und längs verschieblich gelagert ist, trägt Kessel und Zwillingdampfmaschine für das Fahrwerk. Das Gewicht des Baggers beträgt etwa 61 t; dasjenige des kompl. Transporteurs mit Fahrgestellen etwa 63 t.

Ueber den Kohlenverbrauch der Anlage erhielt Verfasser nachstehende Angaben:

1. Für die beiden Baggermaschinen, also für den Baggerbetrieb und Verfahren des Baggers und etwa die Hälfte des Transporteurgewichtes pro 10 Std. Arbeitstag etwa 1700 kg.

Nimmt man pro 1 HP Eff./Std. einen Kohlenverbrauch von 2 kg an und rechnet für Abbrand während der Nacht (vergl. auch Hoppe: „Aus der Praxis für die Praxis“ S. 226) etwa  $10^0_0 = 170$  kg, so ergibt sich ein Energiebedarf von

$$(1700 - 170) \omega/2 = 765 \text{ HPStd. eff.}$$

Davon ist der Arbeitsbedarf für das Verfahren des halben Transporteurgewichtes in Abzug zu bringen. Derselbe soll wie folgt geschätzt werden;

Die Förderung wurde durch Beobachtung zu etwa 0,8 cbm pro lfdm. Verfahren schätzungsweise ermittelt. Der spezifische Fahrwiderstand des Transporteurwagens soll mit 30 kg/t eingestellt werden. Dann wird die Fahrarbeit pro 10 Std. Arbeitstag:

$$L_f = 1400 \cdot 30 \cdot 32,575 \cdot 3600 \cdot 0,8 \eta$$

worin der Wirkungsgrad  $\eta$  der Kraftübertragung vom Bagger auf das Fahrgestell des Transporteurs mit 0,6 angenommen werden soll.

Dann wird:  $L_f = \text{ca. } 11 \text{ HPEff./Std.}$ , und für den Bagger bleiben  $765 - 11 = 754 \text{ HPStd. eff.}$  oder  $550 \text{ KWStd.}$ , sodass auf 1 cbm Förderung:  $\frac{550}{1400} = \text{ca. } 0,39 \text{ KWStd.}$  entfallen.

- die Antriebsmaschine des Transporteurs braucht pro 10 Std. Arbeitstag etwa 800 kg Kohle, welchem Werte unter den gleichen Voraussetzungen:  $765 \cdot 800/1400 = 350 \text{ HP/Std. Eff.}$  entsprechen, also eine Dauerleistung von  $0,1 \cdot 350 = 35 \text{ HP/Std. eff.}$

Dieser Arbeitsaufwand erscheint ziemlich hoch, wenn man damit den Energiebedarf eines ebenfalls 40 m langen an den Bagger angehängten Gummigurttransporteurs der Lübecker Maschinenbau A.-G. — vergl. Glasers Annalen vom 1. 9. 1910 — vergleicht, der mit 15—20 HP bei etwa 1500 cbm Förderung pro 10 Std. angegeben wird.

- Für das Verfahren des äusseren Transporteur-Wagens wurden bei 6 Atm. Betriebsspannung etwa 500 kg Kohlen verbraucht. Bei Annahme eines spez. Kohlenbedarfes von 3,8 kg/HP/Std. Eff. der stehenden zopfartigen Zwillingsmaschine wird:

$$L_f = 500 \cdot 0,9/3,8 = 120 \text{ HP/Std. eff.}$$

Da der pro 10 Std, zurückzulegende Weg nach dem Bisherigen etwa  $1400/0,8 = 1750 \text{ metr.}$  betrug, ergibt sich bei  $\eta_f \approx 0,5$  für den Fahrtrieb der spez. Fahrwiderstand  $w$  pro 1 t Wagenbelastung aus der Beziehung:

$$63 \cdot w \cdot 1750/2 \cdot 75 \cdot 3600 = 120 \cdot 0,5$$

oder  $w = \text{ca. } 230 \text{ kg/t.}$

Verständlich ist dieser ausserordentlich hohe Wert, nur mit Rücksicht darauf, dass das Gleis des äusseren Transporteurwagens auf der Anschüttung verlegt werden muss und daher eine sehr schlechte Gleislage und beträchtliche Steigungen unvermeidlich sind.

