

УДК 621.51

## РАСЧЕТ НАГРУЗОЧНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОПРИВОДА УГЛОВОГО КОМПРЕССОРА

А.А. Филипас\*, В.В. Осиненко\*, С.Н. Кладиев, А.А. Фомин

\*Северский технологический институт НИЯУ «МИФИ»

Томский политехнический университет

E-mail: alf@ssti.ru

Предложен алгоритм расчета параметров и характеристик углового поршневого компрессора как специфической нагрузки регулируемого электропривода на основе анализа кинематической схемы. Полученные нагрузочные характеристики используются для уточненного выбора мощности регулируемого электропривода.

### Ключевые слова:

Угловой поршневой компрессор, нагрузочные характеристики электропривода, кинематическая схема, расчет мощности.

### Key words:

Angle reciprocating compressor, load characteristics of electric drive, kinematic scheme, power estimation.

Основной задачей модернизации технологических процессов в промышленности является увеличение энергоэффективности современного производства. Наиболее перспективной в этом плане является оптимизация выбора мощности элементов силовой цепи, а также применение регулируемого электропривода для общепромышленных компрессорных агрегатов с учетом особенностей и режимов их работы.

С этой целью проведено построение нагрузочных диаграмм углового компрессора в функции угла поворота его вала. Существующая методика выбора мощности элементов электрической силовой цепи компрессора направлена на расчёт по усреднённым параметрам, что даже при учёте специфики нагрузки даёт излишний «запас» мощности примерно на 10 %.

Расчет нагрузочных характеристик электропривода компрессора на основе компьютерного моделирования режимов работы позволит произвести уточненный выбор силового оборудования и оптимизировать систему управления электроприводом для обеспечения максимальной энергоэффективности [1–4]. Данная статья является продолжением работ в этом направлении [5] и посвящена классу угловых компрессоров. По кинематической схеме компрессора составлена расчетная схема механизма движения (рис. 1).

На рис. 1 приняты следующие обозначения:  $S_i$  – ход поршня;  $r$  – радиус кривошипа;  $L_i$  – длина шатуна;  $\alpha = \omega t$  – угол поворота коленчатого вала;  $\omega$  – угловая частота вращения коленчатого вала, рад/с;  $\beta_i$  – угол между осью шатуна и осью ряда;  $P_r$  и  $P_{ti}$  – радиальная и тангенциальная составляющие поршневой силы;  $P_{\Sigma i}$  – результирующая поршневая сила;  $N_i$  – нормальная сила ряда;  $P_{\text{ш}i}$  – сила, действующая вдоль шатуна;  $i$  – число двойных ходов поршня за один оборот коленчатого вала.

Текущее значение хода поршня определяется по формуле (1):

$$S = L + r - (L \cos \beta + r \cos \omega t), \quad (1)$$

где  $r$  – радиус кривошипа, м;  $L$  – длина шатуна, м.

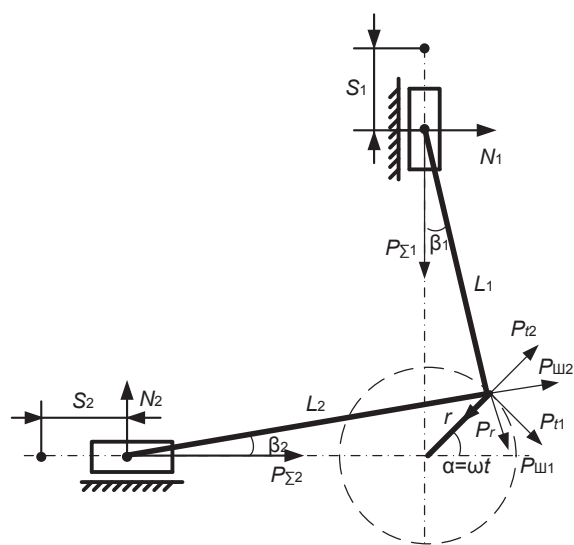


Рис. 1. Расчетная схема механизма движения

Учитывая, что  $\sin \beta / \sin \omega t = r / L$ , т. е. отношению радиуса кривошипа к длине шатуна, которое принято обозначать  $\lambda$ , получим:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \omega t}.$$

