

Krutikov, I.A. (Vsesojuznyj institut mehanizacii sel'skogo chozjajstva) (Unionsinstitut für Mechanisierung der Landwirtschaft):

Zur Entwicklung von Kriterien für die Abschätzung (Bewertung) und Begründung der Parameter von Dreschmechanismen

Auf dem Gebiet der Projektierung von Dreschmechanismen wird in der weltweiten Praxis nicht einheitlich an die Auswahl ihrer konstruktiven und kinematischen Parameter herangegangen. Dies findet in erheblichem Maße seine Begründung in der Tatsache, daß die Arbeit von Dreschvorrichtungen in der Hauptsache allein nach den Endresultaten (Ausdruschverlust, Kornbeschädigung, Energieaufwand) bewertet wurde und die im Korb ablaufenden Prozesse nicht vom quantitativen Standpunkt aus untersucht wurden.

Der vorliegende Aufsatz ist der Entwicklung von Kriterien gewidmet, die das Wesen dieser Vorgänge widerspiegeln und gleichzeitig sowohl mit den Endresultaten des Ausdruschs als auch mit den Dreschwerk-Parametern zusammenhängen. Mittels dieser Kriterien kann man an eine eingehende Abschätzung und begründete Wahl seiner konstruktiven und kinematischen Parameter herangehen, die bisher in erster Linie aus konstruktiven Überlegungen heraus oder unter verschiedenen subjektiven Voraussetzungen festgesetzt wurden.

Die Kornmasse, die sich in dem Korb bewegt, wird unter der Einwirkung der gleitenden Schläge der Schlagleisten periodisch zusammengedrückt und gleichzeitig auseinandergezogen. Für die Charakteristik des Zustandes dieser Mas-

se wird der Begriff der auf die ursprüngliche Dichte <Raumgewicht> reduzierten Dicke der Kornmasse oder einfach der reduzierten Dicke eingeführt.

Wir kommen überein, unter der reduzierten Dicke die Dicke zu verstehen, die eine Kornmassenschicht in einem bestimmten Schnitt des Korbs hätte, wenn - vorausgesetzt man entzieht die Stengel der Druckeinwirkung der Schlagleisten - ihre ursprüngliche Dichte <Raumgewicht>, d.h. die Dichte, die sie vor dem Eintritt in die Dreschvorrichtung hatte, wiederhergestellt würde.

Zur Bestimmung der reduzierten Dicke wurden Untersuchungen über die Gesetzmäßigkeiten der Verdichtung der Kornmasse mittels eines zu diesem Zweck umgestalteten V.P. Gorjackin-Dichtemessers angestellt. Als Ergebnis erhielt man eine empirische Formel, die die Abhängigkeit der Druckspannung  $P$  von dem Grad der Verdichtung  $\frac{\Delta g}{\delta_n}$  ausdrückt.

, <a>

wobei  $\Delta g$  und  $\delta_n$  - die Dicke der Kornmasse vor und nach der Kompression, mm,  
 $\psi$  - eine Konstante, die von den physikalisch-mechanischen Eigenschaften der Kornmasse abhängt.

Wenn wir in der Gleichung  $\Delta g$  durch die reduzierte Dicke der Kornmasse  $\Delta$  und  $\delta_n$  durch die Größe des Spalts zwischen Trommel und Korb im gleichen Querschnitt ersetzen, so erhalten wir eine Formel, die die Druckspannung der Kornmasse im Korb ausdrückt

. (1)

Wir nehmen an,  $\Delta$  und  $\delta$  nehmen vom Einlaufen bis zum Auslaufen in bzw. aus dem Korb nach dem linearen Gesetz ab,

d.h.

(2)

; (3)

dabei ist  $a$  - die reduzierte Dicke der Kornmasse am  
Korbeingang, mm;  
 $\alpha$  - die Einlaufspaltweite des Korbs, mm;  
 $r$  - der Korbradius, cm;  
 $\varphi$  - der laufende Umfassungswinkel der Trom-  
mel durch den Korb, rad;  
 $k$  und  $k'$  - die Proportionalitätsfaktoren.

Am Korbauslauf ist

,  $\langle b \rangle$

wobei:  $\omega$  - der ganze Umfassungswinkel der Trommel  
durch den Korb, rad;  
 $b$  - die reduzierte Dicke der Kornmasse am  
Korbauslauf, mm;  
 $\beta$  - die Auslaufspaltweite des Korbs, mm.

Setzen wir die gefundenen Werte  $\varphi$ ,  $\Delta$  und  $\delta$  in  
die Gleichungen (2) und (3) ein, so erhalten wir:

(4)

. (5)

Daraus folgt

(6)

. (7)

Haben wir die gefundenen Ausdrücke für  $k$  und  $k'$  in die Gleichungen (2) und (3) eingesetzt, dann gilt:

(8)

. (9)

Nach Substitution der Gleichungen (8) und (9) in die Gleichung (1) erhalten wir eine Formel, die die Druckspannung der Kornmasse bei jedem beliebigen Querschnitt des Korbs als Funktion von  $\varphi$  ausdrückt:

. (10)

Zur Vereinfachung des analytischen Ausdrucks für den Druschvorgang nehmen wir an, die Einwirkung der Schlagleisten der Trommel auf die Kornmasse sei ein kontinuierlicher Vorgang, d.h. die Rotationsfläche der Trommel bestehe gänzlich aus einer kontinuierlichen Leistenfläche. In den Berechnungen korrigieren wir diese Annahme durch den Stetigkeitskoeffizienten  $\lambda$ , der das Verhältnis der Arbeitsfläche der Leisten zur Rotationsfläche der Trommel darstellt:

, (11)

wobei  $h$  - die äquivalente Leistenbreite<sup>1</sup>, cm, ist;  
 $\mu$  - die Leistenanzahl ist.