### Betriebsbeobachtungen an Löffelbaggern.

Die Beobachtung des Löffelbaggerbetriebes als Grundlage für seine wirtschaftliche Kritik hat ebenfalls die Aufgabe, einerseits die Grösse der am Bagger angreifenden äusseren Kräfte, andererseits die Wirkungsgrade der Triebwerke zu ermitteln.

Die von der Winde ausgeübte Zugkraft, welche wie gezeigt wurde, in einfacher Beziehung zu dem Grabwiderstande am Löffelmesser steht, lässt sich leicht im Betriebe messen, wenn man zwischen den Auslegerkopf und den oberen Rollenkloben des Flaschenzuges einen Zugspannungsmesser einschaltet. Der Wirkungsgrad des Hubwerks lässt sich aus dem Energieverbrauch desselben beim Heben einer bekannten Last berechnen.

Der Fahrwiderstand, welcher von dem Grabprozess vollkommen unabhängig ist, lässt sich ohne weiteres aus der aufzuwendenden Fahrarbeit und der Fahrgeschwindigkeit ermitteln, während der Wirkungsgrad des Fahrwerks, wie im vorigen Abschnitte bereits besprochen ist, mit Hilfe eines gemessenen Schleppwiderstandes und des entsprechenden Mehrbedarfes an Fahrarbeit berechnet werden kann.

Die Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte, die während der Schwenkperioden auftreten, lassen sich direkt messen, indem man eine Messvorrichtung für das Antriebsmoment vor den Schwenkantrieb schaltet. Das notwendige Drehmoment bei konstanter Winkelgeschwindigkeit giebt dann ein Mass für die Energieverluste infolge der gleitenden und rollenden Reibung der Drehscheibe und der Arbeitsverluste im Schwenkantrieb. Erstere sind abhängig von dem Kippmoment des Oberwagens und seinem Gewicht; das Kippmoment wird man für jede Löffelstellung aus den Abmessungen des Baggers berechnen oder durch Auswiegen der Raddrücke am Unterwagen experimentell ermitteln können. Setzt man nun den Ausdruck für die Schwenkarbeit an:

$$\eta Ls = ML' + GL''$$

worin M das Kippmoment des Oberwagens,

G dessen Gewicht,

$\eta$  den Wirkungsgrad des Schwenkwerks

bedeutet, und bestimmt man die Schwenkarbeit  $L_s$  für zwei Löffelstellungen, denen die Werte  $M_1$  und  $M_2$  entsprechen mögen, und je für  $G_1$  und  $G_2 = G_1 + g$ , wobei  $g$  eine zentrisch angeordnete Zusatzbelastung darstellt, so erhalten wir die drei Beziehungen

$$1. L_s I = (M_1 L' + G_1 L'') / \eta$$

$$2. L_s II = (M_2 L' + G_1 L'') / \eta$$

$$3. L_s III = (M_2 L' + G_2 L'') / \eta$$

Hieraus ergeben sich die Unbekannten  $L'$ ,  $L''$  wie folgt:  
aus Gleichung 1 und 2

$$\eta (L_s I - L_s II) = (M_1 - M_2) L'$$

$$L' = \eta (L_s I - L_s II) / (M_1 - M_2)$$

aus Gleichung 2 und 3

$$\eta (L_s II - L_s III) = (G_1 - G_2) L''$$

$$L'' = \eta (L_s II - L_s III) / (G_1 - G_2)$$

Der Wirkungsgrad  $\eta$  wird sich im allgemeinen nach Art und Zahl der Getriebe schätzen lassen, während die Ermittlung durch Versuch recht umständlich sein dürfte.