Разлагая выражение в степенной ряд и учитывая только первые два члена ряда, имеем:

$$\cos \beta = 1 - (\lambda^2 / 4)(1 - \cos 2\omega t).$$

Подставив (1), получим:

$$S = r \left[ (1 - \cos \omega t) + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\omega t) \right].$$

Радиальная сила проходит через центр вращения кривошипа и не создает вращающего момента относительно этого центра. Таким образом, в создании момента нагрузки механизма участвует пара тангенциальных сил, значения которых зависят от текущего положения коленчатого вала и модуля поршневой силы [2].

Вначале необходимо определить индикаторные мощности в ступенях сжатия, а также требуемые значения частоты вращения коленчатого вала при

минимальной и максимальной производительности компрессора.

Степени сжатия каждой ступени определяются как

$$\varepsilon_i = \frac{p_{ki}}{p_{ni}},$$

где  $p_{ki}$  – конечное давление нагнетания  $i$ -й ступени, Па;  $p_{ni}$  – начальное давление всасывания  $i$ -й ступени, Па.

Плотности воздуха перед всасывающими патрубками первой и второй ступеней можно вычислить по формуле

$$\rho_i = \frac{p_{ni}}{RT_{ni}},$$

где  $R$  – универсальная газовая постоянная сжимаемого воздуха, равная 287,2 Дж/кг·К;  $T_{ni}$  – температура всасываемого воздуха на  $i$ -й ступени, К.

Определяем максимальную производительность, требуемую от компрессора потребителями сжатого воздуха:

$$Q_{\max} = \sum_{i=1}^n Q_{i\max} n_i,$$

где  $Q_{i\max}$  – максимальная подача (расход)  $i$ -го потребителя сжатого воздуха, м<sup>3</sup>/мин;  $n_i$  – количество однородных потребителей  $i$ -го оборудования, шт.

Массовую максимальную производительность компрессора рассчитываем по формуле:

$$m_{\max} = \rho_1 Q_{\max}.$$

Индикаторная мощность  $i$ -й ступени определяется по формуле

$$N_{ni} = \frac{k}{k-1} p_{ni} \bar{Q}_i (\varepsilon_i^{\frac{k-1}{k}} - 1),$$

где  $k$  – показатель адиабаты, численное значение которого для воздуха составляет 1,4.

Суммарная максимальная индикаторная мощность компрессора равна:

$$N_{i\Sigma\max} = N_{i1\max} + N_{i2\max}.$$

Частота вращения коленчатого вала компрессора для обеспечения требуемой производительности определяется по формуле

$$n_i = \frac{Q_i 60}{i V_1 \lambda_1 \lambda_2},$$

где  $Q_i$  – требуемая  $i$ -я производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с;  $V_1$  – рабочий объем цилиндра первой ступени, м<sup>3</sup>;  $\lambda_1$  и  $\lambda_2$  – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна ступеней сжатия.

Рабочий объем цилиндра первой ступени найдем по формуле

$$V_1 = F_1 S = \pi \frac{D_1^2}{4} S,$$

где  $F_1$  – площадь внутренней полости цилиндра, м<sup>2</sup>;  $D_1$  – диаметр цилиндра первой ступени, м.

Находим минимальную массовую производительность:

$$m_{\min} = \rho_1 Q_{\min}.$$

Для определения зависимостей момента статической нагрузки в функции угла поворота кривошипа необходимо рассчитать и построить зависимости поршневых усилий в этой же функции, действующие в обоих цилиндрах. Расчет усилий основан на действительном газовом цикле в цилиндре компрессора, который состоит из этапов сжатия, нагнетания, расширения и всасывания.

Для упрощения расчета не учитываем эффект расширения газа после нагнетания, т. к. данный процесс происходит достаточно быстро и можно считать, что давление газа после полного выталкивания сжатого воздуха из цилиндра скачкообразно падает от давления нагнетания до давления всасывания [2].

