Автономова И.В., Крупенченков Г., Руднева Е., Иншакова А.
Метод построения откачной характеристики винтового вакуумного насоса

МГТУ им. Баумана

doi: 10.18411/lj-05-2019-25

idsp: ljjournal-05-2019-25

Аннотация:

В статье разработан метод расчёта откачной характеристики сухого винтового вакуумного насоса, с учётом нагрева газа в процессе сжатия и следовательно, нагрева роторов насоса. Детально изложена последовательность действий расчёта и продемонстрированы результаты для определённых начальных условий: сушки кураги.

Ключевые слова: сухой винтовой вакуумный насос, откачная характеристика, перетекания газа, профильные зазоры, профиль Лисхольма, сушка.

Abstract

In this article presented a method for plotting of pumping speed for dry screw vacuum pump subject to heating of gas and pump's rotors during the compression process. The sequence of actions for the calculation are described in detail and the results for initial conditions are demonstrated (for drying apricots).

Keywords: pumping speed, dry screw vacuum pump, screw pump, gas flows, gaps, drying.

Сушка разных материалов и продуктов широко используется в производстве. Например, с помощью сушки под вакуумом получают сушеные овощи и фрукты, доски и черепицу для строительства домов и пр. Процесс естественной сушки требует длительного времени, поэтому в настоящее время используют искусственную сушку. Одним из распространённых методов является вакуумная сушка. Вакуумирование сушильной камеры может производиться различными вакуумными насосами. Одним из перспективных вакуумных насосов является сухой винтовой вакуумный насос. В данной работе рассмотрен метод построения его откачной характеристики.

В процессе сушки есть два наиболее значимых фактора, которые находятся в обратной зависимости друг от друга: время сушки и финальное качество продукта. Оба зависят от температуры сушки: чем она выше, тем быстрее происходит процесс, но тем ниже качество продукта на выходе.

Рис. 1. Сечение роторов винтового компрессора.

Как показано в [1] в большом числе случаев процесс вакуумной сушки протекает при давлении 4 -6 кПа и, для уменьшения перетекания газа через щели, число зубьев винтов необходимо делать больше, чем 4 и 6. Поэтому выберем винты с числом зубьев 5 и 7 для ведущего и ведомого винта соответственно и с профилем Лисхольма. Построим профиль (рис. 1.) и рассчитаем изменение объема парной полости по углу поворота ведущего ротора (рис. 2.) по методике [2].

Рис. 2. Изменение объема парной полости по углу поворота ведущего ротора.

Следующим этапом расчёта является построение теоретической индикаторной диаграммы сжатия газа в насосе. В отличие от метода [1], в котором процесс сжатия принят изотермическим, будем считать сжатие газа политропическим, потому что детали насоса будут нагреваться из-за трения и будут нагревать газ. При этом 10% тепла, выделившегося при работе вакуумного насоса, отводится от насоса в атмосферу, а оставшиеся 90% тепла идут на нагрев газа.

Тогда тепло Q , кВт, подведённое к газу извне будет

$$Q = 0.9 N_{\text{мех}}, \quad (1)$$

где $N_{\text{мех}} = N_i (1 - \eta_{\text{мех}})$ - мощность механических потерь, кВт; $\eta_{\text{мех}}$ - механический КПД. Механический КПД сухих винтовых вакуумных насосов лежит в пределах 0,95-0,97

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа в вакуумном насосе без подвода тепла N_i , кВт:

$$N_i = S_{\Gamma} [p_{\text{вс}} [\ln(\varepsilon_{\Gamma}) - 1] + \frac{p_{\text{н}}}{\varepsilon_{\Gamma}}] \quad (2)$$

- где $p_{\text{вс}}$, $p_{\text{н}}$ - давление всасывания и нагнетания, кПа; S_{Γ} - теоретическая быстрота действия вакуумного насоса, м³/с; ε_{Γ} - геометрическая степень сжатия.

Полная энергия газа $N_{\text{ит}}$, равная индикаторной мощности вакуумного насоса с подводом тепла равна:

$$N_{\text{п}} = S_{\Gamma} \left[\frac{1}{n-1} p_{\text{вс}} (\varepsilon_{\Gamma}^{n-1} - n) + p_{\text{н}} \varepsilon_{\Gamma} \right] = N_i + 0.9 N_i (1 - \eta_{\text{мех}}), \quad (3)$$

где, n - коэффициент политропы сжатия.

Задавись ε_{Γ} , можно найти n . Примем $\varepsilon_{\Gamma} = 3$ и получим $n = 1.28$

Теперь, зная показатель n условной политропы сжатия, построим теоретическую индикаторную диаграмму (рис. 3).

Рис. 3. Теоретическая индикаторная диаграмма вакуумного насоса.

В ходе расчета получим, что насос нагревается до 110°C. Нагрев насоса приводит к увеличению зазоров, что ведёт к увеличению перетечек и уменьшению быстроты действия насоса. Зададим температуру отключения насоса системой защиты 130°C.