Die Ermittlung des Trägheitsmomentes des Oberwagens für die verschiedenen Löffelstellungen kann auf Grund der Baggerabmessungen rechnerisch hinreichend genau erfolgen und wir bedürfen zur Bestimmung der Beschleunigungs- bzw. Verzögerungskräfte auf dem Anfahr- und Bremswege der Schwenkbewegung nur der bezüglichen Winkelgeschwindigkeiten und -Beschleunigungen, deren selbsttätige Aufzeichnung mit Hilfe des nachstehend besprochenen Messapparats erfolgen kann.

## Betriebsbeobachtungen an Löffelbaggern von 1,6 und 2 cbm Löffelinhalt mit Dampftrieb.

### 1. Löffelbagger von 2 cbm Löffelinhalt

(geliefert von der Firma Orenstein & Koppel — Arthur Koppel A. G. Berlin)

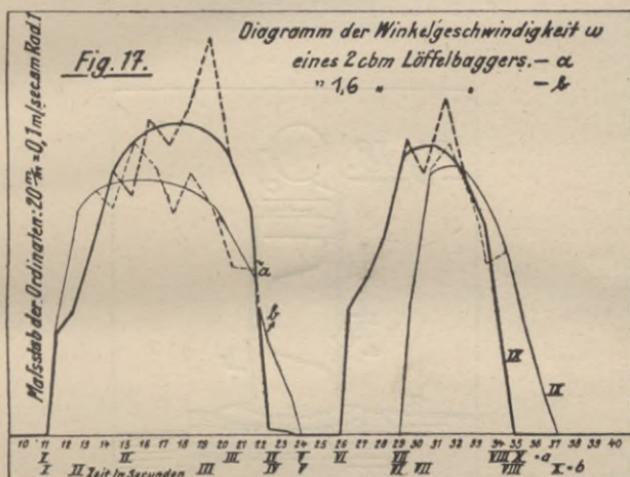
Der Löffelbagger hatte eine 8—10 m hohe Schlackenhalde abzugraben. Das Material war teils staubfein, teils in grossen Blöcken vorhanden, welche gesprengt werden mussten. Das Baggern erfolgte vom durchgehenden Gleise aus, das Ausschütten in normal-spurige Eisenbahnwagen.

Da die Maschine den Zug nur einsetzte und abholte, musste der Bagger am Zuge entlang fahrend ihn beladen.

Wegen des unregelmässigen Betriebes bezw. der grossen Betriebspausen und der Schwierigkeit, die Effektiv-Förderung des Baggers ausreichend genau zu bestimmen, unterblieben Beobachtungen über den tatsächlichen Kohlenverbrauch.

Mit Hilfe des in Fig. 18 dargestellten Apparates wurde die Winkelgeschwindigkeit des Baggers aufgezeichnet.

Die Drehbewegung des Baggers wurde auf die Trommel b des Apparates übertragen, indem eine Lederschnur um die in der Drehachse des Baggers befindliche ruhende Antriebswelle des Fahrwerks geschlungen und andererseits über die Schnurscheibe



der Indikatortrommel geführt wurde, sodass die Trommel mit entsprechender, leicht zu bestimmender Geschwindigkeitsübersetzung an der Schwenkbewegung des Baggers teilnehmen musste. Das Schreibzeug d erhielt unter dem Einflusse eines Uhrwerkes c eine konstante Fallgeschwindigkeit von 3 mm pro Sekunde.

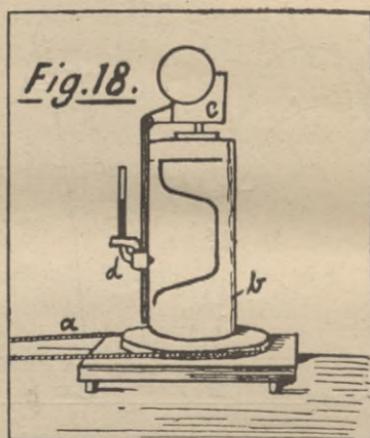
Die Form der Diagrammkurve ist ebenfalls aus der Figur ersichtlich.

