УДК 621.88

О.Гурик, канд. техн. наук; А.Драган
Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДО ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ МІЦНОСТІ ЛОПАТЕВОГО ЗМІШУВАЧА

Описано методику розрахунку міцності гофрованих лопатей змішувача різного профілю. Виведено аналітичні залежності для визначення конструктивних параметрів лопаток за умови міцності при умові виконання різних технологічних процесів.

Умовні позначення

N_y - відцентрове розтягуюче зусилля в небезпечному січенні лопаті;

w - кутова швидкість;

R, r - радіус зовнішнього і відповідно внутрішнього контура лопаті;

σ_y - напруження в небезпечному перерізі;

γ_1 – питома вага матеріалу лопаті;

M_i – моменти, що діють на лопать;

W_o – осьовий момент опору лопаті;

K_T - коефіцієнт запасу міцності;

M_1 – момент від дії маси сипкого матеріалу;

M_2 – момент від дії аеродинамічних сил;

R_L - радіус, який визначає розміщення центру мас сипкого матеріалу;

$\overline{S}$ – робоча площа лопаті;

K - кількість лопатей;

$dmb = \frac{\gamma_{пов}}{g} \vartheta(\rho) \cdot b \cdot t \cdot d\rho$ – елементарна маса повітря, якій надаємо швидкість $\vartheta(\rho)$ за час t;

$\gamma_{пов}$ – питома вага повітря;

r – радіус маси лопатевого колеса;

A_{max} – максимальна амплітуда гофрів за зовнішнім краєм;

ρ - біжучий радіус кривизни.

Процес транспортування і змішування сипких матеріалів є складним механічним процесом, механізм дії якого головним чином залежить від конструкції робочих органів і реологічних властивостей компонентів змішування. Розмаїття сипких сумішей з різними фізико-механічними властивостями та вимогами щодо їх якості, технології перемішування обумовили появу широкої номенклатури змішувального обладнання. Розроблення науково-технічних засад, пов’язаних із якісним змішуванням сипких матеріалів за умови технологічного забезпечення високої якості перемішування компонентів при незначній тривалості перемішувального циклу. Втілення цього процесу вимагає створення нових високоефективних і продуктивних методів перемішування та необхідного технологічного устаткування.

Робота виконується на основі постанови Кабінету Міністрів України № 1341 “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою” від 1 грудня 1997 року.

Метою даної роботи є виведення способів розрахунку елементів конструкції лопатевого змішувача на міцність.

Продукція сучасного сільськогосподарського машинобудування для транспортування і змішування продуктів сільськогосподарського виробництва для фермерських господарств характеризується швидким розвитком і оновленням та постійним розширенням номенклатури машин і механізмів. Яскравим прикладом цього є застосування шнекових механізмів у поєднанні з лопатевими для транспортування, змішування, протруювання та інших технологічних операцій сільськогосподарського виробництва.

Для забезпечення надійності і стабільності технологічного процесу транспортування і змішування сипких матеріалів при великих динамічних навантаженнях необхідно розробити правильну методику розрахунку лопатевого змішувача на міцність і відповідно відпрацювати конструкцію на технологічність з врахуванням конструкторсько-технологічних параметрів.

Сумарне відцентрове розтягуюче зусилля в небезпечному січенні лопаті від дії відцентрових сил в перерізі рівне:

$$N_y = \int_m w^2 \rho dm = \int_r^R w^2 \rho \frac{\gamma}{q} \cdot b \cdot \delta \; d\rho_1 = \frac{1}{2} w^2 \frac{\gamma_1}{g} \cdot b \cdot \delta \left(R^2 - r^2\right). \quad (1)$$

Тоді нормальне напруження в небезпечному перерізі від відцентрованих сил рівне:

$$\sigma_y = \frac{N_y}{b \cdot \delta} = \frac{1}{2} w^2 \frac{\gamma_1}{g} \left(R^2 - r^2\right). \quad (2)$$

