

УДК 621.867

Д.Радик, канд. техн. наук, О.Гурик

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ШНЕКОВО-ЛОПАТЕВОГО ЗМІШУВАЧА

Подано конструктивну схему змішувача, розрахунок енергосилових параметрів його роботи, а також методика експериментальних досліджень енергетичних витрат при експлуатації шнеково-лопатєвого змішувача та заміру витрат енергії при цьому.

Умовні позначення

A_1 – робота, витрачена для переміщення вантажу гвинтовим транспортером;

A_2 – робота, витрачена на подолання сил опору при переміщенні матеріалу на стінках кожуха у лопатєвому вентиляторі;

A_3 – робота, що враховує витрати, пов'язані з подоланням сил тертя на стінах кожуха та лопатях вентилятора у процесі викиду вантажу у русло дефлектора, а також втрати, пов'язані з транспортуванням вантажу на задану висоту;

- A_4 – робота, що враховує наявність аеродинамічних навантажень;
- A_5 - робота, що витрачається на подолання сил опору в парах тертя системи;
- K_{II} – коефіцієнт, що враховує витрати на змішування, дроблення, залипання або защемлення вантажу;
- $K_{\theta 2}$ – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення спіралі і жолоба, їх відхилення від розрахункового значення;
- K_{mp} – коефіцієнт, що враховує особливості розміщення траси;
- A_n – теоретичне (розрахункове) значення роботи [1];
- γ_G – питома маса насипного вантажу;
- H – висота підняття траси;
- Δt - час транспортування;
- g – прискорення вільного падіння;
- L – довжина траси транспортування;
- ω – кутова швидкість обертання гвинтового механізму (ГМ);
- Q – продуктивність змішувача;
- l – довжина дуги кожуха вентилятора, на якій має перемішуватися матеріал;
- R_k – радіус кожуха вентилятора;
- Ω – центральний кут дуги кожуха, на який необхідно перемістити матеріал;
- F – сила тертя опору переміщення вантажу на стінці кожуха;
- μ_3 – коефіцієнт тертя між вантажем і кожухом вентилятора;
- m – маса порції вантажу;
- ω – кутова швидкість обертання вентилятора;
- R_o – радіус центру мас порції вантажу;
- V – об'єм вантажу;
- Q – продуктивність вентилятора;
- H – висота подачі вантажу вентилятором у дефлектор;
- t – час роботи лопатевого вентилятора;
- K – кількість лопаток;
- dm_n – елементарна маса повітря, з швидкістю $v(\rho)$ за час t ;
- $v(\rho)$ – складова швидкості повітря;
- γ_n – питома вага повітря;
- b – ширина лопатки;
- α_0 – кут нахилу лопаті вентилятора;
- R_e^2, r_e^2 – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси лопатки вентилятора;
- η - коефіцієнт, що враховує специфіку роботи агрегата;
- U - напруга, що подається на фазу;
- I - струм у фазі статора;
- $\cos \varphi$ - коефіцієнт потужності двигуна;
- P_c - втрати у сталі від гістерезису і вихрових струмів;
- P_{mx} - механічні втрати на тертя;
- P_δ - пульсаційні і поверхневі втрати електромагнітного поля.

Розвиток народного господарства країни і перехід економіки на ринкові відносини вимагають значного розширення номенклатури машин, підвищення їх продуктивності і зменшення питомих матеріально-енергетичних витрат при їх виготовленні й експлуатації. Ці тенденції стосуються машин і механізмів, призначених для приготування різноманітних сумішей в машинобудівному, сільськогосподарському, харчовому та інших виробництвах.

Різноманітність складу сумішей насипних вантажів з різноманітними характеристиками, вимоги щодо якісного та технологічного способів їх виготовлення, обумовили появу широкої номенклатури обладнання для змішування компонентів цих сумішей. Одним із найважливіших критеріїв при виборі наявного змішувального обладнання в сучасних умовах є енергетичні параметри їх роботи. Тому теоретичне обґрунтування енергетичних витрат при роботі цього обладнання має важливе значення для забезпечення конкурентоздатності продукції сучасного машинобудування.