Derartige Diagramme wurden zur Darstellung der Kurve a und b für die Winkelgeschwindigkeit in Fig. 17 benutzt, wobei als Massstab für die Abzisse : 5 mm = 1 Sec., für die Ordinaten

20 mm = 0,1 m sec. gewählt wurden. Das gleiche Diagramm m diente übrigens auch als Grundlage für das Vektordiagramm auf Seite 63.

In Figur 17 stellen dar :

- das Kurvenstück
- o—I die Grabperiode
  - I—II den Anlauf zum Ausschwenken
  - II—III den mittleren Teil der Schwenkperiode mit ziemlich konstantem  $\omega$
  - III—IV die Bremsperiode
  - IV—V den freien Auslauf
  - V—VI das Entladen
  - VI—IX die entsprechenden Abschnitte der Leerschwenkperiode
  - IX—X das Ansetzen.



*ca. 1/10 nat. Gröfse.*

Der Zeitbedarf der Löffelspiele, insbesondere die Verteilung des Zeitaufwandes auf die einzelnen Phasen des einzelnen Spieles wird durch nachstehende Zeitbeobachtungen gekennzeichnet.

Als Rekordleistung wurden 12 auf einander folgende Löffelspiele in durchschnittlich 46 Sekunden pro Spiel beobachtet.

Der Zeitbedarf der einzelnen Phasen ergibt sich aus der Tabelle auf Seite XIX

## Zeitangaben in Sekunden.

	Ansetzen	Graben	Aus- schwenken	Ent- laden	Leer- schwenken	Gesamt- dauer
1)	5	10	10	5	10	40
2)	5	11	13	4	11	44
3)	9	12	12	3	11	47
4)	7	11	12	3	11	44
5)	4	12	12	5	13	46
6)	7	11	12	7	9	46
7)	—	13	— ↯ <sup>1</sup>	5	15	—
8)	8	13	11	5	9	46
9)	10	12	9	7	16	54
10)	—	10	12	7	8	—
11)	10	10	14	3	7	44
12)	10	12	13	— ↯ <sup>1</sup>	12	—
13)	6	10	12	5	7	40
14)	5	13	12	5	9	44
15)	5	12	14	4	8	43
16)	10	12	11	2	14	49
17)	— ↯ <sup>1</sup>	13	13	5	9	—
18) <sup>2</sup>	11	11	11	2	9	44
19) <sup>2</sup>	10	12	11	4	10	47
im Mittel: ca.	8	12	12	4,5	10	45

## 2. Löffelbagger von 1,6 cbm Löffelinhalt.

Dieser Bagger ist ebenfalls von der Firma Orenstein & Koppel gebaut.

Er hatte zum Zwecke der Planierung eine ca. 300 m lange, ca. 6 m hohe Bodenwelle abzutragen und für Anschüttungszwecke in Kippwagen auszuschütten. Der Abtrag bestand aus feinem et- was lehmhaltigem Sande ohne Einlagerungen.

Die Aufnahme von Winkelgeschwindigkeitsdiagrammen erfolgte in gleicher Weise wie bei dem 2 cbm Bagger, nur mit dem

<sup>1</sup>) — ↯ = Unterbrechung der Zeitbeobachtung wegen Vorfahren des Baggers

<sup>2</sup>) aus Winkelgeschwindigkeitsdiagramme abgelesen

Unterschiede, dass der Trommelantrieb nicht von der senkrechten Welle des Fahrtriebes sondern von dem ebenfalls, relativ zum Oberwagen sich drehenden bzw. mit dem Unterwagen fest verbundenen Speisewasserzuführungsrohre abgeleitet wurde, sodass die Aufnahme der Diagramme durch das Verfahren des Baggers nicht gestört wurde.

Von etwa 60 aufgenommenen Diagrammen wurde eines in Fig. 17b zur Darstellung der Geschwindigkeitskurve verwendet.

Es wurden bei diesem Bagger Schleifwege zwischen 300 und 500 mm beobachtet.

Der Zeitbedarf einer Reihe aufeinander folgender Löffelspiele und die Verteilung auf die einzelnen Phasen eines jeden Spieles ist aus der Tabelle S. XX zu entnehmen.