Напруження в небезпечному перерізі лопаті від дії маси вантажу та швидкісного напору визначаємо за формулою:

$$\delta_з = \frac{\sum_{(i)} M_i}{W_o}. \quad (3)$$

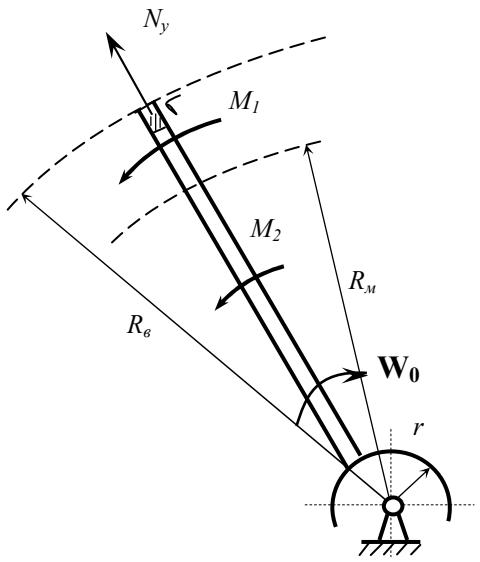

Рис. 1 - Розрахункова схема лопатевого змішувача

Умова міцності:

$$[\sigma] > \sigma_з + \sigma_y = \sigma_{\max}, \; [\sigma] = \frac{\sigma_T}{K_T}. \quad (4)$$

Осьовий момент опору лопаті крильчатки товщиною δ і довжиною b рівний:

$$W_o = \frac{b\delta^2}{6}. \quad (5)$$

Зі сторони маси сипкого матеріалу на лопать діє сила, рівнодійна від сил $\frac{m\upsilon^2}{\rho}$ і mg (рис. 2).

Моменти, що діють на лопать:

$$\sum_{i=1}^{2} M_i = M_1 + M_2. \quad (6)$$

Модуль рівнодійної сили визначається за формулою:

$$F = \left[[mg]^2 + \frac{m^2 \vartheta^4}{\rho^2} - \frac{2mgm\vartheta^2}{\rho} \cos(90 - \Omega) \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

Ця сила створює момент M_1, який рівний

$$M_1 = F \cdot L = F \cdot R_L \cdot \cos\beta . \quad (8)$$

За теоремою синусів із трикутника сил ΔOAB (рис. 2) маємо:

$$\frac{\sin(90 - \Omega)}{F} = \frac{\sin(90 - \beta)}{mg}. \quad (9)$$

Звідси:

$$\sin(90 - \beta) = \frac{mg \sin(90 - \Omega)}{F} = \frac{mg}{F} \cos\Omega \quad (10)$$

або

$$\cos\beta = \frac{mg}{F} \cos\Omega . \quad (11)$$

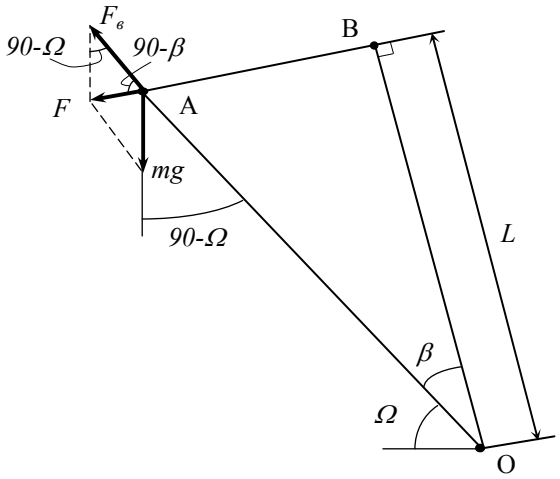

Рис. 2. Схема дії сил на лопать при виконанні технологічного процесу.

Після відповідної підстановки виразу (10) у (11) отримаємо:

$$M_1 = F \cdot R_L \cdot \frac{mg}{F} \cos\Omega = mg \cdot R_L \cos\Omega . \quad (12)$$

Максимальне значення крутного моменту за умови, що $\cos\Omega = 1$

$$M_{1\max} = mgR_L . \quad (13)$$

Маса сипкого матеріалу рівна:

$$m = \overline{S} \cdot \gamma \cdot b . \quad (14)$$

Для визначення плеча згинного моменту запишемо рівняння:

$$\overline{S} = \frac{\pi R_b^2 - \pi R_i^2}{K} - \frac{\delta}{2}(R_b - R_i) \cdot 2 . \quad (15)$$

Перетворивши даний вираз, отримаємо:

$$R_i^2 - \frac{\delta K}{\pi} R_i - \left[R_b^2 - \frac{\delta}{\pi} K R_b - \overline{S} K \right] \pi = 0 . \quad (16)$$

