

УДК 62-522.7.001.24

Расчет механических потерь в ротационно-пластинчатых машинах

Прудников Сергей Николаевич - кандидат технических наук,
доцент кафедры "Вакуумная и компрессорная техника"

Новгородская Алла Викторовна - старший преподаватель кафедры "Физика"

Шадрин Владислав Сергеевич, аспирант кафедры "Вакуумная и компрессорная техника"
МГТУ им. Баумана

В работе рассмотрено влияние различных силовых нагрузок на трение пластин о цилиндр машины. Приведены способы разгрузки силовых факторов, с целью снижения механических потерь мощности при трении пластин о цилиндр ротационно-пластинчатой машины.

Ключевые слова: ротационно-пластинчатая машина, исполнительный механизм, регулирующая дроссельная заслонка, клапан.

Calculation of mechanical losses in rotary-plate machines

Prudnikov S. N., Novgorodskaiy A. V., Shadrin V. S.

In this paper considers the influence of different power loads on the friction of the plates on the cylinder of the machine. The methods of unloading the power factors in order to reduce the mechanical power losses during friction of the plates on the cylinder of the rotary-plate machine are given

Keywords: pneumatic actuator, actuator, throttle control flap, valve.

Введение

В ротационно-пластинчатых машинах помимо трения пластин в пазах ротора значительную часть механических потерь мощности составляют потери от трения пластин о цилиндр машины.

Из технической литературы (12.3) известны схемы расчета механических потерь от трения пластин по цилиндру. Расчетная схема РПМ представлена на Рис.1

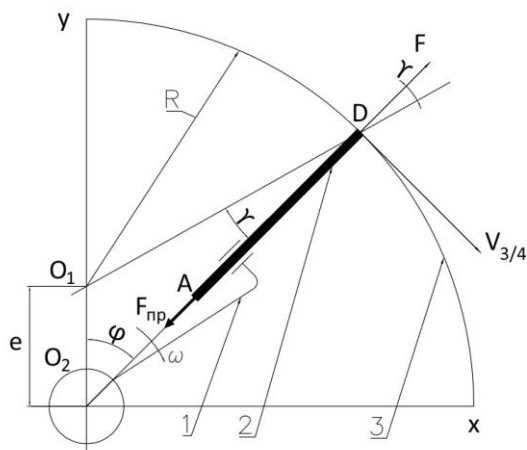


Рис.1 Расчетная схема РПМ,

Где O_1 – центр цилиндра, O_2 – центр ротора, 2 – ротор, 3- пластина АД, 4 – цилиндр, H – высота пластины, R – радиус цилиндра, r – радиус ротора, e – эксцентриситет, $\epsilon = e/R$ относительный эксцентриситет, φ – угол поворота ротора, μ – коэффициент трения между пластиной и пазом ротора, μ_1 – коэффициент трения между пластиной и цилиндром, V_3 – скорость пластины относительно ротора, V_4 – скорость пластины относительно цилиндра, a_3 – ускорение пластины относительно ротора, a_4 – центростремительное ускорение центра массы пластины, β – интенсивность нагрузки от перепада давлений в соседних ячейках, F – суммарная сила, действующая на пластину вдоль текущего радиуса-вектора, H_0 – общая суммарная сила при действии внешних сил на пластину.

Рассмотрим случай приложения внешней противодействующей силы $F_{пр}$, приложенной к концу пластины вдоль оси к центру O_2 в точке А (рис.1).

В результате вращения ротора РПМ возникают центробежные силы, которые заставляют выходить пластины из пазов ротора и контактировать с цилиндром. Образующиеся при этом элементарные полости образуют рабочие ячейки для поступающего газа в машину.

Рассмотрим условия отрыва пластины от стенок цилиндра ротационно-пластинчатой машины (РПМ). При действии на пластины внешних компенсационных сил происходит изменение по величине суммарной результирующей силы реакции пластин на цилиндр, направленной к центру ротора и, следовательно, сил трения пластин в РПМ. При увеличении внешних сил выше определенного уровня происходит перекомпенсация центробежных сил на данной частоте вращения ротора и наступает момент отрыва пластины от цилиндра. Условие возникновения отрыва следует из соотношения:

$F - F_{np} \times C1 = 0$, где F – суммарная сила, действующая на пластину вдоль текущего радиуса действия; F_{np} – противодействующая сила, $C1$ – коэффициент, зависящий от направления приложения противодействующей силы.

$C1 = \cos \varphi$ – F_{np} направлена к центру цилиндра;

$C1 = \cos \varphi$ – F_{np} направлена к центру цилиндра и вызывает крутящий момент на пластине;

$C1 = 1$ – F_{np} направлена к центру ротора.

Полная компенсация силового воздействия пластин на цилиндр возникает при минимальной мощности трения пластин по цилиндру РПМ.

