

3. Гришин, М.Е. П.М. Влияние параметров решет дробилки на показатели процесса измельчения / М.Е. Гришин, П.М. Рошин // Механизация сельскохозяйственного производства: Сб. науч. тр. Т. 149. – 1970. – С. 131–134.

УДК 637.116:621.65 ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ПОДОБИЕ ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Колончук М.В.

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

Ряд водокольцевых насосов имеет ротора сходной конструкции и одинаковые схемы подвода и отвода воздуха. Это позволяет для расчета потерь мощности в роторе использовать подход, в основе которого лежат условия подобия и принципы моделирования, базирующиеся на теории подобия гидромеханических процессов в потоке жидкости в лопаточном пространстве. Поэтому используется физическое моделирование, при котором свойства реального объекта изучаются на его уменьшенной модели – проверяется и устанавливается форма лопаток ротора, определяются потребляемая мощность и быстрота действия в зависимости от различных факторов (числа оборотов, вакуумметрического давления). Между моделью и объектом должны быть сохранены соотношения подобия, вытекающие из закономерностей физической природы процессов, а также конструктивных размеров насосов. Гидродинамическая теория подобия водокольцевых вакуумных насосов использует основные зависимости, полученные для лопаточных центробежных насосов. Однако принципы работы и закономерности изменения основных технических характеристик водокольцевых вакуумных насосов и центробежных лопаточных насосов различны.

Лопаточные центробежные насосы характеризуются тремя параметрами – производительностью Q , напором h , и потребляемой мощностью N [1]. Производительность центробежного насоса изменяется прямо пропорционально изменению числа оборотов ротора n , а напор, развиваемый насосом, – прямо пропорционально квадрату изменения числа оборотов, если предполагать, что коэффициент полезного действия остается постоянным при всех режимах работы насоса. Мощность, потребляемая центробежным насосом, изменяется пропорционально третьей степени изменения числа оборотов ротора

$$\frac{Q_1}{Q} = \sqrt{\frac{H_1}{H}} = \sqrt[3]{\frac{N_1}{N}} = \frac{n_1}{n} = \frac{\omega_1}{\omega},$$

где Q , H , N – производительность, напор и мощность лопаточного насоса, $\text{м}^3/\text{с}$, м , кВт .

Вакуумные насосы также характеризуют три параметра – быстрота действия S_n , предельное давление p_{np} и потребляемая мощность N_n . Производительность вакуумного насоса и его быстрота действия зависят от давления и связаны соотношением $Q = pS_n$,

где Q – производительность насоса, Вт ; p – давление, Па ; S_n – быстрота действия, $\text{м}^3/\text{с}$.

Предельное вакуумметрическое давление всех механических вакуумных насосов практически одинаково при их различной производительности. Создаваемый насосами вакуум не может превышать 100% или, другими словами, вакуумметрическое давление, обеспечиваемое насосами, не может превысить 100 kPa . Причем глубина вакуума не зависит от частоты вращения ротора. Частота вращения ротора определяет лишь время, в течение которого достигается требуемый вакуум. Время t , необходимое для достижения заданного вакуума в объеме V при выбранной скорости действия вакуумного насоса, определяется по

$$\text{уравнению } t = \frac{V}{S_n} \ln \frac{p_n}{p_p},$$

где p_n – давление нагнетания Па ; p_p – предельное давление всасывания, Па ;

Поэтому можно записать $t_n = \left(\frac{V}{S_n} \ln \frac{p_n}{p_p} \right) \rightarrow t_n = \frac{S_n}{S_n}$.

где S_m, S_n – быстрота действия модели и насоса; t_m, t_n – время достижения заданного вакуума в объеме V при выбранной быстроте действия модели и насоса.

Соотношение быстроты действия двух насосов определяет соотношение

$$\frac{S_m}{S_n} = \frac{(4\pi R_m e_m L_m) n_m}{(4\pi R_n e_n L_n) n_n} \rightarrow S_n = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \frac{n}{n_m} S_m,$$

где R_m, R_n – радиусы корпуса модели и насоса; e_m, e_n – эксцентриситеты модели и насоса; L_m, L_n – длина ротора модели и насоса; n_m, n_n – частота вращения ротора модели и насоса; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – линейные масштабы моделирования радиусов, эксцентриситета и длины ротора модели и насоса.

Потребляемая мощность пропорциональна создаваемому вакуумметрическому давлению

$$N = (p_n - p_{ac}) S \rightarrow N = (p_{атм} - p_{ac}) S \rightarrow N = p_{атм} S - p_{ac} S \rightarrow N = Q_{max} - Q_{min}.$$

где p_n – давление нагнетания, Па; p_{ac} – давление всасывания, Па.

Поэтому возрастание мощности вакуумного насоса прямо пропорционально частоте и

быстроте его действия $\frac{N}{N} = \frac{S_m}{S} \rightarrow N = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3 \frac{n}{n_m} N_m.$

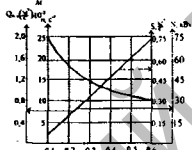


Рисунок – Технические характеристики водокольцевых вакуумных установок ($Q_{ж}$ – расход жидкости, r_2 – радиус ротора)

Проектирование типоразмерного ряда вакуумных насосов должно осуществляться по критерию Фруда. Физический смысл числа Фруда применительно к типоразмерному ряду водокольцевых насосов состоит в том, что центробежные ускорения жидкостного кольца должны быть одинаковы для всех насосов (рисунок). Мощность, потребляемая водокольцевым вакуумным насосом, и быстрота его действия пропорциональны геометрическим параметрам и частоте вращения ротора, поэтому уравнение динамического подобия вакуумных насосов выглядит следующим образом $\frac{t_n}{t_m} = \frac{n_m}{n_n} = \frac{S_m}{S_n} = \frac{Q_m}{Q_n} = \frac{N_m}{N_n}.$

УДК 631.333

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА–ОКУЧНИКА ДЛЯ ЛОКАЛЬНОЙ ПОДКОРНЕВОЙ ПОДКОРМКИ

Антонович В.В., аспирант, Лахмаков В.С., канд. техн. наук, доцент
УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь

В статье предложен новый рабочий орган для подкорневого рыхления и одновременного внесения подкормки непосредственно под корневую систему растения и обоснованы некоторые конструктивные параметры. Для операции подкорневого рыхления с одновременным внесением подкормки был разработан рабочий орган в виде изогнутой лапы, верхняя часть которой установлена под углом к продольно-вертикальной плоскости, совпадающей с направлением движения и под углом к плоскости перпендикулярной ей, а нижняя – параллельно горизонтальной плоскости и под углом к направлению движения. Рыхлящая часть имеет форму клина, для снижения сопротивления почвы при рыхлении. В задней части лапы профрезерован паз, в котором располагается тупоупровод. На конце