

УДК 631.363

DISTRIBUTEUR DE FOURRAGES MOBILE

S.M. Véditchev¹, V.T. Tchédrine¹, A.V. Boyarchinov²

Chaire de la mécanisation de l'agriculture (1);

Chaire des procédés et des appareils de la technologie chimique (2), UTET

L'article est présenté par le membre de la rédaction le professeur V.I.Konovalov

Mots-clés et phrases: trémie-malaxeur, dose, doseur de fourrage volumétrique, moment de rotation, distributeur de fourrages, came, puissance, volume, cellule.

Résumé: On présente le schéma, la description et le calcul du distributeur de fourrages mobile.

Dans l'Université technique d'Etat de Tambov on a élaboré le distributeur de fourrages pour les porcs avec les doseurs de fourrage volumétriques et avec le chariot mobile à roues pneumatiques.

Le distributeur de fourrages (Fig. 1) contient la trémie-malaxeur 1, les doseurs volumétriques 2, installés en bas à deux côtés de la trémie, le chariot mobile 3 à roues pneumatiques.

Son train de roulement lui permet de tourner sur place dans les conditions de l'espace étroit du local de la production [1]. Le mouvement orienté du distributeur le long de la ligne d'affouragement peut être corrigé à l'aide du volant. Hors du local la remorque s'accomplit par l'attelage.

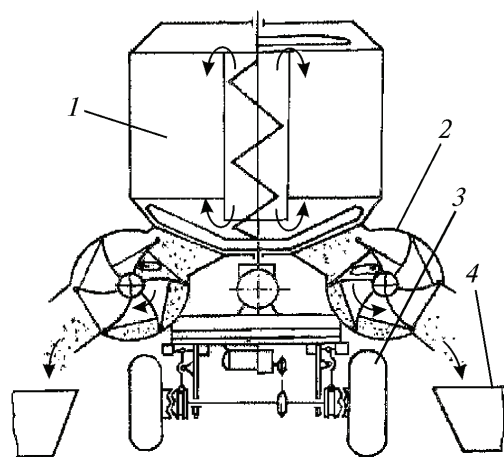


Fig. 1 Distributeur de fourrages

Le doseur de fourrage volumétrique (Fig. 2) contient le boîtier cylindrique 13 qui a les ouvertures du chargement et du déchargement [2]. L'arbre horizontal porte le tambour aux cellules qui se composent par des pales rigides 16, des pales articulées 15, et des parois d'abouts du tambour 1. Les pales articulées sont installées rigidement sur les axes 12 dont les joints à charnières sont faites sur la périphérie des parois d'abouts. Les axes 12 sont joints aux secteurs d'encliquetages 5 dont les bouts libres ont les galets 2. Les cliquets 17 ayant les galets 11 sont mis aux axes 4 qui s'installent sur les parois d'abouts du tambour. Les ressorts 18 retiennent les cliquets dans la position de fonctionnement. Les gabarits 3, 6 et 10 sont accouplés aux parois d'abouts du boîtier du doseur. Le sélecteur de dose change le volume des cellules et presse préalablement le fourrage. Cet appareil se compose des cames 8 qui sont mis rigidement sur les axes 7. Les cames 8 accomplissent le mouvement de va et vient. Les axes 7 sont assemblés au moyen du cadre 14 en dehors du boîtier. Un mécanisme de changement des doses agit sur le cadre 14.