Die einfache Normalkraft  $dQ_n$  der Verdichtung der Kornmasse durch die Schlagleisten (Zeichnung 1) kann durch

---

1 Die Bedeutung dieses Terminus wird in der Arbeit von M.A. Pustygin [2] erklärt.

die Gleichung

(12)

ausgedrückt werden, wobei

$l$  - die Trommellänge, cm;

$\eta$  - der Nutzfaktor der Trommellänge, der das Verhältnis der Breite des Kornmassenflusses im Dreschwerk zur Trommellänge darstellt;

$d\varphi$  - der einfache Umfassungswinkel der Trommel durch den Korb.

Nach einer Gegenüberstellung der Ausdrücke (10 - 12) und bei entsprechender mathematischer Umformung erhalten wir die Summen der Projektionen aller einfachen Normalkräfte auf die Koordinatenachsen.

Auf die x-Achse:

. (13)

Auf die y-Achse:

. (14)

Die einfache Tangentialkraft  $dQ_\tau$  bestimmt sich aus dem Ausdruck:

, (15)

wobei:  $f$  - der Abreibungskoeffizient<sup>1</sup>.

---

1 Der Abreibungskoeffizient darf nicht mit der Reibungszahl der Schlagleiste an der von ihr verdichteten Kornmasse gleichgesetzt werden, da er neben der "reinen" Reibung auch die anderen Widerstände, die die Schlagleiste beim Ausdrusch überwindet, berücksichtigt. Seinem Wesen nach unterscheidet sich dieser Koeffizient gründlich von dem Abreibungskoeffizienten in der Formel von V.P. Gorjackin [1].

Projizieren wir diese Kraft auf die Koordinatenachsen und nehmen die entsprechenden Substitutionen und eine Integration vor, so erhalten wir Gleichungen, die analog zu den Beziehungen (13) und (14) sind und die Summen der Projektionen der Tangentialkräfte  $Q_{\tau x}$  und  $Q_{\tau y}$  ausdrücken.

Unter Berücksichtigung, daß  $Q_x = Q_{nx} + Q_{\tau y}$  und  $Q_y = Q_{ny} + Q_{\tau x}$ , erhalten wir nach entsprechenden Umformungen in der endgültigen Form:

. (16)

. (17)

Das Produkt aus der einfachen Normalkraft  $dQ_n$  mit dem Abreibungskoeffizienten  $f$  und dem Korbradius - in Metern ausgedrückt - liefert das elementare Moment der Tangentialkräfte in bezug auf die Korbmitte  $O$  :

. (18)

Nach Substitution des Wertes  $dQ_n$  und Integration innerhalb der Grenzen  $0$  bis  $\omega$ , gewinnen wir das Gesamtmoment der Tangentialkräfte in bezug auf die Korbmitte :

. (19)

Wir kommen überein, dieses Moment als das Abreibungsmoment zu bezeichnen. ...

Die Werte  $Q_x$ ,  $Q_y$  und  $M$  können experimentell mittels Dehnungsmessung des Korbs beim Betrieb des Dreschwerks bestimmt werden. Zu diesem Zweck wird der Trommelkorb anstelle der üblichen Befestigung an sechs in der Länge regulierbaren Aufhängern aufgehängt, die nur zugkraftempfind-

lich sind (Zeichnung 2). Mit dem einen Ende werden die Aufhänger frei auf die Korbwelle aufgesetzt, mit dem anderen - durch Gelenk an dem Ständer des Dreschmechanismus befestigt. An den Aufhängern werden Drahtgeber angebracht, mit deren Hilfe die Dehnungsgegenkräfte in jedem Aufhängerpaar auf den Film eines Oszillographen aufgezeichnet werden.

Die Größe der Gegenkräfte wird nach Planimetrierungsdaten der Oszillogramme bestimmt. Durch geometrische Addition dieser Gegenkräfte wird - wie in Zeichnung 2 dargestellt - die Resultierende der Gegenkräfte  $Q_R$  gefunden. Multiplizieren wir den Wert dieser Resultierenden mit ihrem Hebelarm  $H$  in bezug auf die Korbmitte, so erhalten wir das Gegenmoment  $M_R$  .

Offensichtlich ist  $Q = - Q_R$  und  $M = - M_R$  .

Nach einer Richtungsänderung der Resultierenden  $Q_R$  in die entgegengesetzte Richtung kann man die gesuchten Projektionen der Resultierenden der aktiven Kräfte  $Q_x$  und  $Q_y$  finden. Nach Integration und entsprechenden Gruppierungen erhalten wir:

. (20)

. (21)

. (22)

In den Formeln (20) und (21) sind durch den Buchstaben  $I$  mit den Indizes 1, 2, 3, 4, 5 und 6 jeweils die folgenden Ausdrücke bezeichnet:

; <c>

; <d>

; <e>

; <f>

; <g>

. <h>

Das System interlinearer Gleichungen (20), (21) und (22) verbindet analytisch drei Arten von Größen:

a) die konstruktiven und regulierenden Parameter des Dreschmechanismus  $r, l, \omega, h, \mu, \alpha, \beta$  sowie die Koeffizienten  $\psi$  und  $\eta$ ; Die Werte dieser Größen sind immer bekannt oder man kann sie vorgeben;

b) die Projektionen der Resultierenden aller Kräfte  $Q_x, Q_y$  und das Abreibungsmoment  $M$ , die experimentell mittels Dehnungsmessung des Korbs bestimmbar sind;

c) der Abreibungskoeffizient  $f$  und die reduzierten Dicken der Kornmasse am Korbeingang  $a$  und am Korbausgang  $b$ , die durch gemeinsame Lösung des Gleichungssystems (20), (21) und (22) bestimmbar sind. Es ist zweckmäßig, die Berechnungen auf einem Elektronenrechner nach dem Newtonschen Näherungsverfahren durchzuführen.