Определяем усилия всасывания и нагнетания на каждой из ступеней:

$$P_{г.вс1} = p_{n1} F_{n1}; P_{г.н1} = p_{к1} F_{n1};$$

$$P_{г.вс2} = p_{n2} F_{n2}; P_{г.н2} = p_{к2} F_{n2}.$$

Затем строим усилия сжатия со стороны коленчатого вала в соответствии с уравнением (2):

$$P_{гi} = P_{г.вс} \left( \frac{S_1}{S_{ik}} \right)^k, \quad (2)$$

где  $S_1$  – начальная координата хода поршня, соответствующая началу сжатия, мм;  $S_{ik}$  – текущая координата хода поршня, мм;  $k$  – показатель адиабаты сжатия воздуха.

На первом шаге расчета, когда  $\alpha_{ik}$  и соответствующее ему значение  $S_{ik}$  равны нулевым значениям, возникает проблема неопределенности (при делении ноля на ноль), учитывая, что начальная координата хода поршня  $S_1$  также будет равна нулю. В этом случае за начальную координату  $S_1$  принимают конечное значение хода поршня  $S$ , а за текущую координату  $S_{ik}$  – величину  $S_{ib}$ , которая определяется как

$$S_{ib} = S - S_{ik},$$

где  $S_{ib}$  – текущая координата хода поршня со стороны коленчатого вала;  $S_{ik}$  – текущая координата хода поршня со стороны крышки цилиндра.

При этом условный угол поворота коленчатого вала, соответствующий текущему значению  $S_{ib}$ , определяется как

$$\alpha_{ib} = 180 - \alpha_{ik},$$

где  $\alpha_{ib}$  – текущая координата угла поворота вала со стороны коленчатого вала;  $\alpha_{ik}$  – текущая координата угла поворота вала со стороны крышки цилиндра.

Из формулы (2), подставив вместо текущего значения усилия сжатия значение усилия нагнетания, можно определить текущую координату:

$$S_k = \frac{S_1}{(P_{г.н} / P_{г.вс})^{1/k}}.$$

Решая уравнение (2) относительно  $\alpha$ , получаем, что угол поворота вала, соответствующий данному значению хода поршня, равен 84°.

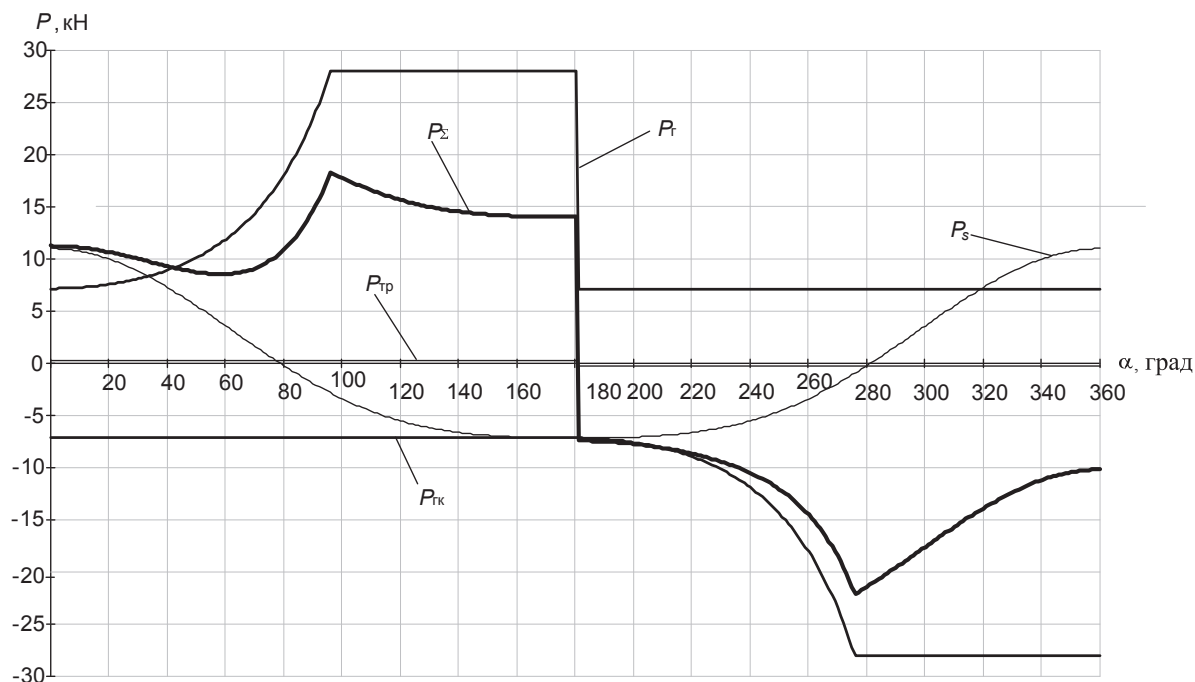
После полного выталкивания газа из цилиндра поршень изменяет направление движения на противоположное, при этом срабатывают всасывающие клапаны, и воздух начинает засасываться в цилиндр до момента времени, которое соответствует полному ходу поршня. Далее цикл повторяется.