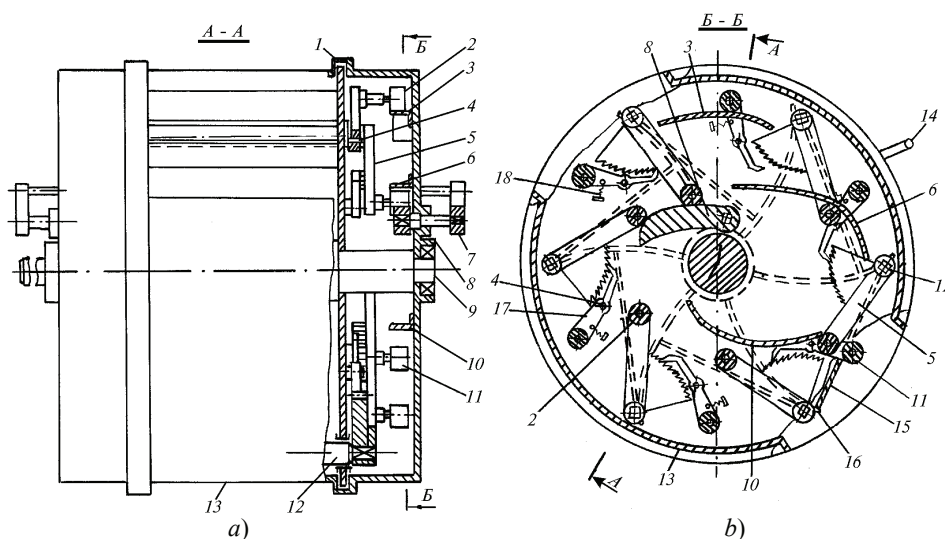


Fig. 2 Doseur de fourrage volumétrique:
a) coupe A-A; b) coupe B-B

La distribution du fourrage se réalise de façon suivante. Les interrupteurs terminaux connectent les commandes des doseurs quand le distributeur arrive aux mangeoires 4 (Fig. 1). La rotation du tambour dans le sens inverse des aiguilles d'une montre induit le mouvement alternatif et rotatif des pales articulées 15 et des axes 12. Quand les cellules s'approchent de l'ouverture de chargement, les galets 2 se roulent sur les gabarits 10 et tournent les cliquets 17 par rapport aux axes 4 dans le sens des aiguilles d'une montre. Les secteurs d'encliquetages 5 se dégagent des cliquets 17. Les galets 2 avec les secteurs d'encliquetages 5 s'engagent sous les gabarits 6, dont l'action les dirige vers l'axe de rotation du tambour. En même temps les bouts libres des pales articulées 15 se déplacent aussi vers cet axe. De ce fait le volume maximum de la cellule se forme.

Les cellules se remplissent du fourrage pendant le mouvement des pales 15 vers l'axe de rotation du tambour. L'entrée suivante de la cellule dans la zone de l'ouverture de chargement force les galets 2 à se rouler sur la surface travaillante des cames 8, qui se meuvent avec les axes 7 pendant le braquage du cardé 14 pour l'angle défini. De ce fait la pale articulée 15 se déplacera vers l'ouverture de chargement, en formant le volume défini de la cellule. Cette phase mène au préformage du fourrage. Sous l'effet des ressorts 18 les cliquets 17 bloquent les leviers avec les secteurs d'encliquetages 5, en prévenant le mouvement de retour des pales vers l'axe du tambour et en permettant leur mouvement vers

l'ouverture du chargement. Grâce à cette action réciproque le chargement du fourrage dans les cellules cesse quand les galets sortent de la surface travaillante des cames 8. La décharge du fourrage s'effectue par les pales 15 après l'approche des cellules de l'ouverture du déchargement à cause du roulement des galets 11 sur le gabarit 10.

Le volume de la trémie du distributeur de fourrages V_b , m^3 , est choisi de la manière que sa capacité soit suffisante pour le service d'une ou de quelques lignes d'affouragement dans un local [3].

$$V_b = \frac{n_l \sum_{i=1}^{n_l} m_i q_i}{\rho \varphi}, \quad (1)$$

où n_l – nombre des lignes d'affouragements dans un local; m_i – quantité des animaux dans i -ième ligne d'affouragement, têtes; q_i – norme de la distribution pour un animal, kg/tête; ρ – masse spécifique du fourrage, kg/m^3 ; φ – coefficient du remplissage de la trémie par le fourrage ($\varphi = 0,85 \dots 0,9$).

La vitesse du régime du distributeur, V_p , m/s , est définie compte tenu du temps de la distribution qui ne doit pas dépasser les exigences zootechniques

$$V_p = \frac{2L_{fk}}{T_p}, \quad (2)$$

où L_{fk} – longueur du front d'affouragement, m ; T_p – temps de la distribution, s , ($T_p = 1200$ s).