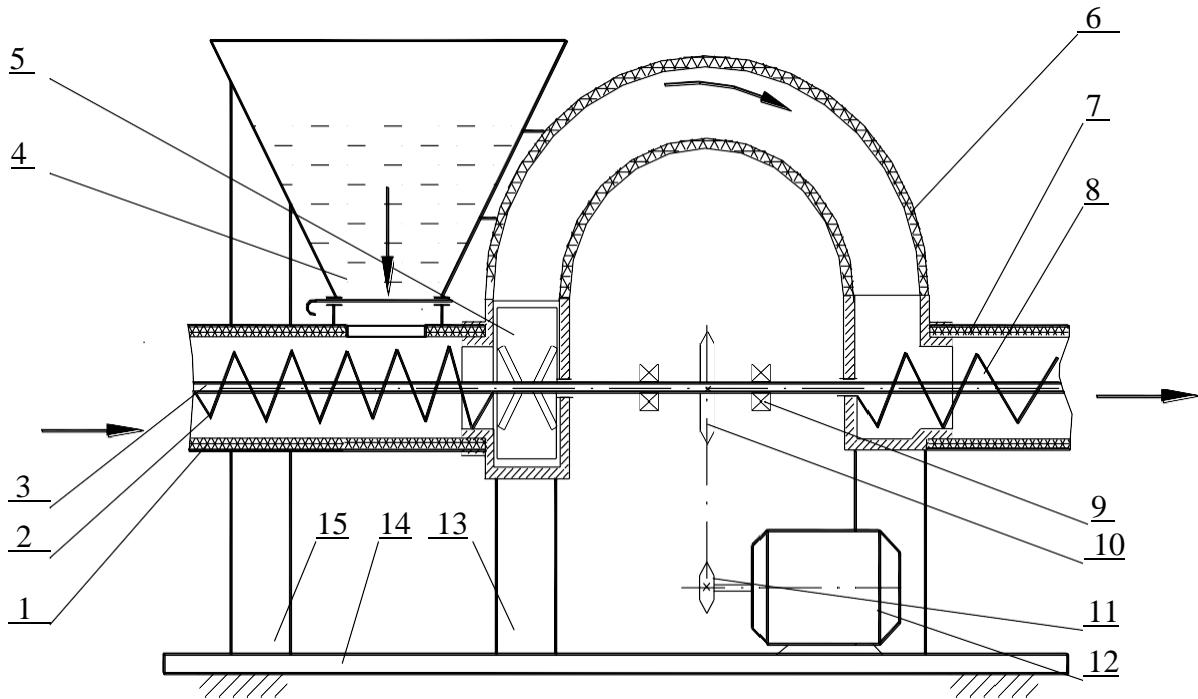


Рис. 1. Схема конструкції шнеково-лопатевого змішувача.

Схема шнеково-лопатевого змішувача з лопатевим перекидним механізмом подана на рис. 1. Гнучкий гвинтовий конвеєр виконаний у вигляді завантажувального рукава 1, в якому розташована спіраль 2, закріплена на валі 3, на якому також кріпиться крильчатка 5 (вентилятор). Рукав кріпиться до корпусу 6 хомутом. Крильчатка розміщена у корпусі 6, до якого кріпиться трубопровід з прямокутним поперечним перетином, що під'єднується до розвантажувального рукава 7 за допомогою хомута. У середині розвантажувального рукава на валі 3 закріплена спіраль 8. У центральній частині цього вала, під перехідним трубопроводом, жорстко закріплена зірочка 10, з'єднана ланцюговою передачею з зірочкою 11 електродвигуна 12. Для завантаження сипких матеріалів для змішування служить бункер 4.

Технологічний процес транспортування та змішування виконується за рахунок надходження сипких матеріалів з бункера 4 у гнучкий кожух 1. Бункер кріпиться до плити 14 за допомогою стійок 13 і 15 та інших конструктивних з'єднань.

Лопатевий змішувач працює так. Вмикається привід, під дією якого обертається вал 3 зі шнеками 2 та 8. Сипкі матеріали із бункера 4 завантажувальним шнеком подаються в зону крильчатки 5, змішуються і далі трубопроводом подаються в зону виходу, де шнеком 8 додатково змішуються і вивантажуються у відповідні місткості.