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей определяется по формуле

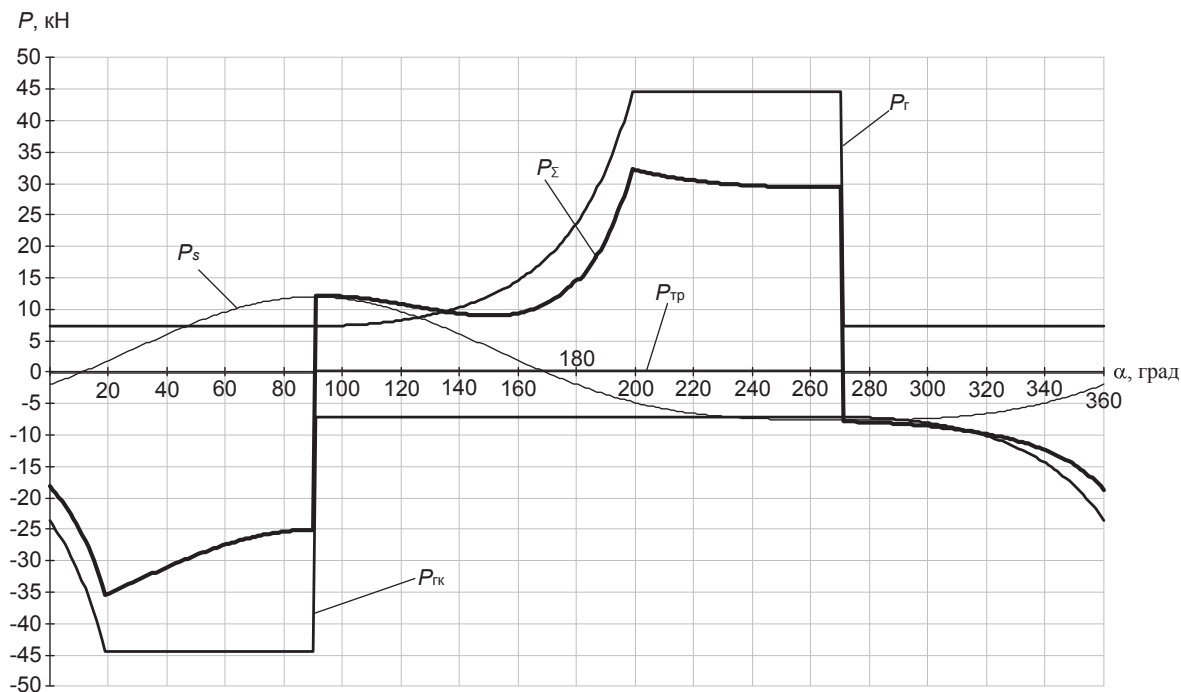
$$P_s = m_s \frac{d^2 S}{dt^2} = m_s r \omega^2 (\cos \alpha_i + \lambda \cos 2\alpha_i),$$

где  $m_s$  – масса возвратно-поступательно движущихся частей, кг.

