

О.Я. Карпович, О.А. Онищенко

ОЦЕНКА СВОЙСТВ ОДНОПОРШНЕВОГО ГЕРМЕТИЧНОГО КОМПРЕССОРА В РЕЖИМАХ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЕГО ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Аннотация. В работе представлены оценки изменяющихся в функции угла поворота вала приводного электродвигателя момента сопротивления и момента инерции однопоршневого герметичного компрессора малой холодильной установки. Аналитические выражения основаны на анализе функционирования кривошипно-шатунного механизма нагнетательного тракта герметичных компрессоров малых холодильных установок. Показано, что при снижении холодопроизводительности однопоршневых компрессоров необходимо обеспечивать требуемый диапазон ее изменения путем создания специализированных систем автоматизированного управления на основе регулируемых по частоте вращения вала компрессоров электроприводов.

Ключевые слова: однопоршневой компрессор, кривошипно-шатунный механизм, моменты сопротивления и инерции, электропривод, холодопроизводительность.

Введение. Одна из основных тенденций современной холодильной техники – создание энергетически эффективных систем охлаждения на основе плавно управляемых компрессоров [1-3]. Для малых холодильных установок задача плавного управления холодопроизводительностью герметичных компрессоров практически не решена, так как в установках холодопроизводительностью до 1 кВт обычно применяются герметичные однопоршневые компрессоры с однофазным асинхронным электродвигателем, функционирующем в “релейном” режиме. Применение управляемого по частоте вращения электропривода не позволяет простыми средствами получить требуемый диапазон ($D = 1/4...1/5$) изменения холодопроизводительности [4, 5], что связано с особенностями работы механизма нагнетания герметичного компрессора [6-8]. Достоверная оценка основных свойств механизма нагнетания герметичного компрессора, при изменении его холодопроизводительности средствами управляемого электропривода, позволит

синтезировать систему автоматизированного управления, обеспечивающую требуемый диапазон D .

Таким образом, решение задачи управления холодопроизводительностью герметичных компрессоров малых холодильных установок в заданном диапазоне, учитывая распространенность и массовость применений таких установок – актуальная задача, решение которой в масштабах государства позволит получить существенную экономию энергетических ресурсов.

Основная часть. Известно, что момент сопротивления M_c однопоршневого герметичного компрессора ($ОГК$) является сложной функцией угла поворота φ , угловой частоты вращения ω вала двигателя и газовой силы F_g , действующей на поршень [4-7]. Газовая сила весьма существенно изменяется в функции режимов работы холодильной установки, зависит от температуры конденсации и тепловой нагрузки. В [5-7], а также в ряде работ Якобсона В.Б. и Редкозуба Б.Д, отмечено существенное влияние неравномерности нагрузки, изменяющейся в функции угла поворота φ вала компрессора, на величину электрических потерь встроенного электродвигателя. Для существующих $ОГК$ применяют асинхронные электродвигатели с повышенным номинальным скольжением, что позволяет несколько уменьшить пульсации тока. Однако увеличение скольжения допустимо только до определенных пределов, при выходе за которые недопустимо возрастают тепловыделения в обмотке электродвигателя компрессора.

Уровень пульсаций частоты вращения электродвигателей $ОГК$ регламентирован стандартами и не может превышать 20 %. Для снижения амплитуды этих пульсаций на ротор электродвигателя устанавливают дополнительную инерционную массу – маховик [5, 7]. Кроме того, переменный момент инерции сочлененной с валом двигателя компрессора кривошипно-шатунной группы (поршневого ряда) также оказывает заметное влияние на амплитуду пульсаций частоты вращения двигателя, что приводит к дополнительным потерям. Эта проблема решается аналогично – установкой на ротор электродвигателя еще одного уравновешивающего противовеса. Экспериментально установлено, что в $ОГК$ малых холодильных установок при уменьшении частоты вращения вала двигателя заметно увеличивается коэффициент неравномерности вращения компрессора, затрудняется его

пуск, возникают заметные вибрации корпуса и возрастает шум. Таким образом, в существующих *ОГК* эти задачи частично решаются установкой на кривошип и ротор дополнительных уравновешивающих противовесов, заметно увеличивающих массу компрессора.

Кинематика и динамика механизма однопоршневого компрессора хорошо описывается нелинейными звеньями кривошипно-шатунного типа (см. рис. 1). И, так как суммарный момент инерции J_{Σ} и момент сопротивления M_c являются сложными функциями угла поворота кривошипа OA , то уравнением движения для одномассовой механической системы пользоваться некорректно.

