

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Колончук М.В. инж.

(Белорусский государственный аграрный технический университет)

Исследованы закономерности износа лопаток ротационного вакуумного насоса. Разработаны предложения по модернизации конструкций насосов

Введение. Наиболее нагруженными деталями вакуумных пластинчатых насосов являются пластины. В зависимости от размеров насоса, перепада давления, материала, способа смазки и охлаждения ставят от 2 до 30 пластин. Смазка уменьшает трение пластин по цилиндру, отсутствие же масла вызывает усиленный износ пластин и корпуса насоса. Однако волнообразный износ поверхности цилиндра между нагнетательным и всасывающим окном часто обнаруживается визуально даже в машинах с нормальной смазкой. Наличие износа усиливает вибрацию пластин в этой зоне и вызывает их заклинивание. Выявление причин появления волнообразного износа цилиндра является важной задачей проектирования пластинчатых насосов. Решение ее возможно на основе изучения динамики трения пластин по цилиндру. В насосах с радиальными пластинами расчет механических потерь затруднен из-за необходимости отдельного определения работы трения от действия силы инерции и силы давления воздуха. Методика расчета аналогичных показателей наклонных пластин еще сложнее. Ее основные положения построены путем интуитивной корректировки зависимостей динамики трения радиальных пластин. Обобщенная математическая модель составляющих мощности трения пластин по всему возможному диапазону углов их наклона способствовала бы выявлению закономерностей износа, присущих ротационным насосам и других

типов. Цель работы – совершенствование методики расчета мощности трения пластины по цилиндру пластинчатых вакуумных насосов.

Основная часть. По существующей методике расчета мощности трения пластин сначала определяют работу и мощность трения одной пластины по цилиндру без учета силы давления воздуха. Затем определяют работу и мощность трения пластин при действии только силы давления воздуха. Такое разделение вдвое увеличивает время вычислительных операций и исключает оценку силы трения пластины по цилиндру с учетом всех действующих сил. Наличие зазоров между пластиной и стенками паза требует учета давления воздуха и силу от перепада давлений между ячейкой нагнетания и пазом. Если принять давление в пазу равным давлению в ячейке всасывания, то силу от перепада давлений можно приложить к центру пластины, что позволяет проводить совместный расчет потерь трения с учетом всех действующих сил.

Уменьшение потребляемой мощности при выбранном неизменном значении радиуса корпуса возможно за счет уменьшения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также за счет увеличения высоты пластины. Потребляемая мощность при постоянном радиусе корпуса изменяется прямо пропорционально величине эксцентриситета (рис. 1), обратно пропорционально высоте пластин (рис. 2). При уменьшении длины пластины потребляемая мощность уменьшается практически прямо пропорционально. Так, при уменьшении длины пластины на 16% потребляемая мощность уменьшается лишь на 0,71%. Увеличение давления всасывания уменьшает мощность трения. При увеличении числа пластин потребляемая мощность увеличивается почти прямо пропорционально числу пластин (рис. 3).

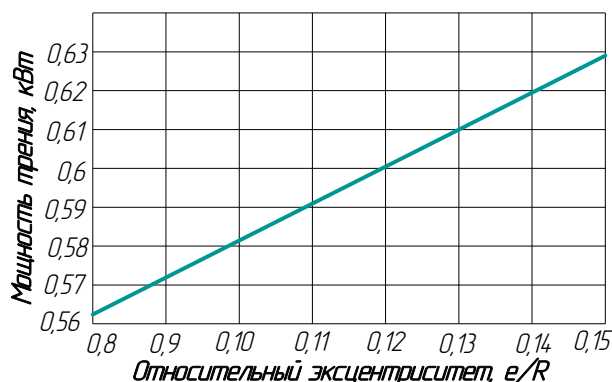


Рисунок 1. Изменение работы трения пластины за один оборот при изменении эксцентриситета