Звідси, за теоремою Вієта:

$$R_i = -0{,}5 \cdot \left(-\frac{\delta K}{\pi} \right) \pm \sqrt{0{,}25 \left(-\frac{\delta K}{\pi} \right)^2 - \left(-\left[R_b^2 - \frac{\delta}{\pi} K R_b - \frac{\bar{S} K}{\pi} \right] \right)}. \qquad (17)$$

Точне значення вибирається меншим з двох можливих значень

$$R_i = \frac{\delta K}{2\pi} \pm \sqrt{\frac{\delta^2 K^2}{4\pi^2} + \left(R_b^2 - \frac{\delta}{\pi} K R_b - \frac{\bar{S} K}{\pi} \right)}. \qquad (18)$$

Отже:

$$R_L = \frac{R_i + R_b}{2} \quad (\text{при } \Omega = 0). \qquad (19)$$

Тоді момент буде рівний:

$$M_1 = mg \left(\frac{R_i + R_b}{2} \right) = \bar{S} \gamma b g \left(R_i + \frac{R_b - R_i}{2} \right). \qquad (20)$$

Крім дії маси сипкого матеріалу, на лопать діє і сила аеродинамічного напору $dP(\rho)$. Згідно з теоремою про зміну кінематичної енергії елементарного повітряного потоку

$$\frac{(bdm) \cdot \vartheta^2(\rho)}{2} = S \cdot dP(\rho) = w\rho \cdot t \cdot dP(\rho). \qquad (21)$$

Отже, вираз до елементарної сили аеродинамічного напору має вигляд:

$$dP(\rho) = \frac{\gamma_{пов} b}{2gw} \cdot \frac{\vartheta^3(\rho)}{\rho} d\rho, \qquad (22)$$

але

$$\vartheta(\rho) = \frac{w\rho}{\cos\alpha_o}, \qquad (23)$$

тому

$$dP(\rho) = \frac{\gamma_{пов}}{2\cos^3\alpha_o} \rho^2 d\rho. \qquad (24)$$

Розподілене аеродинамічне навантаження рівне:

$$q(\rho) = \frac{dP(\rho)}{d\rho} = \frac{\gamma_{пов} w^2 b}{2g\cos^3\alpha_o} \rho^2. \qquad (25)$$

Таким чином, по довжині радіуса лопаті $\rho \in [r; R_i]$ діє розподілене навантаження.

Величину згинного моменту визначаємо за формулою:

$$M_2 = \int_r^{R_i} q(\rho)(\rho - r) d\rho = \int_r^R \frac{\gamma_{пов} w^2}{2g\cos^3\alpha_o} \rho^2 (\rho - r) d\rho = \frac{b\gamma_{пов} w^2}{2g\cos^3\alpha_o} \left\{ \frac{R_i^4 - r^4}{4} - r\frac{R_i^3 - r^3}{3} \right\}. \qquad (26)$$

Провівши відповідні спрощення, отримаємо:

$$M_2 = \frac{b\gamma_{пов} w^2}{24g\cos^3\alpha_o} \left(3R_i^4 - 4rR_i^3 + r^4 \right). \qquad (27)$$

Зведений вираз M_2 має вигляд:

$$M_2 = \frac{b\gamma_{пов} w^2}{24g\cos^3\alpha_o} (r^4 + \left(\frac{\delta K}{2\pi} + \sqrt{\frac{\delta^2 K^2}{4\pi^2} + \left(R_b^2 - \frac{\delta}{\pi} K R_b - \frac{\bar{S} K}{\pi} \right)} \right)^3 \cdot$$

$$\cdot \left(3 \left(\frac{\delta K}{2\pi} + \sqrt{\frac{\delta^2 K^2}{4\pi^2} + \left(R_b^2 - \frac{\delta}{\pi} K R_b - \frac{\bar{S} K}{\pi} \right)} \right) - 4r \right). \qquad (28)$$