Nach den bekannten Werten  $a$  und  $b$  kann man ein Diagramm der reduzierten Dicke der Kornmasse im Korb aufstellen, wenn man dabei von der Voraussetzung ihrer Linearität ausgeht.

Auf der Basis des Diagramms der reduzierten Dicke kann - unter Benutzung der Gleichung (1) - auf einfache Weise ein Druckspannungs-Diagramm für die Kornmasse im Korb aufgestellt werden. Ein Diagramm für die Geschwindigkeit der Kornmasse im Korb kann bei Anwendung der folgenden Abhängigkeit

(23)

erstellt werden; dabei ist:



- $V$  - die (im Querschnitt durchschnittliche) Geschwindigkeit der Kornmasse in einem bestimmten Querschnitt des Korbs, m/sec;  
 $q$  - die Leistungsfähigkeit, kg/sec .

Wie unsere Untersuchungen ergaben können die Ordinaten der Druckspannungen in Abhängigkeit von den verschiedenen Druschparametern längs des Korbes zunehmen, abnehmen oder konstant bleiben, wobei jeweils ein zunehmendes, abnehmendes oder ein gleichförmiges Diagramm gebildet wird.

Auf der Grundlage der Theorie über den Mittelwert einer Funktion drücken wir - unter Anwendung der Gleichungen (8), (10) und (23) - die Mittelwerte (längs des Korbes) der reduzierten Dicken  $\Delta_{sr}$ , der Geschwindigkeiten  $V_{sr}$  und der Druckspannungen  $P_{sr}$  analytisch aus:

, (24)

. (25)

$P_{sr}$  wird in der endgültigen Form durch das Abreibungsmoment  $M$  ausgedrückt:

. (26)

Der Ungleichförmigkeitsgrad des Spannungsdiagramms wird durch die Gleichung

(27)

ausgedrückt, wobei:

$p_{vch}$  und  $p_{vych}$  - die Druckspannungen jeweils beim Einlaufen und Auslaufen in den bzw. aus dem Korb sind.

Durch Voruntersuchungen wurde festgestellt, daß dieje-

Durch Voruntersuchungen wurde festgestellt, daß die Druckspannung beim Ausdrusch für jede Kultur optimale Werte hat, die den gründlichsten Ausdrusch des Kornes bei minimalen mechanischen Beschädigungen der Körner gewährleisten.

Ebenso wurde ersichtlich, daß der gründlichste Ausdrusch, minimale Energieverluste und Beschädigung des Kornes bei Betriebsweisen und Parametern erfolgen, die ein gleichförmiges Spannungsdruck-Diagramm sicherstellen, d.h. bei  $\sum \tau = 0$ .

Somit kann man an Hand der Werte  $p_{sr}$  und  $\sum \tau$  eine Vorstellung davon erhalten, wie günstig die Parameter des einen oder anderen Dreschmechanismus ausgewählt sind.

Die Kornmasse im Korb bewegt sich aufgrund der Wirkung der Reibungskräfte der Schlagleisten und infolge des Umstandes, daß einzelne Teilmengen von jenen erfaßt werden. Wir stellten fest, daß der Ausdrusch umso besser wird, je größer die Rolle der Reibungskräfte ist, da bei der Fortbewegung der Kornmasse durch Ergreifen seitens der Leisten die relative Fortbewegung und Abreibung der Stengel fehlt.

Die Wechselbeziehung zwischen Reibung und Ergreifen beim Ausdrusch kann man mit Hilfe des Koeffizienten  $s_1$ , der gleich  $\frac{M_{ud}}{M}$  ist, ausdrücken.

$M_{ud}$  - ist das Moment, das für den Schlag und die Geschwindigkeitsübertragung an das Druschgut aufgewendet wird. Es wird auf der Grundlage der Daten der Dehnungsmessung des Dreschmechanismus aus der Gleichung

(1)

bestimmt; dabei ist:

$M_{kr}$  - das Drehmoment der Trommelwelle;

$M_{vr}$  - das Moment, das für die Überwindung der schädlichen Widerstände aufgewendet wird und ange-

nähert gleich dem Moment des Trommelleerlaufs ist.

Die Größe  $s_1$ , insbesondere, hängt ganz wesentlich von der Leistenkonstruktion - ihrem Profil, Angriffswinkel usw. - ab. So erhöhte sich bei einer Anordnung der Schlagleiste durch ein nach hinten geneigtes Teil der Koeffizient  $s_1$ ; die Druschqualität nahm dabei ab.

Eine im höchsten Maße wichtige Kennzahl, die den Druschprozeß charakterisiert, ist der Koeffizient  $s_2$ , der gleich  $\frac{\Delta s_v}{\sqrt{c_v}}$  ist. Die Größe dieses Koeffizienten hängt von den verschiedenen Kombinationen der Parameter ab - der Richtung und Zuführungsgeschwindigkeit der Kornmasse in den Dreschmechanismus, der linearen Geschwindigkeit der Fördereinrichtung des schrägen Gestells und der Aufnahmeeinrichtung, den konstruktiven Besonderheiten der Schlagleiste und des Korbs usw.