Для визначення складових елементів енерговитрат шнеково-лопатевого змішувача розглянемо кінематику переміщення сипкого матеріалу шнековим і лопатевим робочими органами.

Вважатимемо, що швидкість обертання спіралі достатня для надання всьому об'ємові, який транспортуємо, гвинтового руху в швидкохідному режимі. Тоді його можна замінити квазітвердим тілом з центром ваги, віддаль до вісі якого відповідає

радіусу інерції потоку. В цьому випадку до тіла прикладаються сили інерції та реакції поверхонь спіралі та жолоба, що проходять через центр ваги, сили тертя, а також моменти від складових тертя. Теоретичний аналіз дозволяє встановити аналогічність руху потоку і енерговитрат, що виникають при цьому.

Робота, яку необхідно виконати для функціонування агрегата, дорівнює

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5. \quad (1)$$

Робота A_1 згідно з [1] визначається за формулою:

$$A_1 = A_n \cdot K_{II} \cdot K_{\theta z} \cdot K_{mp} \cdot K_n. \quad (2)$$

Для інженерних розрахунків використовуємо спрощену залежність:

$$A_n = \Delta t Q \gamma_G g \{ H + \omega L \}, \quad (3)$$

Значення роботи A_2 , що витрачається на подолання сил опору при переміщенні матеріалу на стінках кожуха трубопроводу, визначимо за формулою:

$$A_2 = Fl = \Omega \frac{2\pi R_k}{360} F, \quad (4)$$

$$F = \mu_3 m \omega^2 R \bar{k}, \quad (5)$$

де: \bar{k} – коефіцієнт, що враховує додатковий тиск вантажу на поверхню кожуха від дії сили тяжіння та динамічних сил, що внаслідок подачі порції вантажу з гвинтового механізму у міжлопатевий простір вентилятора.

Вага вантажу у міжлопатевому просторі двох сусідніх лопаток дорівнює:

$$m = \gamma_G V, \quad (6)$$

Згідно з [2]:

$$V = v_o S_{\Sigma} = \frac{1}{4} v_o R \omega^2 \left[\left(\frac{\Theta}{2} - \frac{3}{2} \eta \right) \sin Q + \frac{\pi \eta \Theta}{180} + (\Theta - \eta) \cos \frac{\Theta}{2} \sin \left(\frac{\Theta}{2} + 2\eta \right) \right] + 2 \cos \frac{\Theta}{2} \cos \left(\frac{\Theta}{2} + 2\eta \right) \ln \left| \frac{\cos \frac{3}{2} \eta}{\cos \frac{\Theta}{2} + \eta} \right| + 2 \cos^2 \frac{\Theta}{2} \ln \left| \frac{\cos \frac{\Theta}{2} - \eta}{\cos \frac{\eta}{2}} \right| \quad (7)$$

Підставивши формули (5), (6), (7) у (4), отримаємо вираз, що описує затрати необхідної роботи для подолання сил тертя у вентиляторі:

$$A_2 = \Omega \cdot \frac{2\pi R_k}{360} \mu_3 \omega^2 R \gamma_G \tilde{V} \tilde{C}, \quad (8)$$

$$A_2 = \frac{\pi R_k R_o \omega^2 (\Theta + \eta)}{180} \gamma_G \mu_3 k k_H C, \quad (9)$$

де: \tilde{k}_H – коефіцієнт, що враховує нерівномірність ваги вантажу у процесі проходження шляху, обмеженого кутом Ω , тобто $(\Omega + \eta)$, $\tilde{k}_H < 1$;

C – середня кількість лопаток, що знаходяться у зоні подачі вантажу шнеково-лопатевого змішувача, $\frac{\Theta + \eta}{\eta} \approx C$.

Величину роботи A_3 визначимо за формулою:

$$A_3 = (1 + \bar{\Psi}) QgHt, \quad (10)$$

де $\bar{\Psi}$ – коефіцієнт, що враховує втрати, пов'язані з подоланням сил тертя на стінці кожуха та лопаті вентилятора у процесі подачі вантажу вентилятором у русло трубопроводу.