La longueur du doseur L , m , est choisie compte tenu de la nécessité du remplissage de la mangeoire individuelle sans pertes du fourrages.

$$L = L_k - \frac{2\pi n V_p}{\omega z}, \quad (3)$$

où L_k – longueur de la mangeoire, m ; n – nombre des cellules distribuées simultanément; ω – vitesse angulaire de la rotation de l'arbre du doseur, s^{-1} ($\omega \approx 0,3$ s^{-1}); z – nombre des cellules.

Le rayon du tambour du doseur est défini à partir de la productivité donnée ou de la grandeur maximum de la dose dans une cellule.

$$R = \sqrt{\frac{q_{\max}}{0,35 L \rho \varphi_z}}, \quad (4)$$

où q_{\max} – grandeur maximum de la dose dans une cellule, kg ; φ_z – coefficient de remplissage de la cellule par le fourrage ($\varphi_z = 0,85 \dots 0,95$).

Pour définir les dimensions du doseur et les limites du changements du volume des cellules en fonction de l'angle de la rotation de la came il est nécessaire d'examiner le schéma (Fig. 3). Dans le point de l'installation de la came le gabarit intérieur a la forme du cercle avec le rayon r_1 . La came est exécutée à partir des plaques avec les rayons d'arrondis r_2 et r_3 (Fig. 4), la distance entre les centres des arrondis $O_1 O_2 = l$. Le rayon de la courbure de la pale est égal au rayon de boîtier du doseur R (Fig. 3). On ne tient pas compte de l'épaisseur des pales à cause de leur petite dimension. Le point de la came le plus éloigné du

centre de la rotation O à son braquage pour un certain angle sera le point de l'intersection de la ligne droite passant par les centres O et O_2 , et de la surface travaillante du gabarit. Le centre de la rotation du galet O_3 se trouve à la distance k de l'articulation.

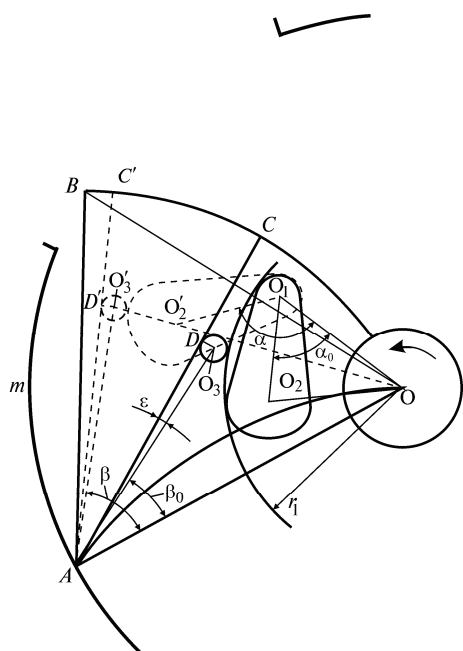


Fig. 3 Diagramme du calcul du doseur

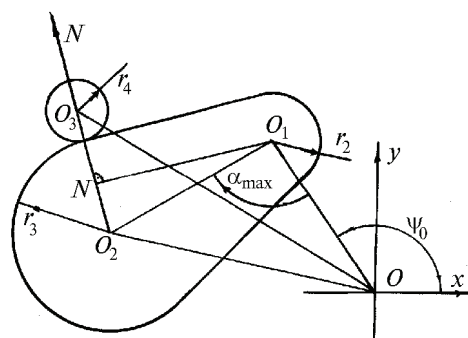


Fig. 4 Diagramme du calcul de l

La surface de la section de la cellule du dosage est divisée en deux parties conventionnelles - le segment AmB et le segment ABC . Leurs surfaces sont désignées par S_1 et S_2 .

Le volume complet de la cellule du dosage

$$V = L(S_1 + S_2), \quad (5)$$

où L – longueur travaillante de la cellule du dosage, m .

On examine le schéma (Fig.3) au moment lorsque la came occupe la position extrême inférieure avec les angles initiaux α_0 et β_0 .