Mit der Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel sowie mit Verringerung der Größe der Spalten wird der Koeffizient  $s_2$  beispielsweise größer.

Bei derselben Leistungsfähigkeit und dem Minimalwert des Koeffizienten  $s_1$  wird die Verringerung des Koeffizienten  $s_2$  von einem verbesserten Ausdrusch, einer verstärkten Trennung des Kornes durch den Korb mit geringerem Energieaufwand für den Ausdrusch begleitet. Es muß jedoch hierzu bemerkt werden, daß - falls die Verringerung des Koeffizienten  $s_2$  auf Kosten einer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit der Trommel erfolgt - bei bestimmten Werten dieser Geschwindigkeit neben einer stetigen Verbesserung der oben aufgeführten Kennwerte die Beschädigung der Körner zu wachsen beginnt.

Aus dem vorher Gesagten folgt, daß für bestimmte physikalisch-mechanische Eigenschaften der auszudreschenden Kornmasse die Auswahl der Parameter für die Dreschvorrichtung am rationellsten ist, wenn folgende Bedingungen erfüllt sind:

bei dem optimalen Wert der Druckspannung ist der Ungleichförmigkeitsgrad der Spannungslinie gleich Null;

die Koeffizienten  $s_1$  und  $s_2$  haben Minimalwerte. Im Vergleich mit den Endresultaten des Ausdruschs spiegeln die Kriterien  $p_{sr}$ ,  $\sum_r$ ,  $s_1$  und  $s_2$  erheblich stärker das Wesentliche des Druschvorgangs wider und haben eine engere Verbindung zu den konstruktiven und kinematischen Parametern einer Dreschvorrichtung; daher kann mit ihrer Hilfe eine objektive Bewertung und Begründung dieser Parameter erfolgen. -

Erläuterungen der Zeich-  
nungen

Zeichnung 1

Schematische Darstellung der einfachen Normal- und Tangentialkräfte, die auf den Korb eines Dreschwerks wirken

Zeichnung 2

Bestimmung der Projektionen der Resultierenden von  $Q_x$ ,  $Q_y$  und des Abreibungsmoments  $M$  aufgrund der Gegenkräfte in den Aufhängern A, C und D

L i t e r a t u r

1. G o r j a Č k i n , V.P.      Teorija barabana. Sob. soč.,  
t. V, M., 1940
  
2. P u s t y g i n , M. A.      Teorija i tehnologiČeskij  
raščet molotil'nych ustrojstv.  
M., 1948

Anmerkung des Übersetzers:

Bei den Termini in < > handelt es sich um die wörtliche  
Übersetzung.

# К РАЗРАБОТКЕ КРИТЕРИЕВ ДЛЯ ОЦЕНКИ И ОБОСНОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ МОЛОТИЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

И. А. КРУТИКОВ

(Ессесюзный институт механизации сельского хозяйства)

УДК 631.561:631.3.02

**В** МИРОВОЙ практике проектирования молотильных устройств нет единого подхода к выбору их конструктивных и кинематических параметров. Это в значительной мере объясняется тем, что оценка работы молотильных устройств производилась в основном лишь по конечным результатам (недомолот, повреждение зерна, энергозатраты), а процессы, протекающие в подбарабанье, не изучались с количественной стороны.

Настоящая статья посвящена разработке критериев, отражающих сущность этих процессов и одновременно связанных как с конечными результатами обмолота, так и с параметрами молотильного аппарата. С помощью этих критериев можно подойти к более глубокой оценке и обоснованному выбору его конструктивных и кинематических параметров, которые до настоящего времени устанавливались в основном из конструктивных соображений или различных субъективных предположений.

Хлебная масса, двигаясь по подбарабанью, под воздействием скользящих ударов бичей периодически сжимается и одновременно растаскивается. Для характеристики состояния этой массы вводится понятие приведенной к первоначальному объемному весу толщины хлебной массы или просто приведенной толщины.

Под приведенной толщиной условимся понимать толщину, которую имел бы слой хлебной массы в определенном сечении подбарабанья, если бы при освобождении стеблей от сжимающего воздействия бичей восстанавливался ее первоначальный объемный вес, т. е. объемный вес, который она имела до поступления в молотильный аппарат.

Для определения приведенной толщины были проведены исследования закономерностей сжатия хлебной массы с помощью переоборудованного для этой цели плотномера В. П. Горячкина. В результате была получена эмпирическая формула, выражающая зависимость напряжения сжатия  $P$  от степени сжатия  $\frac{\Delta g}{\delta_n}$ .

$$P = \Psi \left( \frac{\Delta g}{\delta_n} \right)^2$$

где  $\Delta g$  и  $\delta_n$  — толщина хлебной массы до и после сжатия, мм,  
 $\Psi$  — постоянный коэффициент, зависящий от физико-механических свойств хлебной массы.

Если в уравнении вместо  $\Delta g$  подставить приведенную толщину хлебной массы  $\Delta$ , а вместо  $\delta_n$  — величину зазора между барабаном и декой в том же сечении, то получим формулу, выражающую напряжение сжатия хлебной массы в подбарабанье

$$P = \Psi \left( \frac{\Delta}{\delta} \right)^2 \quad (1)$$

Предположим, что  $\Delta$  и  $\delta$  от входа к выходу подбарабанья уменьшаются по линейному закону, т. е.

$$\Delta = a - kr\varphi \quad (2)$$

$$\delta = d - k'r\varphi \quad (3)$$

где  $a$  — приведенная толщина хлебной массы на входе в подбарабанье, мм;

$a$  — величина зазора на входе в подбарабанье, мм;  
 $r$  — радиус подбарабанья, см;  
 $\varphi$  — текущий угол охвата барабана декой, рад;  
 $k, k'$  — коэффициенты пропорциональности.