При работе механизма компрессора возвратно-поступательное движение совершают поршень, кресткопф, шток. Шатун совершает сложное движение, которое является частью возврат-



а



б

Рис. 2. Силы, действующие в цилиндрах компрессора при максимальной частоте вращения вала: а) для первой ступени; б) для второй ступени

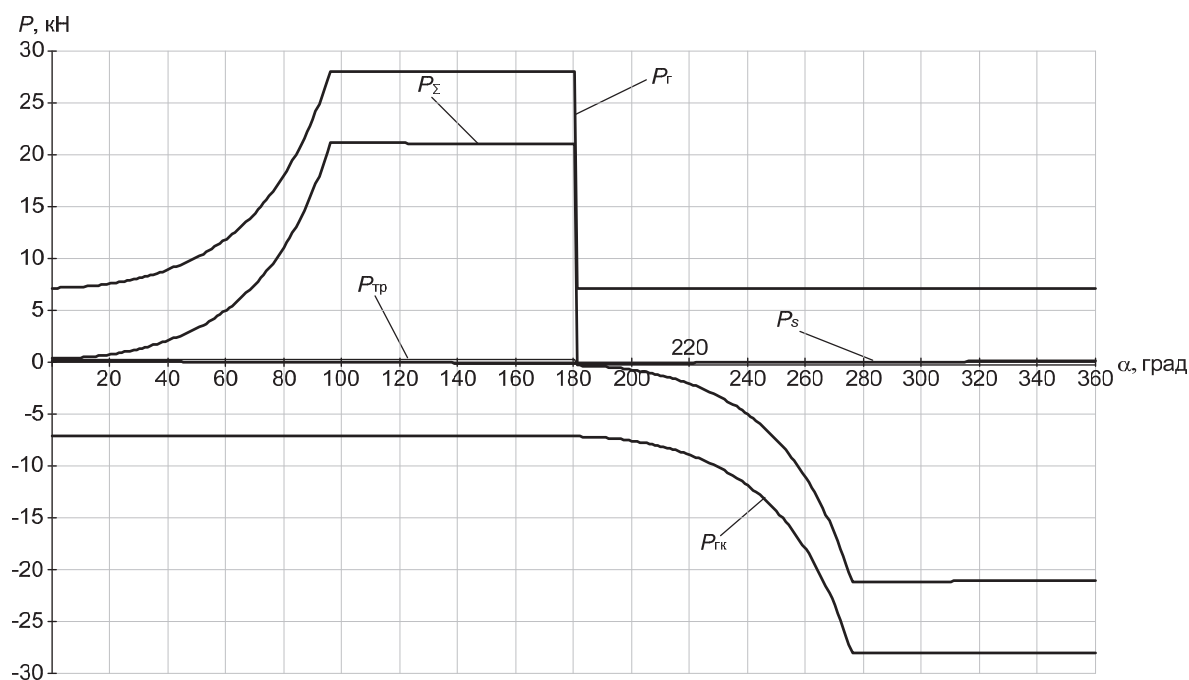
но-поступательного, поэтому массу шатуна разбивают на две части:  $m_{шс}=0,3m_{ш}$  и  $m_{шр}=0,7m_{ш}$ , где  $m_{шс}$ ,  $m_{шр}$  – массы шатуна, участвующие в возвратно-поступательном и во вращательном движении.

Определим суммарное численное значение массы возвратно-поступательно движущихся частей по формуле