#### Zeit in Sekunden

Ansetzen	Graben	Aus- schwenken	Ent- laden	Leer- schwenken	Gesamt- dauer
----------	--------	-------------------	---------------	--------------------	------------------

nach Zeitbeobachtungen:

1)	4	9	11	5	10	39
2)	7	11	15	4	13	50
3)	6	11	13	4	9	43

aus Winkelgeschwindigkeitsdiagrammen  
abgelesen:

4)	6	11	12	5	8	42
5)	6	12	15	5	13	51
6)	6	12	13	5	10	46
7)	7	10	11	5	8	41
8)	7	13	10	5	9	44
9)	8	12	9	6	11	46
10)	7	11	12	5	8	43
11)	7	11	11	7	8	44
12)	5	12	10	5	11	43
im Mittel $\approx$	6	11	12	5	10	44

Zeitbeobachtungen für den elektrischen  
Löffelbagger in Kap. 5.

	Ansetzen	Graben	Aus- schwenken	Ent- laden	Leer- schwenken	Gesamt- dauer
1)	8	19	20	5	15	67
2)	10	20	15	5	14	64
3)	9	20	19	5*	13	66
4)	9*	22	18	5*	14	68
5)	9*	19	22	5*	13	68
6)	10	24	15	5*	17	71
7)	10*	20	18	5*	16	69
<hr/>						
im Mittel $\approx$	9	20	18	5*	15	66

## 5

### 3. Stromablesungen an einem elektr. Löffelbagger.

Mit freundlicher Unterstützung der Direktion der Rositzer Braunkohlenwerke zu Rositz konnte Verfasser die nachstehend beschriebenen Beobachtungen an einem in Grube Germania arbeitenden elektrischen Braunkohlen-Bagger durchführen.

Derselbe hat Braunkohle von ca. 9 m Mächtigkeit abzugraben. Die Braunkohle ist in der Regel ziemlich homogen und von erdiger Struktur, enthält jedoch hin und wieder auch Baumstämme; während der Dauer der Beobachtung wurden Einlagerungen nicht angetroffen.

Der Löffel schüttet in einen eisernen Behälter, aus welchem das Grabgut in die Förderwagen abgelassen wird. Zur Zeit der Beobachtung war dieser Schüttrumpf jedoch in Reparatur und der stellvertretende hölzerne Schüttrumpf verursachte verschiedentlich Zeitverluste beim Entladen, die in der Tabelle Seite XXI in der Weise berücksichtigt worden sind, dass an Stelle der tatsächlichen Entladezeiten eventuell die beobachtete normale Entladedauer gesetzt aber mit einem \* als korrigiert gekennzeichnet wurde.

Bezüglich der Bauart sei bemerkt:

Der Bagger von 1,6 cbm Löffelinhalt besitzt einen Elektromotor von 50 HP für Heben, Schwenken und Löffelvortrieb, einen solchen von etwa 30 HP für das Verfahren, auf dem Unterwagen montiert.

Die elektrische Energie steht als Drehstrom von 500 Volt Netzspannung und 50 Perioden Frequenz dem Bagger zur Verfügung.

Nachstehend sind die am Schaltbrett des Baggers abgelesenen mittleren Stromstärken, denen die bezüglichen kurzdauernden Minimal- und Maximalwerte in Klammern beigelegt wurden, aufgeführt. Die Werte für  $\cos \varphi$  und  $\eta$  wurden entsprechend den Tabellen von Goldschmidt geschätzt. Es wurde beobachtet:

	Ampere	$\eta$	$\cos \varphi$	N <sup>HP</sup>
1. beim Heben allein	25	0,88	0,87	∞ 23
2. beim Graben	40—50—(70)	0,91	0,91	47
3. beim Ausschwenken	18—20	0,88	0,87	∞ 18
4. beim Leerschwenken	15—20	0,88	0,87	18
5. beim Fahren	(20)—25—(30)	0,90	0,80	23

Der Verlauf der Stromaufnahme während der Grabperiode war derart, dass die Stromstärke zunächst sehr rasch auf 40—(80) Amp. anstieg und nahe bis zu Ende des Hubes, abgesehen von einzelnen Stromstößen, bei diesem Werte verblieb. Ganz zuletzt fiel die Stromstärke auf ca. 25 Amp. zurück, ein Wert der also wohl für den Höchstwert der reinen Hubarbeit massgebend ist.