Pendant le changement du volume la surface S_1 reste constante et comme le triangle AOB est équilatéral ($AB=OB=OA$ selon la construction du doseur) $\angle AOB=\pi/3$. Il suit de là que

$$S_1 = \frac{R^2}{2} \left(\frac{\pi}{3} - \sin \frac{\pi}{6} \right). \quad (6)$$

La surface

$$S_2 = \frac{R^2}{2} \left(\frac{\pi}{3} - \varepsilon - \beta_0 \right). \quad (7)$$

L'angle ε est trouvé du triangle ΔADO_3 . Puisque $AD \perp DO_3$ alors $\varepsilon = \arcsin \frac{r_4}{k}$, et

$\beta_0 = \arccos \frac{R^2 + k^2 - (O_3O)^2}{2Rk}$ est trouvé à partir du triangle ΔAO_3O d'après le théorème des cosinus $O_3O=r_4+r_1$.

Alors

$$\beta_0 = \arccos \frac{R^2 + k^2 - (r_4 + r_1)^2}{2Rk}; \quad (8)$$

$$\alpha_0 = \arccos \frac{(r_1 - r_2)^2 + l^2 - (r_1 - r_3)^2}{2Rk}.$$

Substituons dans l'équation (7) les valeurs trouvées de ε et de β_0

$$S_2 = \frac{R}{2} \left(\frac{\pi}{3} - \arcsin \frac{r_4}{k} - \arccos \frac{R^2 + k^2 - (r_4 + r_1)^2}{2Rk} \right). \quad (9)$$

Substituons dans (5) les valeurs de (6) et de (9) et obtiendrons le volume maximum de la cellule

$$V_{\max} = \frac{LR^2}{2} \left[\left(\frac{\pi}{3} - \sin \frac{\pi}{6} \right) + \left(\frac{\pi}{3} - \arcsin \frac{r_4}{k} - \arccos \frac{R^2 + k^2 - (r_4 + r_1)^2}{2Rk} \right) \right]. \quad (10)$$

Pendant le braquage de la came par rapport au point O_1 (Fig. 3, traits interrompus) pour un certain angle α la droite O_1O_2 occupera la position $O_1O'_2$ et le centre du galet – O'_3 . La ligne de la pale se déplacera vers la corde AB et occupera la position AC' . Il en résulte que l'angle β_0 grossira et sera égal à β , la surface du secteur S_2 changera aussi.

Ayant examiné les fonctions trigonométriques, on peut exprimer l'angle β par

$$\beta = \arccos \left[\frac{R^2 + k^2 - \left(r_3 + r_4 + \sqrt{(r_1 - r_2)^2 + l^2} - 2(r_1 - r_2)l \cos \alpha \right)}{(2Rk)} \right]. \quad (11)$$

Au moment lorsque la came occupe la position extrême supérieure, le volume de la cellule sera minimal.

Ayant substitué dans (5) les valeurs réduites des grandeurs composantes on obtient

$$V = \frac{LR^2}{2} \left[1,227 - \arcsin \frac{r_4}{k} - \frac{\arccos \left(R^2 + k^2 - (r_3 + r_4)^2 + \sqrt{(r_1 - r_2)^2 + l^2} - 2(r_1 - r_2)l \cos \alpha \right)^2}{(2Rk)^2} \right]. \quad (12)$$

L'équation (12) est juste quand $\alpha \geq \alpha_0$, parce que quand $\alpha < \alpha_0$ l'emprise des cames sur les galets se rompt et ils roulent sur le gabarit intérieur ayant la courbure constante de la surface, c'est-à-dire l'angle β ne change pas.

Pour que les pales articulées ne soient pas pliées par les pales rigides aux cours du chargement du fourrage on doit exécuter la condition $\beta_0 + \varepsilon > \pi/6$.

L'équation (12) montre que les rayons du boîtier R et du gabarit intérieur r_1 , la longueur de la came l , la distance entre les centres de l'articulation et de la rotation du galet k , l'angle α servent de paramètres principaux des cellules de dosages. Le volume maximum dépend des rayons R et r_1 , l'étendue du réglage du volume se propage de l à k . On peut régler le dosage lors l'affouragement différentiel des animaux par le changement de l'angle α .

Les rayons d'arrondis de la came r_2 et r_3 (Fig.4) sont choisis par des considérations constructives avec le contrôle selon la condition statique de l'entretien du profil de la came ou bien selon la condition de sa longévité [4]. La distance entre les centres d'arrondis $O_1O_2 = L$ est choisie à partir des conditions suivantes:

- selon l'angle de pression admissible dans le couple de la rotation (galet – came);
- selon la possibilité de la formation de la dose minimale.