На выходе из подбарабанья

$$\varphi = \omega, \Delta = b, \text{ ад} = \beta,$$

$\omega$  — полный угол охвата барабана декой, рад;  
 $b$  — приведенная толщина хлебной массы на выходе из подбарабанья, мм.  
 $\beta$  — величина зазора на выходе из подбарабанья, мм.

Подставляя указанные значения  $\varphi, \Delta$  и  $\delta$  в уравнения (2) и (3), получим:

$$b = a - kr\omega \quad (4)$$

$$\beta = a - k'r\omega \quad (5)$$

$$k = \frac{a-b}{r\omega} \quad (6)$$

$$k' = \frac{a-\beta}{r\omega} \quad (7)$$

Подставив найденные выражения  $k$  и  $k'$  в уравнения (2) и (3), имеем:

$$\Delta = \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{\omega} \quad (8)$$

$$\delta = \frac{a\omega - (a-\beta)\varphi}{\omega} \quad (9)$$

После подстановки уравнений (8) и (9) в уравнение (1) получим формулу, выражающую напряжение сжатия хлебной массы в любом сечении подбарабанья как функцию  $\varphi$ :

$$p = \Psi \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{d\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \quad (10)$$

Для упрощения аналитического выражения процесса обмолота допустим, что воздействие бичей барабана на хлебную массу носит непрерывный характер т. е. поверхность вращения барабана как бы целиком состоит из непрерывной поверхности бичей. В расчетах это допущение корректируем коэффициентом непрерывности  $\lambda$ , представляющим собой отношение рабочей поверхности бичей к поверхности вращения барабана:

$$\lambda = \frac{h\mu}{2\pi r} \quad (11)$$

где  $h$  — эквивалентная\* ширина бича, см;  
 $\mu$  — количество бичей.

Элементарную нормальную силу  $dQ_n$  сжатия хлебной массы бичами (рис. 1) можно выразить уравнением

$$dQ_n = \lambda \eta r d\varphi, \quad (12)$$

где  $l$  — длина барабана, см;  
 $\eta$  — коэффициент

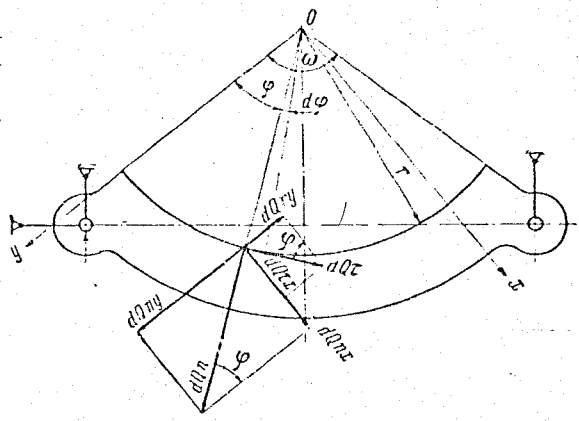


Рис. 1. Схема элементарных нормальных и касательных сил, действующих на деку молотильного аппарата.

\* Значение этого термина дано в работе М. А. Пустыгина [2].



пользования длины барабана, представляющий собой отношение ширины потока хлебной массы в молотильном аппарате к длине барабана;

$d\varphi$  — элементарный угол охвата барабана декой.

Сопоставив выражения (10—12) и произведя соответствующие математические преобразования, получим суммы проекций всех элементарных нормальных сил на оси координат.

На ось  $x$ :

$$Q_{nx} = \frac{1}{2\pi} h\mu\eta l\Psi \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \sin\varphi d\varphi. \quad (13)$$

На ось  $y$ :

$$Q_{ny} = \frac{1}{2\pi} h\mu\eta l\Psi \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \cos\varphi d\varphi. \quad (14)$$

Элементарная касательная сила  $dQ_{\tau}$  определяется из выражения:

$$dQ_{\tau} = f dQ_n \quad (15)$$

где:  $f$  — коэффициент перетирания\*.

Проектируя эту силу на оси координат и произведя соответствующие подстановки и интегрирование, получим уравнения, аналогичные (13) и (14) и выражающие суммы проекций касательных сил  $Q_{\tau x}$  и  $Q_{\tau y}$ .

Имея в виду, что  $Q_x = Q_{nx} + Q_{\tau x}$  и  $Q_y = Q_{ny} + Q_{\tau y}$ , после соответствующих подстановок получим в окончательном виде:

$$Q_x = \frac{1}{2\pi} h\mu\eta l\Psi \left\{ \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \sin\varphi d\varphi + f \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \cos\varphi d\varphi \right\} \quad (16)$$

$$Q_y = \frac{1}{2\pi} h\mu\eta l\Psi \left\{ \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \cos\varphi d\varphi - f \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right]^2 \sin\varphi d\varphi \right\} \quad (17)$$

Произведение элементарной нормальной силы  $dQ_n$  на коэффициент перетирания  $f$  и радиус подбарабана, выраженный в метрах, дает элементарный момент касательных сил относительно центра подбарабана 0:

$$dM = \frac{r}{100} f dQ_n \quad (18)$$

Подставив значение  $dQ_n$  и произведя интегрирование в пределах от 0 до  $\omega$ , получим полный момент касательных сил относительно центра подбарабана:

$$M = \frac{r}{200\pi} f h\mu\eta l\Psi \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{a\omega - (a-\beta)\varphi} \right] d\varphi \quad (19)$$

\* Коэффициент перетирания нельзя отождествлять с коэффициентом трения бича о сжимаемую им хлебную массу, так как, помимо «чистого» трения, им учитываются и другие сопротивления, которые преодолевает бич в процессе обмолота. По своей сущности этот коэффициент коренным образом отличается от коэффициента перетирания в известной формуле В. П. Горячкина [1].