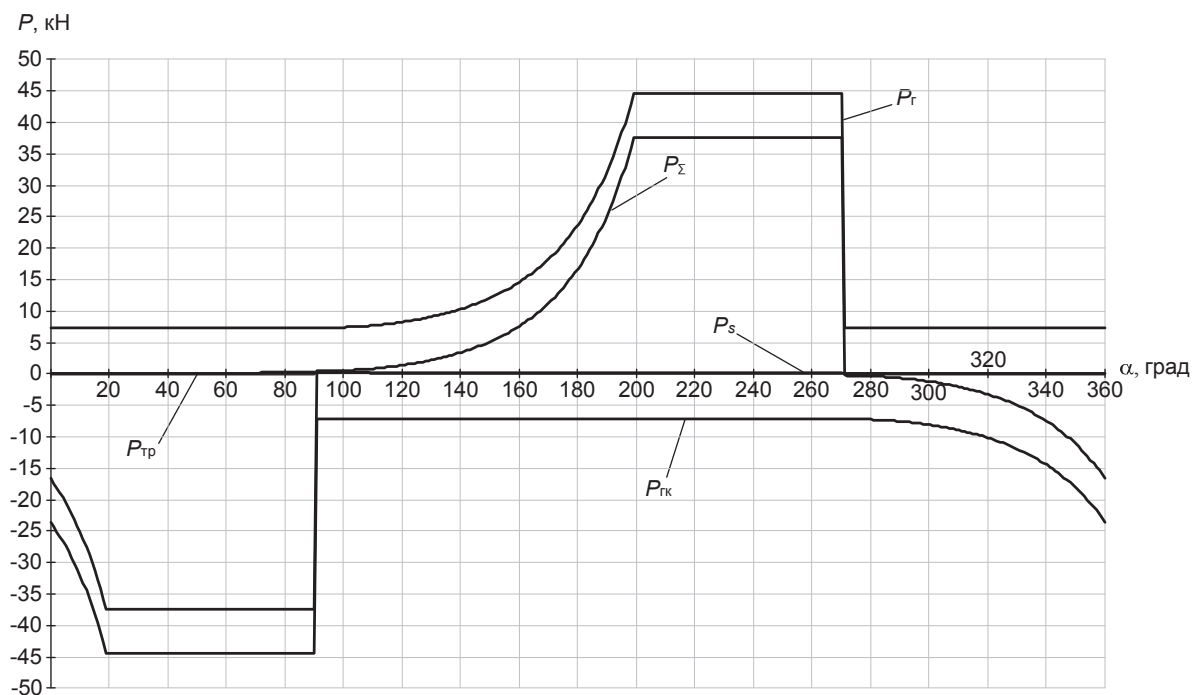
$$m_s = m_n + m_k + m_{шт} + 0,3m_{ш},$$

где  $m_n$ ,  $m_k$ ,  $m_{шт}$  и  $m_{ш}$  – массы поршня, крейцкопфа, штока и шатуна, кг.

Силы трения, действующие в ступенях, полагают постоянными и меняющими знак после каждой половины оборота вала, что соответствует  $180^\circ$ . При выполнении теоретических расчетов считают, что сила трения возвратно-поступательно движущихся частей составляет 60...70 % от общей силы трения. Сила трения возвратно-посту-



а



б

**Рис. 3.** Силы, действующие в цилиндрах компрессора при минимальной частоте вращения вала: а) для первой ступени; б) для второй ступени

пательно движущихся частей определяется по формуле

$$P_{\text{прси}} = \frac{(0,6 \dots 0,7) N_{\Sigma i} (1 - \eta_k)}{2S\omega_i \eta_{kl}},$$

где  $N_{\Sigma i}$  – суммарная индикаторная мощность компрессора при  $i$ -й скорости вращения вала, Вт;  $\eta_k$  – механический КПД компрессора;  $\omega_i$  –  $i$ -я скорость вращения вала двигателя, рад/с.

Результирующую поршневую силу  $P_{\Sigma}$  находим как алгебраическую сумму всех четырех сил, действующих в цилиндре ( $P_{i1}$ ,  $P_{i2}$ ,  $P_{\text{прс}}$  и  $P_{\text{крш}}$ ).

Для учёта влияния на поршень атмосферного давления рассчитываем усилия со стороны крышки  $P_{\text{крш}}$ , которые равны усилиям, действующим на поршень со стороны коленчатого вала, но в противоположном направлении и в противофазе [2].

На рис. 2, а приведены зависимости всех сил, действующих в цилиндре первой ступени, в функции от угла поворота коленчатого вала при максимальной частоте вращения вала для определения суммарной (поршневой) силы.

На рис. 2, б приведены зависимости всех сил, действующих в цилиндре второй ступени, с учетом того, что поршень второй ступени смещен относительно поршня первой ступени на  $90^\circ$ .

Далее рассчитаны значения результирующих усилий и момента нагрузки в ступенях сжатия компрессора при минимальной частоте вращения вала, которая составляет 0,1 от номинального значения.