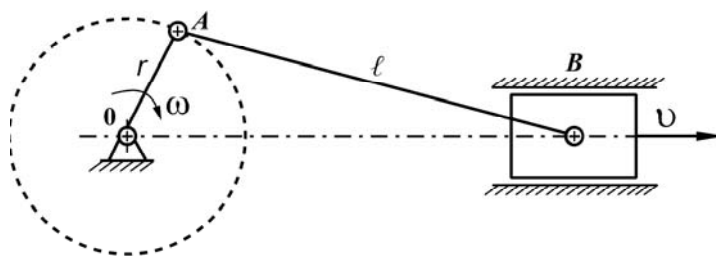


Рисунок 1 – Кривошипно-шатунный механизм

Из уравнения Лагранжа $\frac{d}{d\tau} \left(\frac{\partial W_K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial W_K}{\partial q_i} = Q_i$, где W_K – суммарный запас кинетической энергии системы; q_i , \dot{q}_i , Q_i – обобщенные координаты, скорости и силы системы, можно показать, что запас кинетической энергии системы определяется выражением $W_K = J_{\Sigma}(\phi) \cdot 0,5 \cdot \omega^2$. При этом, согласно рис. 1, обобщенными координатами для кривошипно-шатунного механизма (*КШМ*) являются угловое перемещение ϕ , скорость ω и сила Q_1 : $q_1 = \phi$; $\dot{q} = \omega$; $Q_1 = M - M_c(\phi)$.

Тогда

$$\frac{\partial W_K}{\partial \phi} = \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{\partial J_{\Sigma}(\phi)}{\partial \phi} \text{ и}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial W_K}{\partial \omega} \right) = \frac{dJ_{\Sigma}(\phi)}{d\tau} \cdot \omega = J_{\Sigma}(\phi) \cdot \frac{d\omega}{d\tau} + \frac{dJ_{\Sigma}(\phi)}{d\phi} \frac{d\phi}{d\tau} \cdot \omega.$$

Уравнение движения *КШМ* можно представить в виде:

$$M - M_c(\phi) = J_{\Sigma}(\phi) \cdot \frac{d\omega}{d\tau} + \frac{dJ_{\Sigma}(\phi)}{d\phi} \cdot \omega^2 - \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dJ_{\Sigma}(\phi)}{d\phi}. \quad (1)$$

Для применения уравнения движения (1) при моделировании и исследованиях управляемых электроприводов [8] *ОГК* удобней воспользоваться аналитическими зависимостями момента сопротивления и момента инерции от угла поворота φ кривошипа компрессора.

Согласно рис. 2, пренебрегая потерями трения во вращательных парах, из условия равенства мощностей ($P_B = P_A$) получим $F_B \cdot v_B = F_A \cdot v_A$. Тогда:

$$F_A = F_B \cdot v_B / v_A, \quad (2)$$

где $v_A = \omega \cdot r$ – линейная скорость т. А; v_B – линейная скорость т. В; $\omega = const$ – угловая скорость ротора электродвигателя компрессора, равная угловой скорости кривошипа ω_K ; r – радиус кривошипа.

При изменении угла поворота ϕ кривошипа линейная скорость v_B поршня 8, несмотря на то, что $\omega = const$, изменяется по величине и знаку. Поэтому сила в точке А является функцией угла поворота кривошипа – $F_A(\phi)$ и момент относительно оси 0 будет определяться

выражением: $M_0 = F_A \cdot r = F_B \cdot r \cdot \frac{v_B}{v_A}$.