Während der Schwenkperiode zeigte das Amperemeter ziemlich konstant 20 Amp. Auffallende Stromstöße beim Anlauf, der allerdings auch langsam erfolgte, waren nicht zu bemerken.

Ermittelungen zur schätzungsweisen Bestimmung der Widerstände.

Löffelgewicht geschätzt zu . . . . .	1800 kg
1/2 Gewicht des Löffelstieles . . . . .	500 „
Löffelinhalt . . . . .	1800 „
	4100 kg

Bei 0,3 m sec. Hubgeschwindigkeit,  $\eta = 0,6$  Wirkungsgrad der Winde wird die Hubarbeit

$$4100 \cdot 0,3 / 0,6 \cdot 75 = 27 \text{ HP}$$

während etwa 32 HP entsprechend der Stromablesung beobachtet wurden, also in Anbetracht der rohen Schätzung eine gute Uebereinstimmung. Die eigentliche Grabarbeit ist also mit (47—23) 0,6 = 14,4 HP anzunehmen.

Die Schnittbreite wurde im Mittel zu 2,0 m beobachtet. Es gilt alsdann:

$$\begin{aligned} 0,3 \cdot w \cdot 200 &= 14,4 \cdot 75 \\ \text{oder } w &= 14,4 \cdot 75 / 0,3 \cdot 200 = 19 \text{ kg/cm} \end{aligned}$$

Die Schwenkarbeit wurde vorstehend entsprechend der Stromablesung zu etwa 18 HP ermittelt. Den Wirkungsgrad des Schwenkwerks können wir etwa mit 0,8 annehmen, sodass zur Ueberwindung der rollenden und gleitenden Reibung an der Drehscheibe etwa  $18 \cdot 0,8 = 14,4$  HP verbleiben. Wird die mittlere Schwenkgeschwindigkeit  $\omega = \pi \cdot 18 = 0,175$  m sec. angesetzt, der Zahnkranzdurchmesser nach ähnlichen Konstruktionen zu 2,0 m geschätzt, so ergibt sich ein mittlerer Zahndruck

$$K = 18 \cdot 75 / 0,175 = 7700 \text{ kg.}$$

Geschwindigkeits-Diagramme konnten nicht aufgenommen werden, weil innerhalb des Baggerhauses der Kopf des fest mit dem Unterwagen verbundenen Königszapfens für die Ableitung der Trommelbewegung nicht zugänglich war und Hilfseinrichtungen für die Ableitung von der Aussenfläche des grossen Zahnkranzes nicht zur Verfügung standen.

Fahrwiderstand:

Fahrarbeit beobachtet zu 18—23 HP,

Fahrgeschwindigkeit geschätzt zu 1,5 m sec.

dann ergibt sich der Fahrwiderstand am Umfange der Laufkränze zu:

$$\eta \cdot 20 \cdot 75 / 1,5$$

mit  $\eta = 0,75$  bei direktem Antrieb

$$W_f = 750 \text{ kg}$$

oder der spezifische Fahrwiderstand bei etwa 50 t Baggergewicht:

$$W_f = 750 / 50 = 15 \text{ kg/t.}$$

## 6

### Zahlenwerte zur Betriebskostenberechnung der Eimer- und Löffelbagger.

Die Betriebskosten für Eimerkettentrockenbagger je für Antrieb durch Dampfmaschine, Elektromotor oder Kraftölmotor wurden in den Figuren 4—7 zur Darstellung gebracht. Ihre Ermittlung erfolgt auf Grund nachstehend zusammengestellter Werte.