L'équation analytique liant l'angle de pression et les paramètres principaux du poussoir oscillant à galet et de la came prend la forme [3]

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{k(1 + \beta')}{R \sin \beta} - \operatorname{ctg} \beta, \quad (13)$$

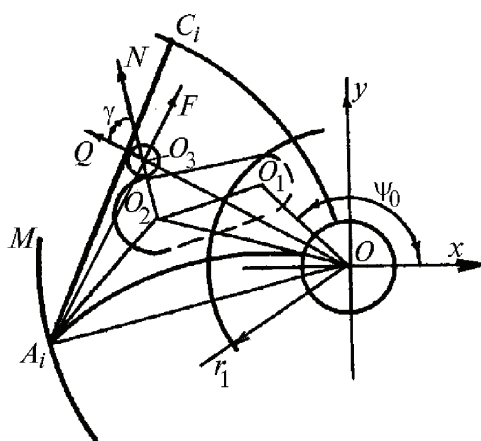


Fig. 5 Diagramme de calcul de l et γ_d

où γ – angle de la pression (l'angle entre la pression normale N et sa composante utile Q dirigée suivant la vitesse du mouvement de la pale, c'est - à - dire la composante de la force N qui est utilisée pour l'accomplissement du travail utile au mouvement de la pale) (Fig. 5); k – distance du point A_i à O_3 , c'est - à - dire $k = A_iO_3$; β' – accélération angulaire du mouvement de la pale; R – rayon du tambour du doseur ($R = A_iO$); β – quantité variable de l'angle d'inclinaison de la pale par rapport à la ligne centrale ($\beta = \angle O_3A_iO$).

L'équation (12) montre que l'angle γ s'accroît avec l'accroissement de l'angle β (quand $k = \text{const}$ et $R = \text{const}$). Il en suit que l'angle γ atteindra sa valeur maximale dans la position de la cellule montrée sur le diagramme (Fig. 3) où la déviation des la came est égale à l'angle maximale α_{max} . Lors de la synthèse cinématique des mécanisme à cames selon l'angle de pression admissible qui dépend de la matière de la came et du galet on doit respecter l'inégalité $\gamma \leq \gamma_{\text{max}}$. Le diagramme (Fig.5) montre que

$$\angle A_iO_3O_2 = \frac{\pi}{2} - \gamma.$$

A partir du théorème des cosinus du $\Delta A_iO_3O_2$ on trouve

$$A_iO_2 = \sqrt{k^2 + (r_3 + r_4)^2 - 2k(r_3 + r_4)\sin \gamma}. \quad (14)$$

Pour la définition OO_2 examinons la nouvelle position de la cellule où son volume devient maximal ; avec cela l'angle α_{max} reste le même (Fig. 6)

Le diagramme montre que
 $OO_2 = OO_3' - O_2O_3'$

Le segment OO_3' est trouvé du $\Delta A_iOO_3'$

$$OO_3' = \sqrt{k^2 + R^2 - 2kR \cos \beta_{\max}},$$

Vu que $\beta_{\max} = \frac{\pi}{3} - \varepsilon$, et $O_2O_3' = r_3 + r_4$,

alors

$$OO_2 = \sqrt{k^2 + R^2 - 2Rk \cos \left(\frac{\pi}{3} - \varepsilon \right)} - (r_3 + r_4). \quad (15)$$

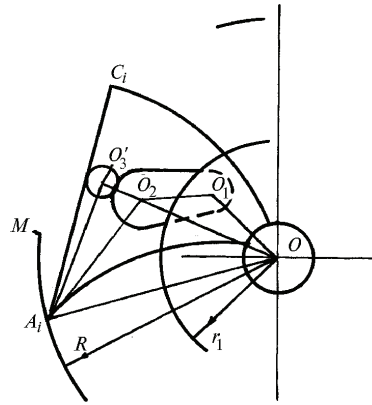


Fig. 6 Diagramme de calcul de OO_2

OO_3' est trouvé du $\Delta A_iOO_3'$ (Fig. 6)

$$OO_3' = \sqrt{k^2 + R^2 - 2Rk \cos \angle O_3' A_i O}, \quad (16)$$

où $\angle O_3' A_i O = \angle O_3' A_i O_2 + \angle O_2 A_i O$.