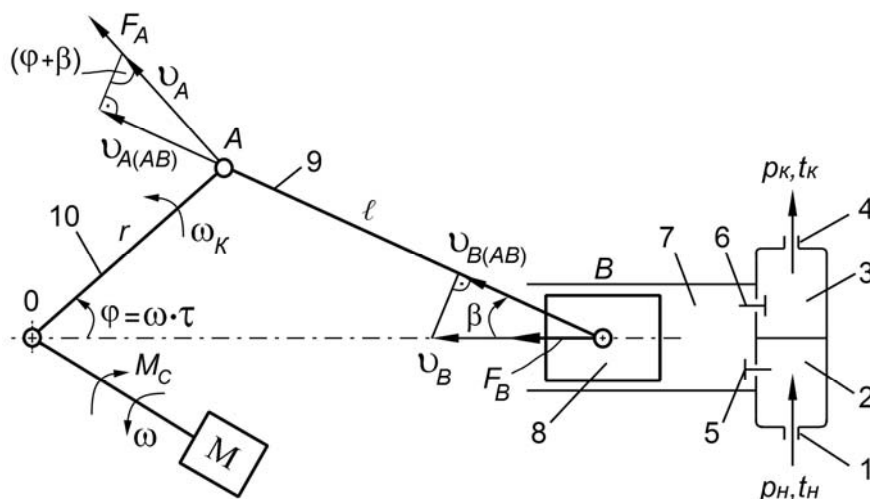


Рисунок 2 – Приведение сил и масс к валу электродвигателя *КШМ* однопоршневого герметичного компрессора: 1, 4 – всасывающий и нагнетающий патрубки; 2, 3 – камеры всасывания и нагнетания; 5, 6 – самодействующие всасывающий и нагнетающий клапаны; 7 – полость цилиндра; 8 – поршень; 9 – шатун; 10 – кривошип; p_H, p_K и t_H, t_K – начальные и конечные значения давлений и температур

Соответственно, можно записать и выражение для момента сопротивления M_C , приложенного к валу электродвигателя:

$$M_C = M_0 = F_B \cdot r \cdot \left(\frac{v_B}{v_A} \right). \quad (3)$$

Приняв, что масса поступательно перемещающихся звеньев компрессора сосредоточена в точке B с массой m_B , определим запас кинетической энергии массы m_B : $W_B = \frac{m_B \cdot v_B^2}{2}$. Из условия равенства запасов энергии в т. B и т. A (точка A , имеет сосредоточенную массу m_A и линейную скорость v_A), следует, что $\frac{m_A \cdot v_A^2}{2} = \frac{m_B \cdot v_B^2}{2}$. Очевидно, что:

$$m_A = m_B \cdot \left(\frac{v_B}{v_A} \right)^2, \quad (4)$$

причем момент инерции точечной массы m_A относительно оси O равен

$$J = m_A \cdot r^2 = m_B \cdot r^2 \cdot \left(\frac{v_B}{v_A} \right)^2. \quad (5)$$

Можно показать, что $v_B \cdot \cos \beta = v_A \cdot \sin(\phi + \beta)$. Тогда

$$\frac{v_B}{v_A} = \frac{\sin(\phi + \beta)}{\cos \beta} = \frac{\sin \phi \cdot \cos \beta + \cos \phi \cdot \sin \beta}{\cos \beta} = \sin \phi + \cos \phi \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \beta}. \quad (6)$$

Согласно теореме синусов, для треугольника OAB справедлива запись $r \cdot \sin \phi = l \cdot \sin \beta$. С учетом общепринятого [5, 7] для КШМ компрессоров обозначения $\lambda = r/l$, можно записать $\sin \beta = \lambda \cdot \sin \phi$.

Тогда получим:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi}. \quad (7)$$

Если разложить выражение (7) в бином Ньютона

$$\left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi - \frac{1}{8} \cdot \lambda^4 \cdot \sin^4 \phi - \frac{1}{16} \cdot \lambda^6 \cdot \sin^6 \phi - \dots \right)$$

и ограничиться двумя первыми членами бинома, можно записать:

$$\cos \beta \approx 1 - 0,5 \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi. \quad (8)$$

Подставив (8) в (6) и проведя очевидные тригонометрические преобразования, получим:

$$\frac{v_B}{v_A} \approx \sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\phi}{1 - 0,5 \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi}. \quad (9)$$

Теперь, из (3) и (5) можно записать аналитические выражения для приведенных к валу электродвигателя момента сопротивления и момента инерции *КШМ* компрессора:

$$M_C(\phi) \approx F_B \cdot r \cdot \left[\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\phi}{1 - 0,5 \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi} \right] \quad (10)$$

$$J(\phi) \approx m_B \cdot r^2 \cdot \left[\sin \phi + \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{\sin 2\phi}{1 - 0,5 \cdot \lambda^2 \cdot \sin^2 \phi} \right]^2, \quad (11)$$

являющихся функциями угла поворота ϕ кривошипа 0А.

При численном моделировании динамики электропривода с учетом переменного момента инерции *КШМ* следует непосредственно использовать (11), при этом на каждом шаге расчета определяя текущее значение ϕ [4].

Тем не менее, при моделировании результирующей фактической зависимости момента сопротивления в (10) необходимо дополнительно учесть:

- периодические изменения действующей на поршень газовой силы $F_z = F_B$ на различных участках хода поршня компрессора;
- реактивную составляющую M_{CP} сил трения *КШМ*;
- влияние “вязкого” трения M_{CB} , возникающего при движении *КШМ* и ротора электродвигателя в вязкой среде смеси фреона и масла.

