

УДК 631.3

**Энергетика и прочность рабочих органов насосов – транспортеров
спирально-винтового типа**

**В.А. Коршунов, курсант 4 курса УВТИ,
Научные руководители, В.Г. Артемьев; д.т.н., профессор;
А. С. Мокроусов адъютант, ст.лейтенант**

**ФГОУ ВПО «Ульяновская государственная сельскохозяйственная
академия»**

Рассмотрена теоретическая основа зависимости производительности осевой скорости жидкости от частоты вращения, диаметра или шага пружины от частоты вращения, их основные характеристика и параметры. Предложены практические рекомендации применения рабочего органа устройства для сбора пролитых нефтепродуктов на объектах нефтепродуктообеспечения.

Определение энергозатрат и их учет позволяют осуществить более достоверную оценку транспортирующих рабочих органов для подбора разлитых нефтепродуктов. Энергозатраты в общем в общем виде зависят от производительности, назначения, конструктивного оформления и длины линии транспортирования. Баланс Энергозатрат состоит из следующих слагаемых:

$$A = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6,$$

где A_1 – энергозатраты на удар вращающейся пружины о поступающий в кожух материал и сообщение ему кинетической энергии;

A_2 – энергозатраты на преодоления трения рабочей пружины о кожух в случаях контакта во время сотрясения и в местах перегибов трассы;

A_3 – энергозатраты на подъем материала;

A_4 – энергозатраты на трение между перемещаемым материалом и внутренней поверхностью кожуха;

A_5 - энергозатраты на трение между материалом и поверхностью проволоки вращающейся пружины;

A_6 – энергозатраты на перемешивание и измельчение материала в процессе транспортирования и обработки.

Энергозатраты на удар пружины о материал в процессе забора из емкости и сообщение ему кинетической энергии:

$$A_1 = \frac{W \cdot v_{a.m.}^2}{367 \cdot g} \cdot T,$$

$v_{a.m.}^2$ – абсолютная скорость движения материала; g - ускорение свободного падения материала; T – время работы машины; W – производительность (пропускная способность - подача). [2]

Энергозатраты на преодоление трения пружины о кожух:

$$A_2 = \frac{G_{ПР} \cdot \omega \cdot r_l}{102} \cdot T \cdot C_{ПР},$$

где $G_{\text{ПР}}$ - масса пружины; ω - угловая скорость вращения пружины; r_i - момент инерции пружины; $C_{\text{ПР}}$ – коэффициент сопротивления вращению пружины.

Масса пружины определяется из уравнения:

$$G_{\text{ПР}} = \frac{\pi \cdot \delta}{4} \cdot l \cdot \rho,$$

где δ - диаметр проволоки пружины; ρ - плотность материала проволоки; l – длина винтовой оси витков пружины (длина проволоки).

Длина винтовой линии определяется из уравнения:

$$l = \frac{\pi \cdot d_{\text{ср}}}{\cos \alpha} \cdot i,$$

где $d_{\text{ср}}$ - средний диаметр пружины; α – угол подъема винтовой линии; i – количество витков рабочей части пружины.

Энергозатраты на подъем материала:

$$A_3 = \frac{W \cdot L \cdot (v_{\text{ОК.П.}} - v_{\text{ОК.М.}})}{367 \cdot v_{\text{З.М.}}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \cos \gamma \cdot T,$$

где L – длина транспортирования; $v_{\text{ОК.П.}}$ - окружная скорость пружины; $v_{\text{ОК.М.}}$ - окружная скорость материала; $v_{\text{З.М.}}$ – осевая скорость материала; φ – угол трения материала о поверхность материала пружины; γ – угол наклона рабочего органа к горизонту.

Энергозатраты на трение между материалом и кожухом:

$$A_4 = \frac{F_k \cdot v_{\text{ам.}}}{102} \cdot T,$$

где F_k - сила трения перемещаемого материала о кожух.

Энергозатраты на преодоления трения между материалом и поверхностью пружины:

$$A_5 = \frac{P_0 \cdot (v_{\text{ОК.П.}} - v_{\text{ОК.М.}}) \cdot T}{102},$$

где P_0 - окружная сила на наружном радиусе пружины.

$$P_0 = J_{\text{ц}} + G_M,$$

где $J_{\text{ц}}$ – центробежная сила инерции; G_M - масса материала в кожухе.