A partir de $\Delta O_3' A_i O_2$ on obtient $\angle O_3' A_i O_2$ selon le théorème des sinus

$$\frac{A_i O_2}{\sin \angle A_i O_3' O_2} = \frac{O_2 O_3'}{\sin \angle O_3' A_i O_2},$$

De là

$$\angle O_3' A_i O_2 = \arcsin \frac{(r_3 + r_4) \cos \gamma}{A_i O_2}. \quad (17)$$

L'angle $\angle O_2 A_i O$ est obtenu du $\Delta O_2 A_i O$ (Fig. 5)

$$\angle O_2 A_i O = \arccos \frac{A_i O_2^2 + R^2 - OO_2^2}{2R \cdot A_i O_2}. \quad (18)$$

Alors

$$\angle O_3' A_i O = \arcsin \frac{(r_3 + r_4) \cos \gamma}{A_i O_2} + \arccos \frac{A_i O_2^2 + R^2 - OO_2^2}{2R \cdot A_i O_2}. \quad (19)$$

$A_i O_2$ est obtenu de l'équation (13), OO_2 est obtenu de la formule (15).

D'autre part de $\Delta OO_2 O_3$

$$OO_3 = \sqrt{(r_3 + r_4)^2 + OO_2^2 - 2(r_3 + r_4) \cdot OO_2 \cdot \cos \angle O_3 O_2 O}. \quad (20)$$

Le diagramme (Fig.4) montre que

$$\angle O_3 O_2 O = \angle NO_2 O_1 + \angle O_1 O_2 O. \quad (21)$$

De $\Delta NO_2 O_1$ on trouve $\angle NO_2 O_1$

$$\angle NO_2 O_1 = \arccos \frac{O_2 N}{O_2 O_1} = \arccos \frac{r_3 - r_2}{l},$$

et $\angle O_1 O_2 O$ est trouvé de $\Delta O_1 O_2 O$

$$\angle O_1 O_2 O = \arccos \frac{l^2 + OO_2^2 - (r_1 - r_2)^2}{2l \cdot OO_2}, \quad (22)$$

où $r_1 = OO_1 + r_2$ – la distance de l'axe de la rotation du tambour du point O jusqu' à l'axe de la fixation de la came, le point O_1 ; $O_1O_2 = l$.

Du triangle $\Delta A_iOO_3'$ (Fig.3) on trouve OO_2

$$OO_2 = \sqrt{R^2 + k^2 + 2Rk \cos \beta_{\max}} - (r_3 + r_4),$$

où β_{\max} est l'angle minimum de la déviation de la pale de la ligne A_iO . On sait que $\beta_{\max} \geq \pi/3 - \varepsilon$.

En mettant la dernière formule dans l'équation (20) on obtient

$$\angle O_3O_2O = \arccos \frac{r_3 - r_2}{l} + \arccos \frac{l^2 + OO_2^2 - (r_1 - r_2)^2}{2l \cdot OO_2}. \quad (23)$$

En posant la formule (15) égale (18) on trouve

$$\cos \angle O_3O_2O = \frac{(r_3 + r_4)^2 + OO_2^2 + 2kR \cos \angle O_2A_iO - k^2 - R^2}{2(r_3 + r_4) \cdot OO_2}.$$

Désignons la partie droite de la dernière équation par B , alors

$$\angle O_3O_2O = \arccos B.$$

En prenant en considération (22)

$$\arccos \frac{r_3 - r_2}{l} + \arccos \frac{l^2 + OO_2^2 - (r_1 - r_2)^2}{2l \cdot OO_2} = \arccos B.$$

Après la transformation et la résolution de cette équation on obtient

$$l = \sqrt{-\frac{N}{2} + \sqrt{\frac{N^2}{4} - M}}, \quad (24)$$

où $N = 2n + B^2d^2 + d^2 - 2Bmd$; $M = 2Bmdn - n^2 - md^2$; $n = OO_2 - (r_1 - r_2)^2$; $m = r_3 - r_2$; $d = 2OO_2$.