Реактивную и “вязкую” составляющие момента сопротивления можно определить, соответственно, по выражениям:

$$M_{CP} = M_{TXX} \cdot \text{sign}(\omega), \quad (12)$$

$$M_{CB} = \alpha \cdot \omega^\beta, \quad (13)$$

где момент трения холостого хода M_{TXX} и коэффициенты α , β определяются из конструктивных параметров *КШМ* и электродвигателя компрессора.

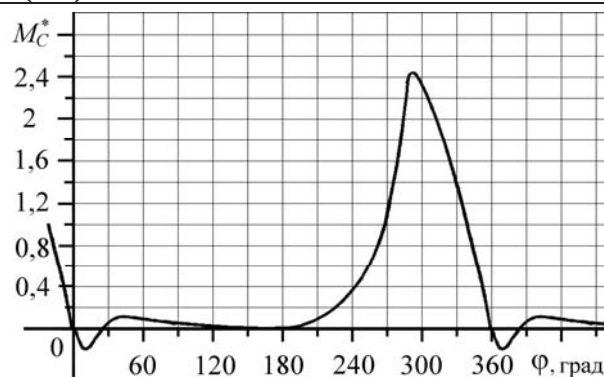


Рисунок 3 – Зависимость статического момента однопоршневого герметичного компрессора от угла поворота вала электродвигателя

В компрессоростроении газовая сила F_g рассчитывается графоаналитическими методами [5, 7] для конкретного типа компрессора и не имеет аналитического описания. Для герметичных однопоршневых компрессоров в течение одного оборота вала двигателя газовая сила содержит три основных участка: всасывания, нагнетания и противодействия. Поэтому совместное действие (10), (12) и (13) можно представить в виде графика, изображенного на рис. 3, где M_c^* – результирующий статический момент, выраженный в относительных единицах.

Выводы. Основная проблема при управлении холодопроизводительностью однопоршневых герметичных компрессоров малых холодильных установок заключается в невозможности обеспечения относительно низких частот вращения и, соответственно, снижения холодопроизводительности компрессора. При снижении холодопроизводительности компрессора, запас кинетической энергии перемещающихся масс $KШМ$ (см. рис. 1 и рис. 2) заметно снижается. Из-за существенно изменяющихся моментов инерции и сопротивления $KШМ$, пульсации частоты вращения приводного электродвигателя резко возрастают и, при уже относительно небольших изменениях холодопроизводительности компрессора в сторону ее уменьшения, компрессор останавливается. Эта проблема может быть успешно разрешена только специализированными средствами автоматизированного управления электроприводом компрессора [3, 4, 9].

ЛИТЕРАТУРА

1. Афанасьева И.А., Смыслов В.И., Калнинь И.М. Повышение энергетической эффективности бытовой холодильной техники. – Режим доступа: <http://www.pozis.ru/articles/show/106>.
2. Научно-технические основы создания современных бытовых холодильных приборов / [В.И. Ландик, В.П. Шевченко, А.А. Шубин и др.]; под. ред В.И. Ландика. – Донецк: ДонНУ, 2002. – 200 с.
3. Онищенко О.А. Модель холодильной установки с автоматизированным электроприводом компрессора / О.А. Онищенко // Холодильная техника и технология (прилож. к журналу от 14.10.2005). – 2005. – С. 120-129.
4. Карпович О.Я. Расширение диапазона регулирования производительности микрокомпрессоров средствами автоматизированного электропривода / О.Я. Карпович, О.А. Онищенко // Матер. міжн. наук.-техн. конф. “Сучасні проблеми холодильної техніки і технології”. – Одеса: ОДАХ, 2011. – С. 63-65.
5. Проектирование поршневого компрессора холодильных машин и тепловых насосов / [Л.И. Морозюк, Т.В. Морозюк, Л.В. Ястребова и др.]; под. ред. Л.И. Морозюк. – Одесса: ОГАХ, 2003. – 75 с.
6. Якобсон В.Б. Малые холодильные машины / В.Б. Якобсон. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 368 с.
7. Зеликовский И.Х. Малые холодильные машины и установки: Справочник / И.Х. Зеликовский, Л.Г. Карлан. – М.: Агропромиздат, 1989. – 672 с.
8. Фираго Б.И. Теория электропривода: Учебн. пособие / Б.И. Фираго, Л.Б. Павлячик. – Мн.: Техноперспектива, 2007. – 585 с.
9. Фрадков А.Л. Адаптивное управление в сложных системах: беспоскоковые методы / А.Л. Фрадков. – М.: Наука, 1990. – 296 с.