Центробежная сила инерции, приложенная к вращающемуся элементарному слою толщиной dr радиусом r и длиной L :

$$J_{\text{ц}} = \int_0^r \frac{2\pi r \cdot \rho \cdot L \cdot v_{\text{ОК.М.}}}{g} \cdot dr,$$

или

$$J_{\text{ц}} = \frac{2\pi r^2 \cdot \rho \cdot L \cdot v_{\text{ОК.М.}}}{g}.$$

Масса материала в кожухе:

$$G_M = \left(\frac{\pi \cdot D_K^2}{4} \cdot L \cdot K_F - \frac{3 \cdot \pi \delta^2}{4} \right) \cdot \rho,$$

где D_K – внутренний диаметр кожуха; K_f – коэффициент наполнения кожуха материалом; $l \approx 3L$ – длина проволоки пружин.

Энергозатраты на преодоление сопротивления, возникающего при перемещении материала в процессе транспортирования, учитывается коэффициентом перемешивания C_n :

$$A_6 = (A_1 + A_2 + A_4) \cdot C_n.$$

Имеется в принципе прямая зависимость энергозатрат от производительности и длины транспортирования материала. По общепринятой методике, мощность на приводном валу машины определяется согласно уравнению:

$$N = \frac{Pv}{102},$$

где P – тяговое сопротивление; v – скорость движения материала.

Тяговое сопротивление может определяться из уравнения:

$$P = q_r \cdot L \cdot C + q_r \cdot H,$$

где L – длина транспортирования материала; H – высота подъема материала; C – обобщенный коэффициент сопротивления; q_r – погонная масса перемещаемого материала.

Погонная масса определяется из уравнения:

$$q_r = \frac{W}{3,6 \cdot v},$$

где W – производительность рабочего органа.

Подставляя значение величины погонной массы в уравнение тягового сопротивления, получаем:

$$P = \frac{WLC}{3,6v} + \frac{WH}{3,6v} \quad \text{или} \quad P = \frac{W}{3,6v}(LC + H).$$

Энергозатраты, соответственно:

$$A = \frac{vTW}{102 \cdot 3,6v}(LC + H) \quad \text{или} \quad A = \frac{WT}{367}(LC + H).$$

П

$$N_{\partial} = \frac{K_3 \cdot W}{\eta_{\pi} \cdot 367}(LC + H),$$

где K_3 – коэффициент запаса мощности двигателя; η_{π} – коэффициент полезного действия привода.

Из данного уравнения исходит, что:

$$W = \frac{\eta_{\pi} \cdot 367 N_{\partial}}{K_3 (LC + H)}.$$

Подставляя принятые для каждого конкретного технического средства параметры, находим коэффициент C_1 :

$$C_1 = \frac{\eta_{\text{п}} \cdot 367}{K_3(LC+H)} \quad \text{или} \quad C_1 = \frac{W}{N_{\partial}},$$

и учитывая, что удельные энергозатраты определяются из уравнения:

$$Q_e = \frac{N_{\partial}}{W} = \frac{1}{c_1},$$

находим уравнение взаимосвязи производительности (подачи) и мощности для привода транспортирующего устройства:

$$W = \frac{1}{Q_e} \cdot N_{\partial} = C_1 \cdot N_{\partial}.$$

От мощности привода зависит прочность проволоки рабочей пружины, нагружаемой осевой силой P_z парами двух моментов – изгиба и кручения.

Известно, что осевая нагрузка на пружину равняется:

$$P_z = \frac{2M_k}{d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} \quad \text{или} \quad M_k = \frac{P_z \cdot d_{\text{ср}} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)}{2},$$

где φ – угол трения скольжения между материалом и пружиной; α – угол подъема винтовой линии пружины ($\alpha = \text{arctg } S/\pi d_{\text{ср}}$); S – шаг пружины; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр пружины. [1]

Изгибающий момент определяется из известного уравнения:

$$M_{\text{изг.}} = 97400 \frac{N_{\partial}}{n},$$

где n – частота вращения пружины.

Согласно теории прочности из курса сопротивления материалов, находим:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\frac{M_{\text{изг.}}^2 + M_k^2}{W_{\text{п}}}} < [\sigma],$$

где $W_{\text{п}}$ – момент сопротивления сечения проволоки пружины.

Заменяя момент через потребную мощность приводного двигателя N_{∂} , после соответствующих преобразований находится эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{87500 \cdot N_{\partial}}{\delta^2 \cdot n \cdot r_{\text{ср}}} \sqrt{1 + 0,6 \cdot \cos^2 \alpha}.$$

Таким образом, проведя исследования зависимости энергозатрат от различных показателей, можно сделать вывод о том, что величину потерь можно сократить, повлияв на различные физические свойства и показатели рабочих органов насосов транспортеров спирально-винтового типа.

Литература:

1. Глушков Г.С., Гиндеев В.А. Курс сопротивления материалов. – М.: Высшая школа, 1965. – 768с.
2. Артемьев В.Г., Губейдуллин Х.Х., Курдюшов В.И., Воронина М.В. Расчет, изготовления и исследование пружин различного назначения. – Ульяновск, 2010. – 221с.