Рассчитаем величины зазоров по методике [3] для температуры 130° и 110°С. Зазоры по линии контакта (профильные) для температуры 110°С представлены на рис. 4. Зная значения зазоров при температуре 130°С, построим номинальные профили. Для ведущего винта теоретический профиль является номинальным. Номинальный профиль ведомого винта получаем, строя эквидистанты кривых, которыми описан профиль ведомого винта. При этом каждую кривую занижаем на величину зазора, который образуется по линии контакта сопряжённого профиля с этой кривой.

Рис. 4. Величины суммарных зазоров вдоль линии контакта.

Построив номинальные профили, рассчитаем монтажные зазоры. Монтажные зазоры складываются из допусков на изготовление винтовой части роторов, отклонения межосевого расстояния, тепловых расширений деталей и погрешностей монтажа (рис.5). Рабочие зазоры получим вычитанием из монтажных зазоров тепловых зазоров, рассчитанных для 110°С

Рис. 5. Схема замера профильных зазоров в нормальном сечении

Значение радиального зазора $\delta_{рк} = 0.06 \cdot 10^{-3} \dots 0.15 \cdot 10^{-3}$ м, и торцевых: со стороны неподвижной опоры $\delta_{т.нп.макс} = 0.05 \cdot 10^{-3} \dots 0.12 \cdot 10^{-3}$ м, со стороны подвижной опоры $\delta_{т.пп.макс} = 0.015 \cdot 10^{-3} \dots 0.15 \cdot 10^{-3}$ м. Площадь треугольной щели равна 1,5 мм².

При работе насоса газ течет через линию контакта в полость всасывания. Методом последовательных приближения получим действительное давление на всасывании насоса и распределение давления в полостях сжатия.

Суть метода [1]:

1) Определим величину суммарных перетечек через торцевые, и профильные зазоры из всех ячеек сжатия в полость всасывания:

$\sum m_{п} = m_{12} + m_{23} + m_{345} + m_{51}$ – перетечки по линии контакта через участка 1-2, 2-3, 3-4-5, 5-1.

$\sum m_{т} = m_{т1} + m_{т2}$ – перетечки через торцевые щели ($m_{т2} = 0$), потому, что всех впадинах винтов на торце всасывания давление равно давлению всасывания

2) Рассчитаем давление всасывания с учетом этих перетечек в первом приближении

$$p_{вс} = \frac{(m_{г} + \sum m_{п} + \sum m_{т})RT}{S_{г}}, \quad (4)$$

где $m_{г} = S_{г}\rho_{вс}$ – массовая теоретическая быстрота действия, кг/с;

$S_{г} = \pi n_1 m_1 d_1 L (\chi_1 + \chi_2)$ – теоретическая быстрота действия вакуумного насоса. Здесь n_1 – частота вращения вала ведущего ротора, с⁻¹; m_1 – число зубьев ведущего винта, d_1 , L – наружный диаметр ведущего винта и его длина, χ_1, χ_2 – коэффициенты использования объема соответственно ведущего и ведомого винтов

3) Получив давление всасывания первого приближения, определяем давления в каждой ячейке сжатия. В i -ю ячейку газ перетекает из $(i+1)$ ячейки с большим

давлением и утекает в ячейку (i-1) с меньшим давлением. Давление в i-й ячейке ищем по формуле (5):

$$p_i = \frac{(m_h - \Sigma m_{\pi} + \Sigma m_p + \Sigma m_{\Delta})RT}{S_r}, \quad (5)$$

где $\Sigma m_p = m_{p \text{ вщ}} + m_{p \text{ вм}}$ - перетекания через радиальные щели между ведущим и ведомым винтами и корпусом; Σm_{Δ} - перетекания через треугольные щели. Определив давления сжатия первого приближения во всех ячейках сжатия, рассчитываем давление всасывания второго приближения (пункты 1 и 2)

- 4) Если полученное давление всасывания последующего приближения отличается от предыдущего не более, чем на 5%, то принимаем полученное значение давления всасывания и давления в ячейках сжатия за истинные. Если разница больше 5%, то задавшись новыми значениями как исходными повторяем расчет.

Проведём расчет для следующих исходных данных:

$p_{\text{вс}} = 4,9$ кПа, $p_{\text{н}} = 101,3$ кПа, $S_r = 0,038, \text{м}^3 \cdot \text{Па/с}$

Получим следующее распределение давлений (рис. 6.) и действительную индикаторную диаграмму (рис. 7.)

Рис. 6. Давления в ячейках сжатия при $p_{\text{вс}} = 4,9$ кПа.

Рис. 7. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы.

Для построения откачной характеристики нужно менять давление всасывания повторять расчёт. Полученная откачная характеристика показана на рис. 8.

Рис. 8. Откачная характеристика вакуумного насоса

Заключение.

1. Предложен метод расчёта откачной характеристики сухого винтового вакуумного насоса с учётом подвода тепла в полость сжатия газа.

1. Автономова И.В., Коробков А.А. Разработка метода расчёта откачной характеристики винтового вакуумного насоса. Моделирование и анализ сложных технических и технологических систем: Сборник статей по итогам Международной научно-практической конференции. - Самара, 04 марта 2018г. с.60 – 70.
 2. Саун И.А. Винтовые компрессоры. Ленинград, Машиностроение, 1970. - 400 с..
 3. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры: теория, расчёт и проектирование. Казань: изд-во «Фэн», 2000.-638с:.
-