Газовые усилия в цилиндре при минимальной скорости задания будут те же, что и при максимальной, т. к. значения усилий газовых сил зависят только от соотношения величин давлений всасывания и нагнетания [1]. При изменении частоты вращения изменится сила инерции возвратно-поступательно движущихся частей, т. к. она является функцией квадрата частоты вращения коленчатого вала компрессора.

На рис. 3, а, приведены графики сил, действующих в цилиндре со стороны вала и со стороны крышки, и результирующая сила.

Анализ графика результирующей силы (рис. 3, а) показывает, что действие силы инерции в создании результирующей силы незначительно и результирующая сила практически определяется усилиями газовых сил.

Результаты расчета усилий при минимальной производительности для второй ступени приведены на рис. 3, б.

Далее определен момент нагрузки, создаваемый результирующими усилиями на валу компрессора. Для определения момента нагрузки на валу воспользуемся формулой:

$$M_{\Sigma i} = P_i l = \frac{P_{\Sigma i} l \sin(\alpha_i + \arccos(\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_i}))}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_i}},$$

где  $l$  – плечо, создаваемое результирующими силами первой и второй ступени ( $l=2r$ ), м.

Результаты расчета в виде зависимостей моментов нагрузки в функции от угла поворота вала представлены на рис. 4.

Суммарный момент первой и второй ступени можно посчитать по формуле

$$M_{\Sigma} = r(P_{1\Sigma i} \sin \alpha_i - P_{2\Sigma i} \cos \alpha_i).$$

Следует отметить, что данный момент нагрузки начнет действовать только тогда, когда продувочный ventиль будет закрыт, а двигатель разгонится до максимальной скорости задания (т. е. будет работать в установившемся режиме).

Помимо сил трения возвратно-поступательно движущихся частей, будут действовать силы трения вращательного движения. Момент сил трения вращательного движения составляет обычно 30...40 % от общей силы трения. Момент сил трения вращательного движения определяется по формуле

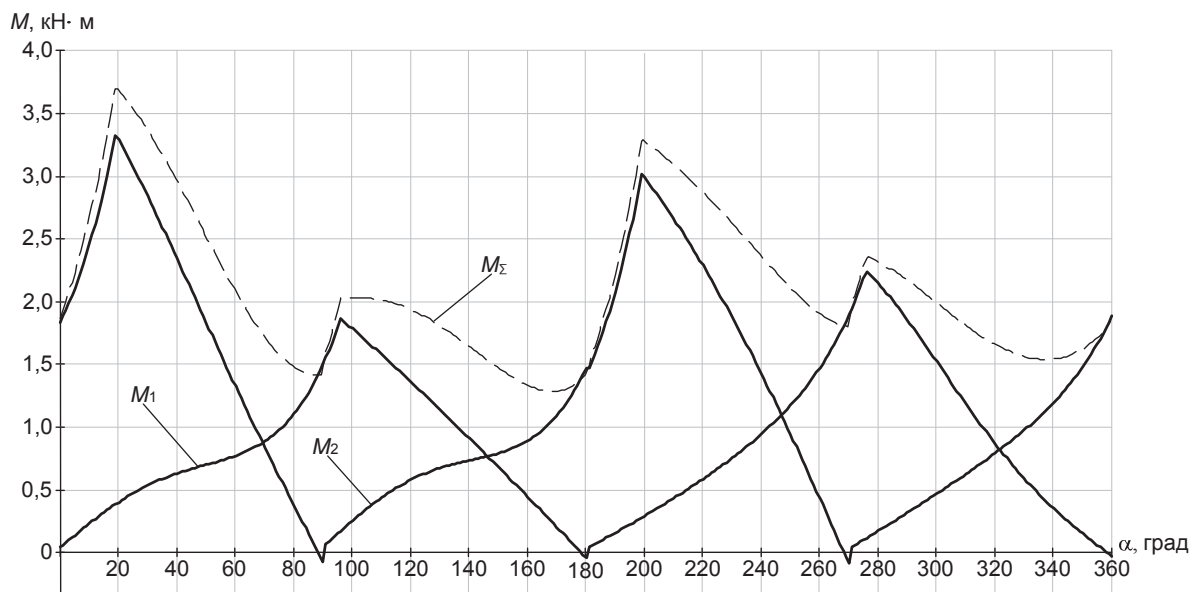


Рис. 4. Моменты нагрузки на валу в функции от угла поворота при максимальной частоте вращения