Критический зазор для данного условия компенсации равен:

$$\delta_{\text{крит}} = -\frac{l}{2\pi} \left[\ln C_2 \left(\frac{2 \bar{\lambda} \cos \varphi}{\sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi}} - \frac{h}{2R \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi}} + 1 + \frac{1 - \bar{\lambda}^2 \cos 2\varphi}{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} \right) \right], \mu$$

$$\text{Где } C_2 = \frac{m \omega^2 R}{F_{np} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\pi h}{l}\right) \cdot \frac{b}{l} \left[1 - \exp\left(-\frac{2\pi b}{l}\right) \right] \right]}$$

Можно выделить следующие характерные условия действия компенсационных (противодействующих) сил:

1. компенсация силовой неравномерности движения пластин при постоянной общей суммарной силе
2. компенсация геометрической неравномерности движения пластин
3. полная компенсация силового воздействия пластин на цилиндр.
4. в результате расчетов получены зависимости решения противодействующих силах (рис.2)

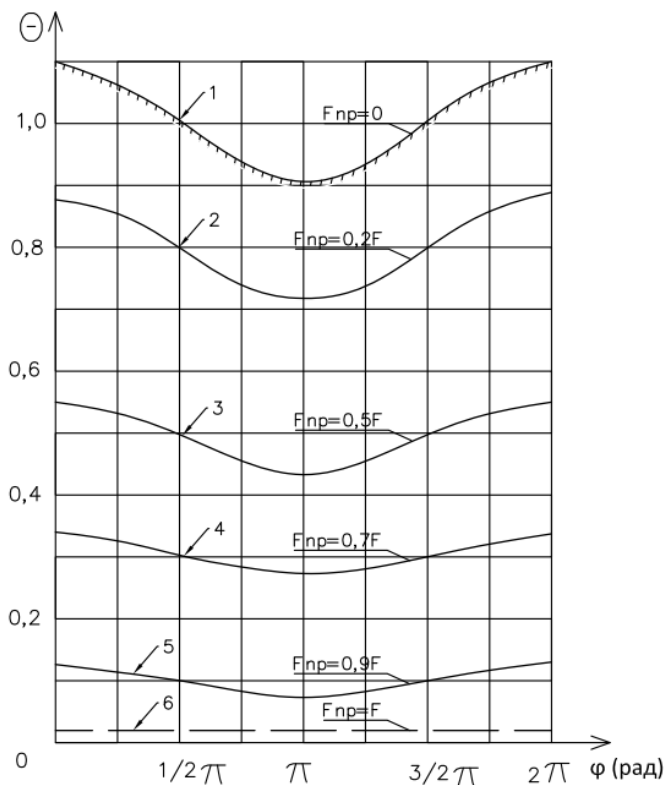


Рис.2 Графическое решения уравнения (1)

Решением уравнений является площадь интеграла (рис 2) . где 1 - $F_{np}=0$, 2 - $F_{np}=0,2F$, 3 - $F_{np}=0,5F$, 4 - $F_{np}=0,7F$, 5 - $F_{np}=0,9F$ и 6 - $F_{np}= F$ (пластины не касаются цилиндра). На графике параметр определяет площадь под кривыми (1-6), характеризующими приведенную мощность трения пластин по цилиндру ротационной машины при различных f_{np} .



www.esa-conference.ru

Таким образом, используя противодействующую силу $F_{пр}$ в интервале $0,9F - F$ мы достигаем минимальную мощность трения пластин о цилиндр при максимальном кпд.

Для улучшения условий нагружения пластин силовыми факторами целесообразно существенно уменьшать усилие F . С этой целью разгрузку от силы F можно осуществлять, применяя способы разгрузки по методам к.т.н. Трунова Г.Н.

Литература:

1. Лубенец В.Д. Определение механических потерь в ротационных вакуумных насосах и компрессорах и расчет пластин на прочность. Сборник №95. Машизд.1960.
2. Головинцов А.Г. ротационные компрессоры. Машиностроение. М., 1964г.
3. Васильев В.Н., Трунов Г.Н. К вопросу определения механических потерь в пазах ротора в ротационных вакуум-компрессоров. Журнал ВНИИТИ, «Технология машиностроения.», 1977, №11
4. Зеленецкий С.Б. и др. «Ротационные пневматические двигатели» изд. Машиностроение., 1976 г.
5. Зиневич В.Д., Гешлин Л.А. «поршневые и шестеренчатые пневмодвигатели горно-шахтного оборудования». М. Недра, 1982 г. -199с.
6. Никитин О.Ф. Гидравлика и Гидропневмопривод. Учебник-М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2010 -414 с.
7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем (Д.Н. Попов, Междун. Симп. Казань, 5-7 декабря, 2006 – с.152-159. 2, Краус, М. Измерительные информационные системы.
8. Егупов Н.Д. Пупков К.А Гаврилов А.И. , Коньков В.Г. Нестационарные системы автоматического управления.(под ред.Пупкова К.А., Егупова Н.Д.), Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007,632с
9. Badr H.M., Ahmed W.H. Pumping Machinery Theory and Practice. John Wiley & Sons, Ltd., 2015. 392 p.
10. Krivts I.L., Krejnin G.V. Pneumatic Actuating Systems for automatic equipment: structure and design. CRC Press, Taylor &Francis Group, 2006. XX, 345 p.