

УДК. 621.01 (575.2) (04)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ГИДРОПРИВОДОМ

В.Э. Еремьянц – докт. техн. наук

Е.С. Дандыбаев – аспирант

Mathematical modeling of the crack and rocking lever percussion mechanisms dynamics in hydraulic drive is described. The parameters of the dynamic processes are determined and compared with experimental researches.

В работе [1] нами предложена математическая модель, описывающая рабочие процессы в кривошипно-коромысловых ударных механизмах с гидравлическим приводом. Она состоит из уравнения движения машины с переменным моментом инерции, уравнений неразрывности потоков жидкости в напорной и сливной магистралях гидросистемы и уравнения движения жидкости в сливной магистрали. Модель позволяет получать зависимости давления жидкости в гидросистеме, угловой скорости и угла поворота вала гидромотора от времени. По этим зависимостям можно установить влияние различных факторов на рабочие характеристики машины: её энергию и частоту ударов, а также на динамические нагрузки, возникающие в элементах машины.

Задачей данной работы являлась оценка достоверности предложенной математической модели путем сравнения получаемых по ней результатов с результатами экспериментальных исследований. Эта оценка проводилась на примере анализа динамики виброударной установки МП-1 для очистки золошлакопроводов, которая проходила промышленные испытания на Бишкекской ТЭЦ.

Предшествующие исследования показывают [2], что с погрешностью, не превышающей 2%, в рассматриваемой модели можно пренебречь давлением жидкости в сливной

магистрали, утечками жидкости и гидравлическими сопротивлениями в гидросистеме. Тогда динамическая модель существенно упрощается и принимает вид:

$$J\dot{\omega} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \omega^2 = \frac{q}{2\pi} p, \quad (1)$$

$$\frac{1}{A_k} (p_0 - p) = \frac{q}{2\pi\eta} \omega + \frac{S^2}{\alpha} \dot{p}, \quad (2)$$

где J – момент инерции машины, приведенный к валу гидромотора и зависящий от угла поворота этого вала φ ; ω – угловая скорость вала гидромотора; q , η – рабочий объем и объемный к.п.д. гидромотора; S – площадь проходного сечения напорного трубопровода; p – давление в напорном трубопроводе; p_0 , A_k – коэффициенты напорно-расходной характеристики гидростанции [2]; α – приведенный коэффициент жесткости гибкого трубопровода, учитывающий сжимаемость жидкости и деформацию стенок трубопровода.

Поскольку модель описывается нелинейными дифференциальными уравнениями, решение этих уравнений отыскивалось численным методом с использованием программы, составленной в среде MathCAD 2001 Professional. При этом вначале определялись зависимости давления в напорной магистрали, угла поворота и угловой скорости вала гидромотора от времени или от угла поворота вала. За-

тем по полученным результатам находились рабочие характеристики машины: энергия A и частота ударов f , ударная мощность N , расход жидкости Q , коэффициент неравномерности давления δ с использованием известных соотношений:

$$A = J_3 \omega_3^2 / 2; \quad f = 1/T; \quad N = Af; \quad (2)$$

$$Q = \omega q / 2\pi; \quad \delta = (p_{max} - p_{min}) / p_{cp}, \quad (3)$$

где J_3 , ω_3 – соответственно момент инерции и угловая скорость ударного элемента – коромысла; T – период движения ударного механизма; p_{max} , p_{min} , p_{cp} – соответственно максимальное, минимальное и среднее давление в напорной магистрали гидромотора.

Как уже отмечалось, расчет параметров проводился применительно к ударной машине МП-1 для очистки золошлакопроводов (рис. 1).

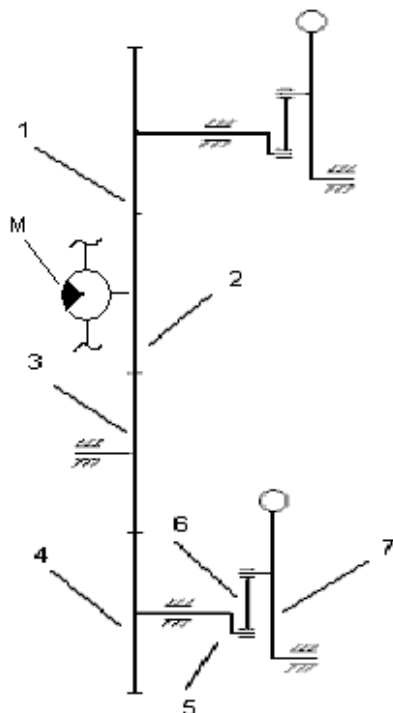


Рис. 1. Кинематическая схема ударной машины МП-1.