$$M_{\text{тр. вр}} = \frac{0,35 N_{\Sigma i} (1 - \eta_k)}{\omega_i \eta_k}$$

Из графика суммарного момента на рис. 4 можно определить максимальную и минимальную мощность, необходимую компрессору, и подобрать необходимый по мощности, моменту и диапазону регулирования частоты электропривод.

Приведенные расчеты и графики получены для имитационной модели компрессора 302 ВП10/8 в среде MatLab.

Полученные результаты можно использовать для построения имитационной модели системы автоматического регулирования скорости обобщенного углового поршневого компрессора.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 416 с.
2. Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б.С. Фотина. – Л.: Машиностроение, 1987. – 372 с.
3. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу аппаратов химической технологии / под ред. чл.-корр. АН СССР П. Г. Романкова. 10-е изд., перераб. и доп. – Л.: Химия, 1987. – 576 с.

#### Выводы

Предложен алгоритм расчета параметров и характеристик углового поршневого компрессора, учитывающий характер движения кривошипно-шатунного механизмов первой и второй ступеней сжатия как специфической пульсирующей нагрузки для регулируемого электропривода.

Методика выбора мощности элементов силовой цепи компрессора с учётом изменения его производительности по расчётной упорядоченной нагрузочной диаграмме позволяет снизить излишний запас по мощности электропривода, который имел место при выборе мощности по усреднённой диаграмме.

4. Воронежский А.В. Современные компрессорные станции (концепции, проекты, оборудование). – М.: ООО «Премиум Инжиниринг», 2008. – 614 с.
5. Филипас А.А., Кладиев С.Н., Челядинов Р.Л. Уточненный расчет нагрузочных характеристик электропривода оппозитного поршневого компрессора // Известия вузов. Электромеханика. – 2011. – № 4. – С. 67–71.

Поступила 06.06.2012 г.

УДК 669.337

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗУЧЕНИЯ СУШКИ ГРАНУЛИРОВАННОГО ЧЕРНОВОГО МЕДНО-МОЛИБДЕНОВОГО КОНЦЕНТРАТА МЕСТОРОЖДЕНИЯ «ТАСТАУ»

Л.М. Каримова, Е.Т. Кайралапов, К.Ж. Жумашев, Т.Е. Токбулатов

Химико-металлургический институт, ТОО «Инновация», г. Караганда, Республика Казахстан  
E-mail: lutsia.08@mail.ru

Приведены результаты исследования операции сушки, входящей в технологическую схему, которая включает гранулирование черного медно-молибденового концентрата месторождения «Тастау». Получены математические модели, описывающие закономерности обезвоживания и изменение свойств материала в ходе термической обработки. Контролируемыми показателями являлись относительная убыль массы при сушке, при последующем досушивании гранул, степень их обезвоживания. Установлено, что особенности фазового состава влияют на результаты их последующей обработки. Специфика рассматриваемого материала определяет также и выбор комбинаций обжига и выщелачивания, при использовании которых стало возможным достижение заданной цели – наиболее полного извлечения меди и молибдена.

#### Ключевые слова:

Сушка, гранулирование, черновой флотоконцентрат, факторы, обобщенные функции.

#### Key words:

Drying, granulation, rough flotation concentrate, factors, generalized functions.

Черновой медно-молибденовый концентрат может служить источником извлечения ценных компонентов в раствор. В одном из предлагаемых вариантов ведения процесса, включающего обжиг [1], в качестве подготовительных операций в технологической схеме использованы гранулирование концентрата и сушка полученных гранул [2].

Концентрат характеризуется высокой степенью дисперсности. Поэтому необходимо получить на стадии окатывания такие гранул, которые соответствуют по свойствам основному условию – достижению при обжиге высокого извлечения ценных компонентов. Назначение последних – стабилизация процесса окатывания с образованием гра-