Отже, максимальне напруження згину, яке виникає в лотку, рівне:

$$\sigma_{зг\max}=\frac{\sum M}{W_{oc}}=\frac{\left[\bar{S}\gamma_{пов}bg\left(R_i+\frac{R_b-R_i}{2}\right)+\frac{b\gamma_{пов}w^2}{24g\cos^3\alpha_o}\left(3R_i^4-4rR_i^3+r^4\right)\right]}{b\delta^2}=$$

$$=\frac{\gamma_{пов}w^2\left(3R_i^4-4rR_i^3+r^4\right)}{4\delta^2 g\cos^3\alpha_o}+\frac{6\bar{S}\gamma_{пов}bg\left(R_b+0{,}5R_i\right)}{\delta^2}. \qquad (29)$$

Максимальне нормальне напруження в небезпечному перерізі лопаті, у відповідності з (29), маємо:

$$\sigma_{\max}=\frac{\pi}{2}w^2\frac{\gamma_1}{g}\left(R^2-r^2\right)+\frac{\gamma_{пов}w^2\left(3R_i^4-4rR_i^3+r^4\right)}{4\delta^2 g\cos^3\alpha_o}+$$
$$+\frac{6\bar{S}\gamma_{пов}g\left(R_b+0{,}5R_i\right)}{\delta^2}<\frac{\sigma_T}{K_T}=[\sigma] \qquad (30)$$

Для матеріалу лопатей Ст. 3 $\sigma_T=240$ МПа при запасі міцності $K_T=1{,}5$, допустиме напруження $[\sigma]=\frac{\sigma_T}{K_T}=\frac{240}{1{,}5}=160$ МПа.

Для інтенсифікації технологічного процесу змішування лопаті доцільно виконувати у вигляді гвинтових гофрованих елементів.

Виходячи з процесу формоутворення гофрованих лопаток навиванням, амплітуда коливання може змінюватися за лінійним законом [5]:

$$A(\rho)=a_0+k\rho. \qquad (31)$$

Якщо гофри за внутрішнім діаметром відсутні $A(\rho)=0$, то залежність (31) запишеться у вигляді:

$$A(\rho)=\frac{A_{\max}(\rho-r)}{R-r}. \qquad (32)$$

У випадках, коли необхідно забезпечити достатню міцність лопатки, гофри утворюють на основі стрічки. Тоді амлітуда $A(\rho)$ може бути апроксимована залежністю:

$$A(\rho)=a_0+k/\rho. \qquad (33)$$

Якщо по зовнішньому краю лопатки A(ρ)=0, то залежність (32) прийме вигляд:

$$A(\rho)=A_{\max}\left(\frac{r(R-\rho)}{\rho(R-r)}\right). \qquad (34)$$

Виведені аналітичні залежності для визначення допустимих напружень лопатевого змішувача є справедливими і для гвинтових за умови дотримання вищенаведених умов і обмежень.

На основі вищеприведеного можна зробити наступні **висновки**. Подана методика розрахунку на міцність лопатей стрічково-лопатевого змішувача може мати практичне застосування в створенні нових видів прогресивної техніки в сільськогосподарському і інших видах виробництв з відповідним відпрацюванням її на технологічність конструкції, що забезпечить стабільність і надійність виконання різноманітних технологічних процесів змішування і транспортування в умовах великих динамічних навантажень.

The method of calculation of the mixer corrugated blades of different profile is presented analytical dependences for determination of the construction parameters of blade under strength while operating different manufacturing processes are found.

Література

1. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов. - М.: Машиностроение, 1973. -220 с.
2. Заика П.М., Юдицкий ПМ. Методические указания к решению задач по курсу "Сельскохозяйственные и мелиоративные машины": Тема 6: Винтовые и ротационные рабочие органы: Вып. 1 - 4. - Харьков: ХИМЭСХ, 1988. - 28 с.

3. Василенко П.М., Василенко И.И. Механизация и автоматизация процесса приготовления и дозирования кормов / Всесоюз. Акад. с-х. наук - М.: Агропромиздат, 1985. -224 с.
4. Гевко І.Б., Гурик О.Я. Дослідження конструкторсько-технологічних параметрів зони перевантаження гвинтових транспортно-технологічних систем. Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – Том VII. – К.: Видавництво НАУ. – 2000. – С.184-190.
5. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. - М.: Машиностроение, 1968. - 184 с.
6. Дмитрів Д.В. Розробка конструкції та обгрунтування параметрів малогабаритних кормозмішувачів. Дис. канд. техн. наук. 05.05.11. – Тернопіль, 2001. –171 с.

Одержано 02.06.2004 р.