В этой машине движение от гидромотора M передается через шестерни трансмиссии 1 – 4 к двум ударным механизмам, состоящим из кривошипа 5, шатуна 6 и коромысла 7, которое, совершая качательное движение, наносит удары по рабочему инструменту.

Машина может работать в двух различных режимах: синхронном, когда оба ударника наносят удары по инструментам одновременно, и асинхронном режиме, когда ударники наносят удары поочередно с разницей углов вращения кривошипов ударных механизмов 180° .

В зависимости от режима работы изменяются начальные условия для системы уравнений (1) – (2). Для синхронного режима они имеют вид:

$$p(0) = p(2\pi), \quad \omega(0) = \gamma\omega(2\pi),$$

а для асинхронного режима:

$$p(0) = p(\pi), \quad \omega(0) = \gamma\omega(\pi),$$

т.е. функция изменения давления в напорной магистрали гидромотора не имеет разрывов в момент удара. Скорость вращения вала двигателя при ударе в общем случае изменяется скачком пропорционально коэффициенту γ , равному отношению коэффициента восстановления скорости коромысла при ударе R к коэффициенту изменения передаточного отношения от коромысла к кривошипу в момент удара K

$$\gamma = R/K, \quad K = -(u_{31+} / u_{31-}).$$

Проведенные нами экспериментальные исследования [3] показали, что коэффициент восстановления скорости коромысла R примерно равен 0,2. Коэффициент K для рассматриваемого механизма равен 0,194. Учитывая эти значения, при расчете было принято $\gamma = 1$, что соответствует отсутствию скачка угловой скорости вала гидромотора в момент удара.

Графики изменения угловой скорости вала гидромотора и давления жидкости в его напорной магистрали в зависимости от времени получены в результате моделирования различных режимов работы машины (рис. 2). На рис. 3 показаны экспериментальные осциллограммы зависимости давления в напорной магистрали от времени, записанные в период промышленных испытаний машины МП-1 на Бишкекской ТЭЦ.

Сравнение теоретических диаграмм изменения давления в напорной магистрали гидропривода от времени с экспериментальными диаграммами показывает, что колебания давления на экспериментальных диаграммах содержат низкочастотную составляющую – с