## 1. Eimerbagger mit Dampfantrieb.

Effektive Leistung in leichtem Sandboden cbm Std.	240	180	100	40	22
a) Anlagekosten					
1. Für den Bagger . . . . .	<i>M</i> 47000	39000	29000	20000	13000
2. davon für Maschine und Kessel . . . . .	„ 12750	9750	7200	5000	3250
3. Baggergleis 300 m lang	„ 12000	10000	7500	6000	4000
Für Zinsen, Reparatur und Abschreibung . . . . .	<i>M</i> 14700	12200	9100	6500	4250
b) Betriebskosten:					
1. Für Bedienung:					
Baggermeister . . . . .	<i>M</i> 1800	1600	1600	1350	1350
Maschinist . . . . .	„ 1600	—	—	—	—
Heizer . . . . .	„ 1350	1350	1350	—	—
Mann an der Schüttklappe	„ —	770	770	440	—
2. Gleisrückenkolonne	Zahl 10	8	6	4	2
	<i>M</i> 7700	6200	4600	3100	1550
3. Kohlenbedarf ca. t/Jahr	400	330	180	90	66
Brennstoffkosten á 1 t = 20	„ 8000	6600	3600	1800	1320
4. Schmiermaterial . . . . .	<i>M</i> 500	350	300	250	250

## 2. Eimerbagger mit elektrischem Antrieb.

Effektive Leistung in leichtem Boden	240	180	100	40	22	cbm Std.
Anlagekosten						
1. Bagger kompl.	46000	37500	28000	19000	13000	<i>M</i>
2. dav. Elektromotor m. Schalttafel etc.	3500	—	2500	1600	1100	„
3. Baggergleis 300 m lang	12000	10000	7500	6000	4000	„
3a Schleifleitung neben der Baugrube	1500	—	1200	1200	1000	„
Betriebskosten						
Baggermeister <i>M</i>	1800	1600	1600	1300	1300	
Schüttklappen- wärter	„ 800	800	800	0	0	
Gleisrücken- kolonne	„ 7700	6200	4600	3100	1550	

## Betriebsmaterial

Elektrische Energie						
KW Std. / Jahr	132000	95000	53000	21000	12000	
à KW Std. 0,1 <i>M</i>	13200	9500	5300	2100	1200	
Schmiermaterial „	500	350	300	250	250	

## 3. Eimerbagger mit Explosionsmotor.

Effektive Leistung in leichtem Boden	240	180	100	40	22	cbm/Std.
---	-----	-----	-----	----	----	----------

## Anlagekosten:

Bagger ohne Motor	<i>M</i> 42500	35000	25500	17400	11900	
Baggergleis	„ 12000	10000	7500	6000	4000	
4 Zylinder Ex- plosions-Motor	„ 18000	—	7300	4800	3600	

## Betriebskosten:

Baggermeister	<i>M</i> 1800	1600	1600	1300	1300	
Schüttklappe- wärter	„ 800	800	800	—	—	
Gleisrücke- kolonne	„ 7700	6200	5600	3100	1550	

## Betriebsmaterial:

Kraftöl 0,3 kg/HPEff.						
Benzol à 1 kg 0,15 <i>M</i>	8000	6000	3200	1300	800	
Schmiermaterial „	500	350	300	250	250	

## 3. Eimerbagger mit Dieselmotor.

Effektive Leistung :	240	180	100			cbm/Std.
----------------------	-----	-----	-----	--	--	----------

## Anlagekosten:

Bagger ohne Motor	42500	35000	25500			
Dieselmotor	28600	16000	15000			
Andrehvorrichtung ca.	400	350	300			
Baggergleis	12000	10000	7500			

## Betriebskosten

Brennstoff						
0,3 M./HPEff.	5300	4000	2000			
Schmiermaterial	500	350	300			





## Versuche zur Bestimmung des spezifischen Grabwiderstandes.

Auf dem Gelände der Sächsisch Thüringischen Portland-Cement Fabrik Prüssing & Co. zu Göschwitz bei Jena fand Verfasser Gelegenheit, mit gütiger Unterstützung der Direktion des genannten Werkes, wofür derselben auch an dieser Stelle verbindlichster Dank ausgesprochen sei, Schleppversuche mit einem Schleppeimer auszuführen, deren Zweck und Ergebnis zu Anfang dieser Studie bereits kurz angegeben wurde.