от момент условимся называть моментом перетирания. Он меньше крутящего момента на валу барабана на величину момента от сил вредных сопротивлений и момента, идущего на удар и сообщение скорости проектам обмолота.

Значения  $Q_x$ ,  $Q_y$  и  $M$  могут быть определены экспериментально с помощью тензометрирования подбарабана при работе молотильного аппарата. Для этой цели вместо обычного крепления дека барабана подвешивается на шесть регулируемых по длине подвесок, воспринимающих только растягивающие усилия (рис. 2). Одним концом подвески обычно надеваются на вал дека, а другим — шарнирно крепятся к каретке молотильного аппарата. На подвески наклеиваются проволочные датчики, с помощью которых записываются на пленку осциллографа растягивающие реакции в каждой паре подвесок.

Величина реакций определяется по данным планиметрирования осциллограмм. Путем геометрического сложения этих реакций, как показано на рис. 2, находится равнодействующая реакций  $Q_R$ . Умножая значение этой равнодействующей на ее плечо  $H$  относительно центра подбарабана, получим реактивный момент  $M_R$ .

Очевидно, что  $Q = -Q_R$ , а  $M = -M_R$ .

Изменив направление равнодействующей  $Q_R$  на противоположное и спроецировав ее на оси координат, можно найти искомые проекции равнодействующей активных сил  $Q_x$  и  $Q_y$ . После интегрирования и соответствующих группировок получим:

$$\begin{aligned} \frac{2\pi(a-\beta)^2 Q_x}{h\mu\eta\Psi} = Q^2 \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-\omega^2\beta^2 I_1 + 2\omega\beta I_3 - I_5 + \right. \\ \left. + f(-\omega^2\beta^2 I_2 + 2\omega\beta I_4 - I_6)] + \cos \frac{\alpha\beta}{\alpha-\beta} [\omega^2\beta^2 I_2 - 2\omega\beta I_4 + I_6 + \right. \\ \left. + f(-\omega^2\beta^2 I_1 + 2\omega\beta I_3 - I_5)] \right\} + ab \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [2\alpha\beta\omega^2 I_1 - 2\omega(\alpha+\beta) I_3 - \right. \\ \left. - 2I_5 + f(2\alpha\beta\omega^2 I_2 - 2\omega(\alpha+\beta) I_4 + 2I_6)] + \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-2\alpha\beta\omega^2 I_2 + \right. \\ \left. + 2\omega(\alpha+\beta) I_4 - 2I_6 + f(2\alpha\beta\omega^2 I_1 - 2\omega(\alpha+\beta) I_3 + 2I_5)] \right\} + \\ + b^2 \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-\alpha^2\omega^2 I_1 + 2\alpha\omega I_3 - I_5 + f(-\alpha^2\omega^2 I_2 + 2\alpha\omega I_4 - I_6)] + \right. \\ \left. + \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [\alpha^2\omega^2 I_2 - 2\alpha\omega I_4 + I_6 + f(-\alpha^2\omega^2 I_1 + 2\alpha\omega I_3 - I_5)] \right\} \quad (20) \\ \frac{2\pi(a-\beta)^2 Q_y}{h\mu\eta\Psi} = Q^2 \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-\omega^2\beta^2 I_2 + 2\omega\beta I_4 - I_6 + f(\omega^2\beta^2 I_1 - \right. \\ \left. - 2\omega\beta I_3 + I_5)] + \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-\omega^2\beta^2 I_1 + 2\omega\beta I_3 - I_5 + f(-\omega^2\beta^2 I_2 + \right. \\ \left. + 2\omega\beta I_4 - I_6)] \right\} + ab \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [2\alpha\beta\omega^2 I_2 - 2\omega(\alpha+\beta) I_4 + 2I_6 + \right. \\ \left. + f(-2\alpha\beta\omega^2 I_1 + 2\omega(\alpha+\beta) I_3 - 2I_5)] + \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [2\alpha\beta\omega^2 I_1 - 2\omega(\alpha+\beta) I_3 + \right. \\ \left. + 2I_5 + f(2\alpha\beta\omega^2 I_2 - 2\omega(\alpha+\beta) I_4 + 2I_6)] \right\} + b^2 \left\{ \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} [-\alpha^2\omega^2 I_2 + \right. \end{aligned}$$

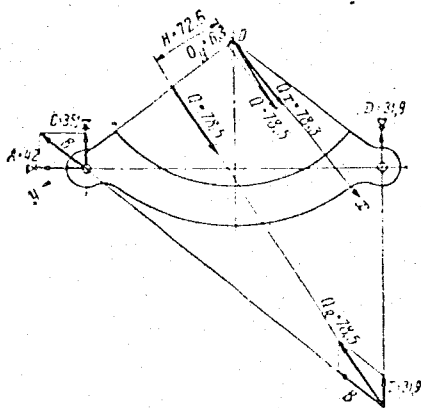


Рис. 2. Определение проекций равнодействующей  $Q_x$ ,  $Q_y$  и момента перетирания  $M$  на основе реакций в подвесках А, С, и D.