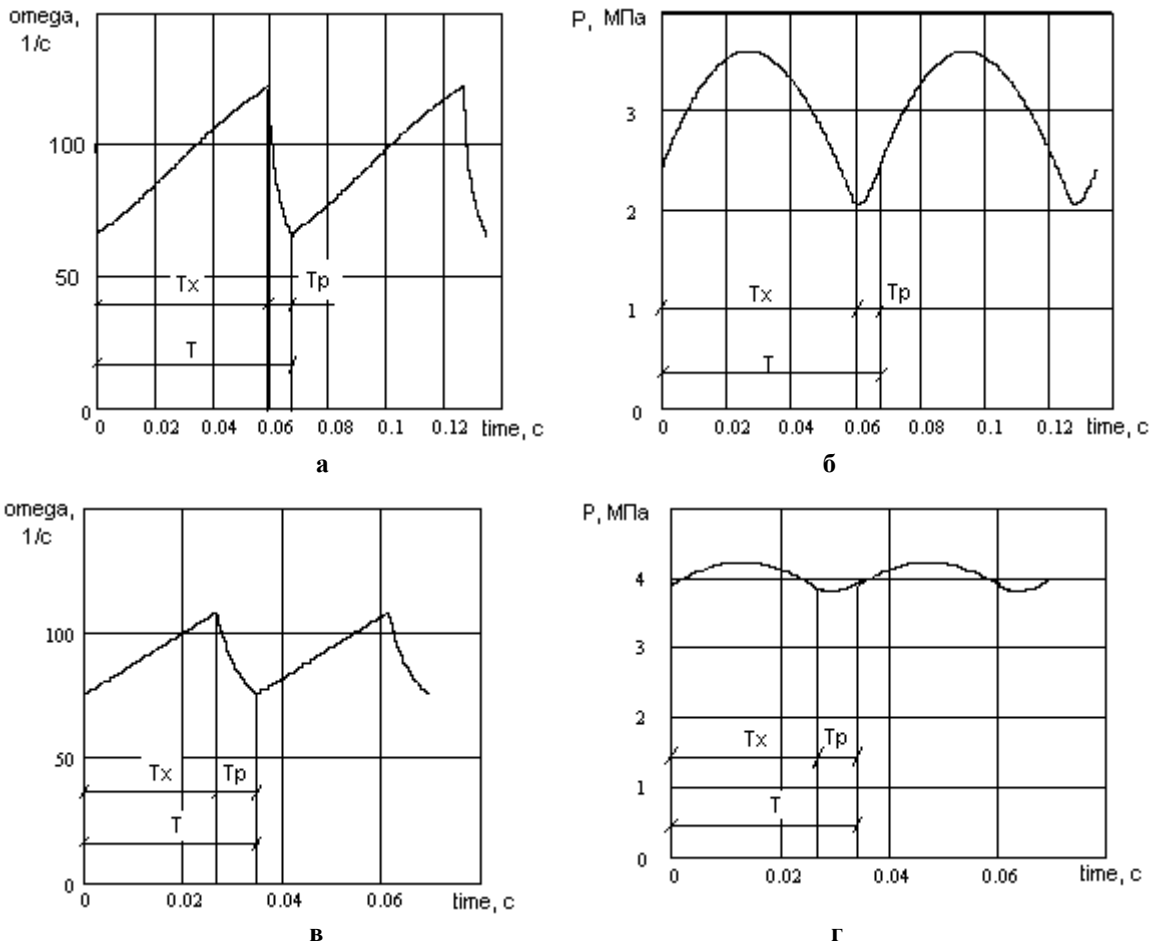


Рис. 2. Графики изменения во времени угловой скорости гидромотора (а, в) и давления в его напорной магистрали (б, г) для синхронного (а, б) и асинхронного (в, г) режимов работы машины.

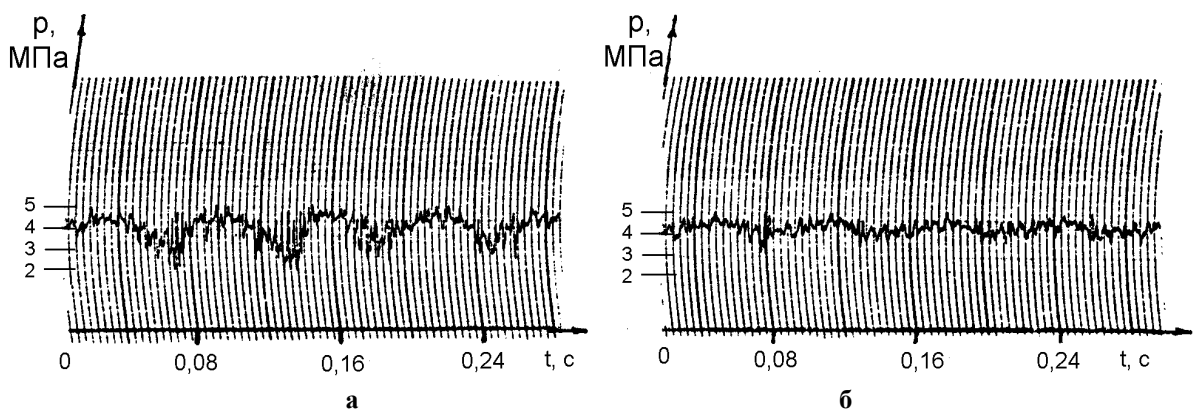


Рис. 3. Экспериментальные диаграммы колебания давления в напорной магистрали гидромотора для синхронного (а) и асинхронного (б) режимов работы машины МП-1.

частотой, равной частоте ударов машины – и высокочастотную составляющую, предположительно связанную с волновыми процессами в гидросистеме, которые в математической модели не учитывались. Качественный характер изменения давления в низкочастотной составляющей колебаний на теоретических (рис. 2) и экспериментальных (рис. 3) диаграммах одинаков. В пределах одного периода давление изменяется по закону близкому к синусоидальному. При этом для синхронного режима работы машины колебания давления существенно больше, чем для асинхронного режима.

Для количественной оценки полученных результатов обратимся к табл. 1, в которой выписаны теоретические и экспериментальные значения минимальных p_{min} , максимальных p_{max} и средних p_c давлений в гидросистеме, а также периодов колебаний давлений T , связанных с частотой ударов. Из приведенных данных видно, что для синхронного режима работы машины расхождение теоретических и экспериментальных значений давлений лежит в пределах 25–50%, а для асинхронного режима работы – в пределах 0,2–8,6%, т.е. существенно меньше. Расхождение в значениях периодов колебаний в обоих случаях не превышает 3%.