Величину роботи A_4 , що враховує дію аеродинамічних навантажень, визначимо за формулою:

$$A_4 = tK \int_m \frac{v^2(\rho)}{2} dm_n, \quad (11)$$

$$dm_n = \frac{\gamma_n}{g} v(\rho) bt \cdot d\rho \quad (12)$$

Таким чином, підставивши (11) у (12), отримуємо:

$$A_4 = \frac{K \gamma_n}{8 g} b \omega^3 \sin \alpha \tan \alpha \left(R^2 - r^2 \right), \quad (13)$$

Робота, що витрачається на подолання сил опору на необумовлених парах тертя, виглядає так:

$$A_5 = \eta (A_1 + A_2 + A_3 + A_4) \quad (14)$$

При необхідності встановлення вібраторів на бункері для матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя, до загальних витрат додаються ще й ці затрати.

Для вимірювань крутних моментів у лабораторних умовах більш ефективними і точними є електричні методи вимірювання. Коли джерелом енергії для досліджуваної установки служить електропривід, то крутний момент на ведучому валі цієї установки можна встановити без використання спеціальних вимірювальних пристроїв, а з допомогою електричних засобів вимірювання, використовуючи при цьому принцип роботи і технічну характеристику електродвигунів.

Метод вимірювання крутного моменту на валі електродвигуна і, зокрема асинхронних, з допомогою електронних методів вимірювання ґрунтується на самому принципі перетворення електричної енергії на механічну. Цей принцип полягає в тому, що сила струму і швидкість обертання ротора при заданій частоті струму у мережі змінюється залежно від навантаження.

Потужність, що підводиться до статора, визначається за формулою

$$P = 3UI \cos \phi, \quad (15)$$

Корисна потужність на валі двигуна дорівнює

$$P_2 = P_1 - (P_{n1} + P_c + P_{mx} + P_d), \quad (16)$$

де P_{n1} - втрати потужності в провідниках обмотки статора, $P_{n1} = 3 I_1 r_1$;

У першому наближенні цими затратами можна знехтувати при проведенні абсолютних вимірювань, а для відносних чи порівняльних замірів, ці затрати не впливатимуть суттєво на точність результатів вимірювань. Тому з допусковим рівнем точності можна вважати

$$P_1 \approx P_2 \quad (17)$$

Корисна потужність двигуна витрачається на перемагання моменту опору на ведучому валі установки

$$P = M \omega = \frac{M_2 \pi n}{30} \quad (18)$$

Підставивши в рівняння (3) значення P_2 , отримаємо залежність для визначення крутного моменту

$$M_2 = \frac{30UI \cos \varphi}{\pi n} \quad (19)$$

При зміні навантаження від холостого ходу до номінального значення $\cos \varphi$ близький до одиниці і мало змінюється. Тому для підвищення точності вимірювань необхідно, щоб момент опору установки змінювався в межах, близьких до номінального значення моменту на валі двигуна. Цього можна досягти регулюванням кількості обертів на ведучому валі установки шляхом зміни передаткового відношення між валом двигуна і установки.

З формули (19) видно, що момент на валу двигуна прямопропорційний напрузі і силі струму. Оскільки напруга між фазами стала, то зміна моменту опору викликатиме лише зміну сили струму.

Для дальших експериментальних досліджень виготовлено і попередньо апробовано на предмет працездатності і якісного виконання технологічного процесу транспортування і змішування різних компонентів сумішей. Для впровадження методики вимірювання енерговитрат скомпоновано блок вимірювальних приладів для замірювання витрат електроенергії залежно від продуктивності, частоти обертання шнека і лопатевого агрегата, конструктивних і технологічних параметрів лопатевого шнекового змішувача.

The scheme of the mixer construction, calculation of the energy-power parameters of its functioning as well as the method of the experimental investigations of the energy consumption while screw-blade mixer operation and the measurement of the energy consumption during it, are presented.

Література

1. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин.- Львов: Вища школа, 1981.- 175с.

Одержано 02.03.01 р.