$$+ 2a\omega I_4 - I_4 + f(a^2\omega^2 I_1 - 2a\omega I_2 + I_3) + \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} \left\{ -\alpha^2\omega^2 I_1 + 2a\omega I_2 - I_3 + f(-\alpha^2\omega^2 I_2 + 2a\omega I_3 - I_4) \right\} \quad (21)$$

$$M = \frac{2\pi(\alpha-\beta)^2 a \cdot 100}{r f h \mu \eta l \Psi \omega \left( \alpha^2 - \beta^2 + 4,6\alpha\beta \lg \frac{\beta}{\alpha} \right)} = a^2 + 2aba \left[ \frac{-2(\alpha-\beta) - 2,3(\alpha+\beta) \lg \frac{\beta}{\alpha}}{\alpha^2 - \beta^2 + 4,6\alpha\beta \lg \frac{\beta}{\alpha}} \right] + \frac{a}{\beta} b^2 \quad (22)$$

В формулах (20) и (21) буквой  $I$  с индексами 1, 2, 3, 4, 5 и 6 соответственно обозначены следующие выражения:

$$I_1 = -\frac{\cos \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta}}{\beta\omega} + \frac{\cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta}}{\alpha\omega} - \frac{1}{\alpha-\beta} \left[ -\omega - \frac{\omega^3(\beta^2-\alpha^2)}{18(\alpha-\beta)^2} + \frac{\omega^5(\beta^2-\alpha^2)}{600(\alpha-\beta)^4} - \frac{\omega^7(\beta^2-\alpha^2)}{35280(\alpha-\beta)^6} \dots \right];$$

$$I_2 = -\frac{\sin \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta}}{\beta\omega} + \frac{\sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta}}{\alpha\omega} + \frac{1}{\alpha-\beta} \left[ 2,3 \lg \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta} - 2,3 \lg \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} - \frac{\omega^2(\beta^2-\alpha^2)}{4(\alpha-\beta)^2} + \frac{\omega^4(\beta^2-\alpha^2)}{96(\alpha-\beta)^4} - \frac{\omega^6(\beta^2-\alpha^2)}{4320(\alpha-\beta)^6} + \dots \right];$$

$$I_3 = 2,3 \lg \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta} - 2,3 \lg \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} - \frac{\omega^2(\beta^2-\alpha^2)}{4(\alpha-\beta)^2} + \frac{\omega^4(\beta^2-\alpha^2)}{96(\alpha-\beta)^4} - \frac{\omega^6(\beta^2-\alpha^2)}{4320(\alpha-\beta)^6} + \dots;$$

$$I_4 = -\omega - \frac{\omega^3(\beta^2-\alpha^2)}{18(\alpha-\beta)^2} + \frac{\omega^5(\beta^2-\alpha^2)}{600(\alpha-\beta)^4} - \frac{\omega^7(\beta^2-\alpha^2)}{35280(\alpha-\beta)^6};$$

$$I_5 = (\alpha-\beta) \left( \sin \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta} - \sin \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} \right);$$

$$I_6 = -(\alpha-\beta) \left( \cos \frac{\beta\omega}{\alpha-\beta} - \cos \frac{\alpha\omega}{\alpha-\beta} \right).$$

Система межлинейных уравнений (20), (21) и (22) аналитически связывает между собой три вида величин:

а) конструктивные и регулировочные параметры молотильного аппарата  $r$ ,  $l$ ,  $\omega$ ,  $h$ ,  $\mu$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ , а также коэффициенты  $\psi$  и  $\eta$ ; значения этих величин всегда известны или ими можно задаться;

б) проекции равнодействующих всех сил  $Q_x$ ,  $Q_y$  и момент перетирания  $M$ , определяемые экспериментально с помощью тензометрирования подбарабаша;

в) коэффициент перетирания  $f$  и приведенные толщины хлебной массы на входе  $a$  и выходе  $b$  подбарабаша, определяемые путем совместного решения системы уравнений (20), (21) и (22). Вычисления целесообразно производить на электронно-вычислительной машине приближенным методом Ньютона.

По известным значениям  $a$  и  $b$  можно построить эпюру приведенной толщины хлебной массы в подбарабаше, исходя из предположения о ее линейности.

На основе эпюры приведенной толщины, пользуясь уравнением (1), легко построить эпюру напряжений сжатия хлебной массы в подбарабаше. Эпюру скоростей хлебной массы в подбарабаше можно построить, пользуясь следующей зависимостью:

$$V = \frac{10^3 q}{\Delta \gamma \eta} \quad (23)$$

где:  $V$  — скорость (средняя по сечению) хлебной массы в определенном сечении подбарабаша, м/сек;

$q$  — производительность, кг/сек.

Как показали наши исследования, ординаты напряжений сжатия в зависимости от различных параметров обмолота могут по длине подбарабаны возрастать, уменьшаться или оставаться постоянными, образуя соответственно возрастающую, убывающую или равномерную эпюру.