Das Versuchsgerät war ein offener Eimer ähnlich einem rückwärts schneidenden 30 Ltr. Eimer. Zu seiner Führung war an demselben ein etwa 1 m langes Rundeisen befestigt, das von Hand gelenkt wurde. Zur Messung des Schleppwiderstandes diente eine Federwage, die zwischen Eimer und Block des Flaschenzuges geschaltet den Schleppwiderstand direkt zu messen gestattete. Der Antrieb erfolgte von Hand mittelst des erwähnten Flaschenzuges, mit welchem in der Regel etwa vierfache Uebersetzung erzielt wurde, sodass eine Eimergeschwindigkeit von etwa 0,2 metr./sec. erzielt werden konnte.

Zur Untersuchung standen folgende Bodenarten:

1. „Wiesenton“ ein lehmiger Ackerboden bis erdiger Mergel, in der unteren Schicht, fast ohne Einlagerungen. Zur Zeit des Versuches war derselbe mässig feucht.
2. „Bergton“ ein schwerer, braungelber Ton, fast ohne Einlagerungen, der infolge reichlichen Sickerwassers durchaus plastisch war. Derselbe liess sich nur mit der Hacke bearbeiten.
3. „Kies“ und „Sand“ die Kiesgrube, in welcher dieser Teil der Versuche vorgenommen wurde, enthielt in abwechselnden Schichten groben Kies von 5—50 mm Korngrösse in reinen Sand eingebettet, und feinen wenig tonhaltigen Sand ohne Einlagerungen. Der Kies liess sich mit der Hand aus dem Sandbett lösen. Während des Versuches war dieses Material ziemlich trocken.

Bei allen Versuchen wurde der Schleppwiderstand mittelst einer zwischen Eimer und Flaschenzug eingeschalteten Federwage direkt gemessen.

Hiernach ergeben sich die nachstehenden Beobachtungswerte jeweilig als Mittelwerte aus einer grösseren Zahl von Einzelversuchen.

### Grabwiderstand.

Bodenart	Breite, Höhe des Schnittes in cm		Zugkraft in kg pro 1 cm Schneid- kante	Bemerkungen
1. Wiesenton	17	12	1,28	obere Schicht
	23	20	1,40	"
	24	16	2,10	untere Schicht bei feinem Regen
2. Bergton	20		2,0	Hier ist der Rei- bungswiderstand mit $\mu = 0,9$ abgezogen.
	15		2,7	
	12		3,9	
3. Feiner Sand	15	15	1,0	ca. 2 m unter Terrain anstehend.
	20	20	1,0	
4. Gesiebt. Sand	30	20	0,8	locker aufge- schüttet
5. Kiesgeröll	30	15	2,0	Widerstand sehr variabel
6. gewachs. Kies	15		2,0	Korngrösse 5—50 mm

### Reibung zwischen Eimer und Schnittfläche.

Bodenart	Last einschl. Eimergewicht	Zugwiderstand	$\mu$
1. Wiesenton	24 kg	20 kg	0,83
	40 "	35 "	0,87
	60 "	50 "	0,83
2. Bergton	17 "	24 "	1,40
	32 "	30 "	0,94
	45 "	40 "	0,89
3. Sand, anstehend	30 "	10 "	0,33
4. Sand, geschüttet	40 "	25 "	0,63
	45 "	38 "	0,85
5. Kiesgeröll mit viel Sand	24 "	19 "	0,79
	41 "	30 "	0,73
	51 "	40 "	0,79
6. Gewachsener Kies	27 "	20 "	0,74
	33 "	25 "	0,76
	49 "	40 "	0,82

---

Gedruckt bei Gebr. Bleyer, Kronach.

---

88-8

8-96



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000297517