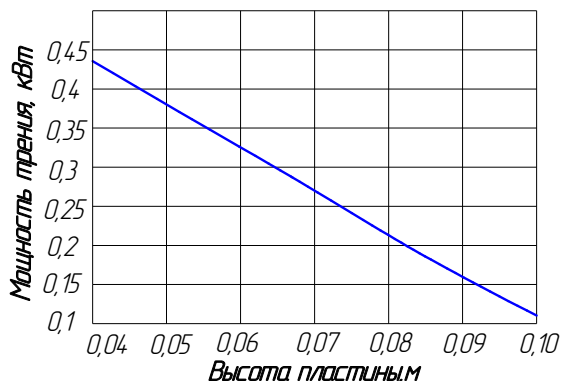


Рисунок 2. Изменение работы трения пластины за один оборот при изменении высоты пластин

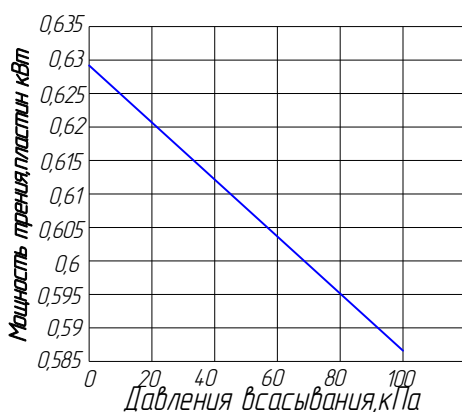
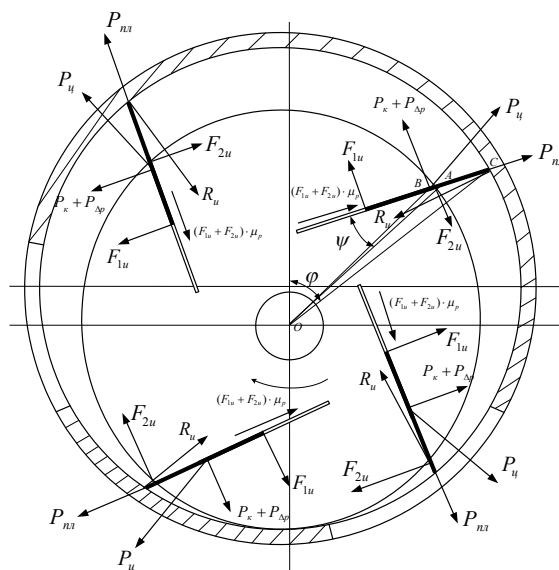


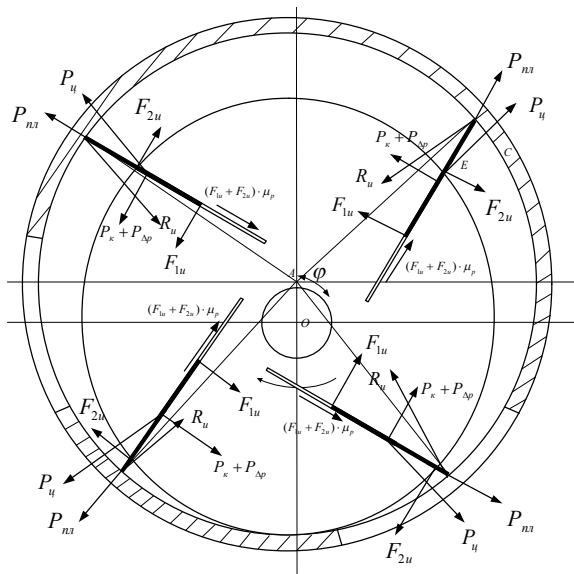
Рисунок 3. Зависимость мощности трения пластин от давления всасывания

При определении эксцентриситета, числа и длины пластин определяющим фактором является производительность вакуумного насоса. Например, для повышения эффективности использования цилиндра необходимо увеличивать эксцентриситет. Однако величина его ограничена в конечном итоге возможной глубиной паза ротора. Кроме того, при увеличении эксцентриситета растет момент, изгибающий пластину. Следовательно, наиболее эффективным способом снижения мощности трения пластин является увеличение высоты пластин. При неизменном значении эксцентриситета, не уменьшая производительности вакуумного насоса, увеличение высоты

пластины позволяет значительно уменьшить мощность трения пластин. Основной путь увеличения глубины паза – применение наклонных пазов роторов (рис.4).