Pour le choix de l'entraînement du doseur il est nécessaire de savoir le moment sommaire qui apparaît sur l'arbre du doseur pendant son travail.

Pendant l'affouragement sur l'arbre du rotor un moment apparaît

$$M = \sum M_{\text{тп}} + M_{\text{вп}}, \quad (25)$$

où $M_{\text{вп}}$ – moment sommaire des forces du frottements sur la surface de la séparation fourrage-boîtier du doseur, fourrage dans la cellule-fourrage dans l'ouverture de la trémie; $M_{\text{тп}}$ – moment de la rotation.

Le moment sommaire des forces du frottements est égal à

$$\sum M_{\text{тп}} = k_1 f_1 \rho g R^3 L + f_2 \rho g R^2 L \{ [H_0 + R \sin(\mu_i - \theta_2)] + R [\cos \mu_i - \cos(\mu_i - \theta_2)] \}, \quad (26)$$

où k_1 – coefficient de la proportionnalité ($k_1 = 1, 1 \dots 1, 26$); f_1, f_2 – coefficients des frottements du fourrage conformément au boîtier du doseur et à l'intérieur de la masse du fourrage; ρ – densité du fourrage; L – longueur du tambour du doseur; H_0 – hauteur de la couche du fourrage dans la trémie par rapport au bord supérieur de l'ouverture du chargement du doseur; μ_i – angle qui définit la position du bord inférieur de l'ouverture de chargement par

rapport à l'axe de rotation de l'arbre du doseur; θ_2 – angle au centre qui définit la largeur de l'ouverture de chargement du doseur.

On peut négliger le moment de la rotation de la pesanteur du fourrage dans les cellules du doseur à cause de sa petite valeur.

$$M_{\text{вр}} = I \varepsilon_p, \quad (27)$$

où I – moment de l'inertie; ε_p – accélération angulaire pendant la mise en vitesse du doseur.

On calcule la puissance de l'entraînement du doseur selon la formule

$$N_d = k_2 \omega_n M + N_{\text{xx}}, \quad (28)$$

où k_2 – coefficient qui fait le compte de l'énergie pour la contraction et l'éjection du fourrage hors de la cellule; ω_n – vitesse angulaire de la rotation affichée; N_{xx} – puissance dont il a besoin pour surmonter les forces du frottements entre les éléments constitutifs du doseur.

Littérature

1. Tchédriane V.T., Véditchev S.M. Distributeur de fourrages pour les porcs // Mécanisation et électrification de l'agriculture. 1993. 3. P. 6 – 7. (en russe)
2. Brevet d'invention 1443865 URSS, classe A 01 K 5/02, Doseur de fourrage / Tchédriane V.T., Ouvarov S.T. (en russe).
3. Véditchev S.M., Tchédriane V.T. Doseur de fourrage // Bulletin de l'UTET. 1997. V.3. № 4. P. 489 – 493 (en russe).
4. Youdin V.A., Petrokas L.V. Théorie des mécanismes et des machines. M. : Ecole Supérieure, 1977. 527 p. (en russe).
5. Tchédriane V.T. Perfectionnement du procédé et argumentation des paramètres du distributeur de fourrages pour le cheptel de reproduction des porcs. Exposé de la thèse du candidat à la licence. Saratov, 1986 (en russe).

Мобильный кормораздатчик

С. М. Ведищев¹, В. Т. Щедрин¹, А. В. Бояршинов²

*Кафедры: "Механизация сельского хозяйства" (1);
«Процессы и аппараты химической технологии» (2), ТГТУ*

Ключевые слова и фразы: барабан; барабанный дозатор; вращающий момент; доза; кормораздатчик; кулачек; мощность; объем; ячейка.

Аннотация: Приводится схема, описание и расчет бункерного кормораздатчика.

Mobile Bunk Feeder

Abstract: The scheme and description of bunk feeder and its calculation is given in the paper.

Mobile Futterausgabeeanlage

Zusammenfassung: Es werden im Artikel das Schema, die Beschreibung der Bunkerfutterausgabeeanlage und ihre Kalkulation angeführt.