На основе теории о среднем значении функции, пользуясь уравнениями (8), (10) и (23), выразим аналитически средние значения (по длине подбарабаны) приведенных толщин  $\Delta_{\text{ср}}$ , скоростей  $V_{\text{ср}}$  и напряжений сжатия  $P_{\text{ср}}$ :

$$\Delta_{\text{ср}} = \frac{1}{r\omega} \int_0^{\omega} \left[ \frac{a\omega - (a-b)\varphi}{\omega} \right] r d\varphi = \frac{a+b}{2}, \quad (24)$$

$$V_{\text{ср}} = \frac{1}{r\omega} \int_0^{\omega} \frac{10^5 \cdot g \omega d\varphi}{\sqrt{1-\eta} [a\omega - (a-b)\varphi]} = \frac{2,3 \cdot 10^5 \cdot g}{\sqrt{1-\eta} (a-b)} l g \frac{a}{b}. \quad (25)$$

$P_{\text{ср}}$  в окончательном виде выразится через момент перетирания  $M$ :

$$P_{\text{ср}} = \frac{2000 \cdot l \cdot M}{\omega r^2 \eta \mu h l}. \quad (26)$$

Степень неравномерности эпюры напряжений  $\Sigma_p$  выразится уравнением

$$\varepsilon_p = \frac{P_{\text{вх}} - P_{\text{вых}}}{P_{\text{ср}}}, \quad (27)$$

где  $P_{\text{вх}}$  и  $P_{\text{вых}}$  — напряжения сжатия соответственно на входе в подбарабанье и выходе из него.

Предварительными исследованиями было установлено, что напряжение сжатия при обмолоте для каждой культуры имеет оптимальные значения, обеспечивающие наиболее полный вымолот зерна при минимальных его механических повреждениях.

Было также выявлено, что наиболее полный вымолот, минимальные энергетические затраты и травмирование зерна получаются при режимах параметров, обеспечивающих равномерную эпюру напряжений сжатия, т.е. при  $\Sigma_p = 0$ .

Таким образом, по значениям  $P_{\text{ср}}$  и  $\Sigma_p$  можно получить представление, насколько удачно подобраны параметры того или иного молотильного аппарата.

Хлебная масса в подбарабанье движется благодаря действию сил трения бичей и в результате захвата ими отдельных ее порций. Нами было установлено, что чем больше роль сил трения, тем лучше вымолот, так как при перемещении хлебной массы путем захвата бичами отсутствует отщепительное перемещение и перетирание стеблей.

Соотношение между трением и захватом при обмолоте можно выразить с помощью коэффициента  $s_1$ , равного  $\frac{M_{\text{уд}}}{M}$ .

$M_{\text{уд}}$  — момент, затрачиваемый на удар и сообщение скорости продуктам обмолота. Он определяется на основе данных тензометрирования молотильного аппарата из уравнения:

$$M_{\text{уд}} = M_{\text{кр}} - M_{\text{вр}} - M,$$

где  $M_{\text{кр}}$  — крутящий момент на валу барабана;

$M_{\text{вр}}$  — момент, расходуемый на преодоление вредных сопротивлений, приближенно равный моменту холостого хода барабана.

Величина  $s_1$ , в частности, весьма существенно зависит от конструкции бича — его профиля, угла атаки и т. д. Так, при установке бича пологой частью назад коэффициент  $s_1$  увеличивался, качество обмолота при этом снижалось.

Весьма важным показателем, характеризующим процесс обмолота, является коэффициент  $s_2$ , равный  $\frac{\Delta_{ср}}{V_{ср}}$ . Величина этого коэффициента зависит от различных сочетаний параметров — направления и скорости подачи хлебной массы в молотильный аппарат, линейных скоростей транспортера наклонного корпуса и приемного битера, конструктивных особенностей бича и подбарабана и т. д.

Например, с увеличением окружной скорости барабана, а также с уменьшением величины зазоров коэффициент  $s_2$  возрастает.

При одной и той же производительности и минимальном значении коэффициента  $s_1$  уменьшение коэффициента  $s_2$  сопровождается улучшением вымолота, увеличением сепарации зерна через деку с сокращением энергетических затрат на обмолот. Следует, однако, отметить, что если уменьшение коэффициента  $s_2$  идет за счет увеличения окружной скорости барабана, то при определенных значениях этой скорости наряду с продолжающимся улучшением перечисленных выше показателей начинает возрастать повреждение зерна.

На основании изложенного следует, что для определенных физико-механических свойств обмолачиваемой хлебной массы подбор параметров молотильного аппарата можно считать наиболее рациональным, если выполнены следующие условия:

при оптимальном значении напряжения сжатия степень неравномерности энтропии напряжений равна нулю;

коэффициенты  $s_1$  и  $s_2$  имеют минимальные значения. По сравнению с конечными результатами обмолота критерии  $p_{ср}$ ,  $\Sigma p$ ,  $s_1$  и  $s_2$  значительно глубже отражают сущность процесса обмолота и имеют более определенную связь с конструктивными и кинематическими параметрами молотильного аппарата, а поэтому с их помощью можно производить более объективную оценку и обоснование этих параметров.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Горячкин В. П. Теория барабана. Соб. соч., т. V, М., 1940. 2. Пустыгин М. А. Теория и технологический расчет молотильных устройств. М., 1948.

## SUMMARY

The article deals with the problem of the criteria of efficiency of thrashing installations. It describes methods of the determination of the amount of thrashed mass in a concave.

## ZUSAMMENFASSUNG

Im Artikel werden die Fragen behandelt, die mit der Auswahl des Kriteriums der Zweckmässigkeit der Dreschvorrichtungen verbunden sind. Es wird eine Methodik zur Bestimmung der Höhe von Getreidemasse im Korb einer Dreschmaschine dargelegt.

## RESUME

Dans l'article on expose les questions liées au choix des critères rationnelles des dispositifs de battage. On donne la méthode pour la détermination de l'épaisseur de la masse de blé dans le contre — batteur.