а



б

Рис.4. Схема распределения нагрузок наклонных пластин: а) по ходу вращения ротора; б) против вращения ротора

Требуемый наклон пластин определяется углом ψ между пластиной и прямой, соединяющей центр ротора с краем паза (отрезок OA на рисунке 4а). Определим величину отрезка AC , представляющего собой выступающую из

паза часть пластины. Для этого рассмотрим треугольник $\triangle OAC$. Обозначим $AC = s$. По теореме косинусов:

$$\rho = \sqrt{r^2 + s^2 - 2r \cdot s \cdot \cos(\pi - \psi)} = \sqrt{r^2 + s^2 + 2r \cdot s \cdot \cos \psi}.$$

Решая уравнение, находим

$$s = -r \cdot \cos \psi + \sqrt{(r \cdot \cos \psi)^2 + \rho^2 - r^2}.$$

Обозначим $\angle ACO = \alpha$. По теореме синусов из $\triangle OAC$ находим:

$$\sin \alpha = \frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}, \quad \cos \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}\right)^2}.$$

Обозначим $\angle OBC = \beta$. По теореме синусов из $\triangle OBC$ находим:

$$\sin \beta = \frac{\rho \cdot \sin \alpha}{OB} = \frac{r \cdot \sin \psi}{OB}.$$

Для нахождения $\sin \beta$ необходимо определить величину OB . Для этого рассмотрим $\triangle OBC$. По теореме косинусов:

$$OB = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - 2\rho \cdot \frac{h}{2} \cdot \cos \alpha} = \sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho \cdot h \cdot \cos \alpha}.$$

Тогда

$$\sin \beta = \frac{r \cdot \sin \psi}{\sqrt{\rho^2 + \left(\frac{h}{2}\right)^2 - \rho \cdot h \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r \cdot \sin \psi}{\rho}\right)^2}}}.$$

В результате работа трения минимальна в случае максимального поворота пластин по ходу вращения ротора (рис. 5). Из рисунка 6 следует, что минимальная мощность трения пластин по цилиндру составляет 0,42 кВт при $\psi = 45^\circ$. Если высота пластин будет максимальной для этого угла ($h_m = R \cdot \sqrt{2} = 0,089$ м), то мощность трения составит 0,16 кВт.

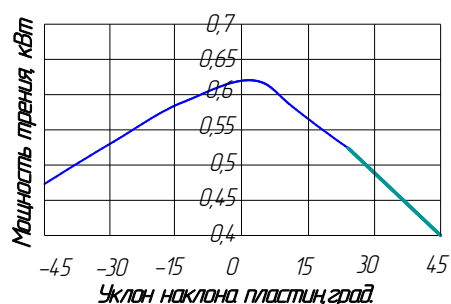


Рис.5. Зависимость мощности трения пластин от угла наклона пазов четырехпластинчатого вакуумного насоса

Заключение. В пластинчатых вакуумных насосах уменьшение потребляемой мощности при выбранном постоянном значении радиуса корпуса возможно за счет уменьшения эксцентриситета, длины и числа пластин, а также за счет увеличения высоты пластины. Наиболее эффективным способом снижения мощности трения пластин является увеличение высоты пластин. Основной путь увеличения глубины паза – применение наклонных пазов. При этом пазы ротора должны иметь максимальную глубину, а угол их наклона обратно пропорционален числу пластин. Учет закономерностей трения пластин при производстве вакуумных насосов позволит поставлять на молочно-товарные фермы АПК менее энергоемкие насосы.

Список литературы

1. Колончук М.В. Исследование пластинчатых вакуумных насосов. – Агропанорама, №5, 2007, с.23–28

Аннотация

Оптимизация конструктивных параметров вакуумных насосов

М.В. Колончук

Исследованы закономерности износа лопаток ротационного вакуумного насоса. Разработаны предложения по модернизации конструкций насосов.

Abstract

Optimizaton of vacuum pump parameters

M. Kolonchuk

Aspects of vacuum pump blades wear out are described. Mathematical model for vacuum pump parameters is suggested.