Значительное расхождение теоретических и экспериментальных значений давлений при синхронном режиме работы машины может быть связано с неучтенными в модели высокочастотными составляющими колебаний, которые при синхронном режиме имеют большую амплитуду. Второй причиной этого расхожде-

ния могло быть изменение условий проведения эксперимента, который начинался с синхронного режима работы машины при температуре рабочей жидкости 15–20°C. Для асинхронного режима работы температура рабочей жидкости была уже выше. В расчетной модели температура рабочей жидкости принималась равной номинальному значению – 40°C для обоих режимов работы машины.

В целом по полученным результатам можно сделать вывод, что при номинальных условиях работы машины предложенная модель достаточно точно описывает протекающие в ней рабочие процессы.

Используя результаты моделирования, проведем анализ влияния режима работы машины на её рабочие характеристики. Эти результаты приведены в табл. 2, где приняты следующие обозначения: T_x , T_p – соответственно время холостого хода (взвода) и рабочего хода (разгона) коромысла; T_y – время одного цикла движения ударного механизма; ω_y , ω_m – соответственно угловая скорость вала гидромотора в момент удара и максимальное значение угловой скорости; A , f – соответственно энергия и частота ударов каждого ударного механизма.

Прежде всего, следует отметить, что время цикла работы каждого ударного механизма, а следовательно и частота ударов, для обоих режимов работы практически одинаковы и отличаются не более, чем на 3% (табл. 2). В обоих режимах работы время холостого хода коромысла составляет 88%, а рабочего хода – всего 12% от времени всего цикла.

Таблица 1

Режим работы	Теоретический результат				Эксперимент			
	p_{max}	p_{min}	p_{cp}	T	p_{max}	p_{min}	p_{cp}	T
	МПа			мс	МПа			мс
Синхронный	3,6	2,1	2,8	68	4,4-4,6	3,1-3,3	3,8-4,0	66
Асинхронный	4,2	3,8	4,1	35	4,0-4,2	3,4-3,6	3,8-4,0	36

Таблица 2

Режим работы	T_x	T_p	T_y	ω_y	ω_m	ω_m/ω_y	A , Дж	f , Гц	δ
	мс			с ⁻¹					
Синхронный	60	8	68	65,2	122,0	1,87	47,5	14,7	0,54
Асинхронный	62	8	70	75,4	109,0	1,45	63,5	14,3	0,10

Давление в напорной магистрали гидропривода (рис. 2б, г) достигает максимального значения во время холостого хода коромысла. При этом коэффициент неравномерности давления δ при синхронной работе ударных механизмов в 5,5 раза больше, чем при асинхронной работе, что является отрицательным качеством с точки зрения долговечности гидравлической аппаратуры.

Угловая скорость вала гидромотора, а следовательно, и угловая скорость коромысла в момент удара при синхронном режиме работы на 17% меньше, чем при асинхронном режиме. Вследствие этого энергия удара при синхронном режиме работы на 34% меньше, чем при асинхронном режиме.

Отношение максимальной угловой скорости вала гидромотора к угловой скорости в момент удара при синхронном режиме работы в 1,3 раза больше, чем при асинхронном режиме. Следовательно, при синхронном режиме работы звенья механизма имеют примерно в 1,7 раза большие ускорения и на них действуют большие инерционные силы.

Из проведенного анализа следует, что асинхронный режим работы машины является более предпочтительным по сравнению с син-

хронным, поскольку при этом ударные механизмы имеют на 34% большую энергию удара и ударную мощность при существенно меньших динамических нагрузках на звенья механизма и элементы гидросистемы.

Литература

1. Еремьянц В.Э., Дандыбаев Е.С. Моделирование рабочих процессов в кривошипно-коромысловых ударных механизмах с гидроприводом // Проблемы механики современных машин: Материалы второй международной конф. Т.3. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – С. 147–151.
2. Еремьянц В.Э. Построение динамических моделей механизмов. – Ч.3. Модели приводов: Учебно-методическое пособие. – Бишкек: КРСУ, 2001. – 50 с.
3. Еремьянц В.Э., Дандыбаев Е.С., Умербеков Т.Д. Исследование коэффициента восстановления скорости бойка при ударе по упругому волноводу, опирающемуся на металлическую плиту // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы II Международн. научн. симпозиума. – Орел: Изд-во ОГТУ, 2003. – С. 103–108.