УДК 621.01

ДИНАМИКАЛЫК БАЙЛАНЫШТУУ ТҮЗҮМҮ ӨЗГӨРҮЛМӨ УРГУЛООЧ МЕХАНИЗМДИН КИНЕТОСТАТИКАЛЫК ЭСЕПТӨӨСҮНӨ КЭЭ БИР ТАКТООЛОР

РЕЗУЛЬТАТЫ УТОЧНЕННОГО КИНЕТОСТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С ДИНАМИЧЕСКОЙ СВЯЗЬЮ

SOME REFINEMENTS OF THE KINETOSTATIC CALCULATION OF THE VARIABLE STRUCTURE MECHANISM WITH DYNAMIC COUPLING

Ж. Усубалиев, К.Т. Эликбаев, Н.Н. Кынатбекова

Адатта, калтектүү айлануучу механизмдерди кинетостатикалык изилдөөдө аракеттенүүчү күү күчүнүн чоңдугу жана багыты, жетектөөчү тогоо туруктуу ылдамдык менен кыймылдайт деген ыктымалдуулуктун (допущение) негизинде аныкталат. Бирок, чындыгында тогоо бейөлчөмдүү кыймылдайт, муну биз ушундай түрдөгү механизмдерге жүргүзгөн эксперименттер тастыктап турат. Жетектөөчү тогоонун бейөлчөмдүү кыймылдашына, механизмдин кыймылдуу тогоолорунун салмактарынын күү күчтөрү жана ургучтун толкун өткөргүч менен кагылышуусунан кийинки каршы-аракет күчү таасирин тийгизет. Ошондуктан ургулоочу механизмдин жетектөөчү тогоосунун бир мерчимдеги иштөө кыймылынын так сүрөтүн алыш үчүн кинетостатикалык эсептөөдө ар бир тогоонун бейөлчөмдүү кыймылын эске алуу керек.

Бул иште ургулоочу механизмдин тогоолордун бейөлчөм кыймылдашын эске алуу жана эске албоо менен, динамикалык байланыштуу түзүмү өзгөрүлмө ургулооч механизмдин кинетостатикалык эсептөөнүн ыкмалары каралган.

Обычно при кинетостатическом исследовании рычажных вращающихся механизмов действующие силы инерции по величине и направлению определяются исходя из допущения, что ведущее звено двигается с постоянной скоростью. Но, на самом деле оно двигается неравномерно, что подверждается проведенными нами экспериментами механизма такого типа. На неравноверность движения приведенного звена оказывают влияние инерционные силы движущихся масс звеньев механизма и реактивная сила после соударения бойка с волноводом. Поэтому для получения точной картины движения ведущего звена за один цикл работы ударного механизма необходимо учитывать неравномерность движения каждого звена при проведении кинетостатического расчета.

В данной работе приведены методики кинетостатического расчета механизма переменной структуры с динамической связью без учета и с учетом неравномерности хода звеньев ударного механизма.

Usually, in the kinetostatic study of lever rotating mechanisms, the acting inertial forces in magnitude and direction are determined based on the assumption that the leading link moves at a constant speed. But, in fact, it moves unevenly, this is confirmed by the experiments conducted on this type of mechanism. The non-uniformity of the movement of the reduced link is influenced by the inertial forces of the moving masses of the links of the mechanism and the reactive force after the collision of the striker with the waveguide. Therefore, to obtain an accurate picture of the movement of the leading link in one cycle of the impact mechanism, it is necessary to take into account the unevenness of the movement of each link during the kinetostatic calculation.

This paper presents the methods of kinetostatic calculation of the mechanism of variable structure with dynamic coupling without taking into account and taking into account the unevenness of the stroke of the links of the impact mechanism.

Түйүн сөздөр: *ургулоочу механизм; бурчтук ылдамдык; ылдамдануу; ийри муунак; тээк; күү күчү; теңсалмактооч күчү; допшолордогу каршылык күчтөр; кинетостатикалык изилдөө; ылдамдануунун жаныма түзүүчүсү, теңөлчөмсүздүк.*

Ключевые слова: *ударный механизм; угловая скорость, ускорение; кривошип; шатун; сила инерции, уравновешивающая сила; реактивные силы в шарнирах; кинетостатическое исследование; тангенциальная составляющая ускорения, неравномерность.*

Keywords: *impact mechanism; angular velocity, acceleration; crank; connecting rod; inertial force, balancing force; reactive forces in supports, kinetostatic studies, tangential acceleration, irregularity.*

Известно, что для выполнения определенных видов работ, таких как разрушение твердых материалов, бучардирование, уплотнение грунта, разрыхление и т.д., требуется импульсное приложение сил к обрабатываемому объекту. На практике выполнение подобных работ осуществляется с помощью различных ударных механизмов, как ручных так и навесных, где передача энергии от источника к обрабатываемому материалу происходит через жесткие элементы конструкции машины. Последнее обстоятельство приводит к неизбежному возникновению реактивных сил в механических системах, воздействующих на опоры и шарниры ударных механизмов, что снижает долговечность машины в целом. Поэтому при создании ударных машин и механизмов одной из основных задач является максимальное снижение реактивных сил и их составляющих, что позволяет увеличить надежность и долговечность. Решение этой непростой задачи может быть осуществлено в результате поиска и разработки новых схем ударных механизмов,

тщательного анализа кинематики и динамики движения звеньев механизма. Одним из направлений поиска является создание механизмов переменной структуры.

Из литературных источников известны несколько вариантов схем механизмов переменной структуры, где переход механизма из одной структуры в другую в принципе осуществляется различными способами переключения или замыкания звеньев [1]: механически [2], кинематически [3] и динамически [4].

Недостатками механизмов с механическими и кинематическими замыканиями являются сложность конструкции и трудность обеспечения устойчивого режима работы. Кроме того, такие ударные механизмы имеют весьма низкую долговечность, так как реактивная сила во время удара имеет значительную величину и воздействует на шарниры и опоры [2, 3].

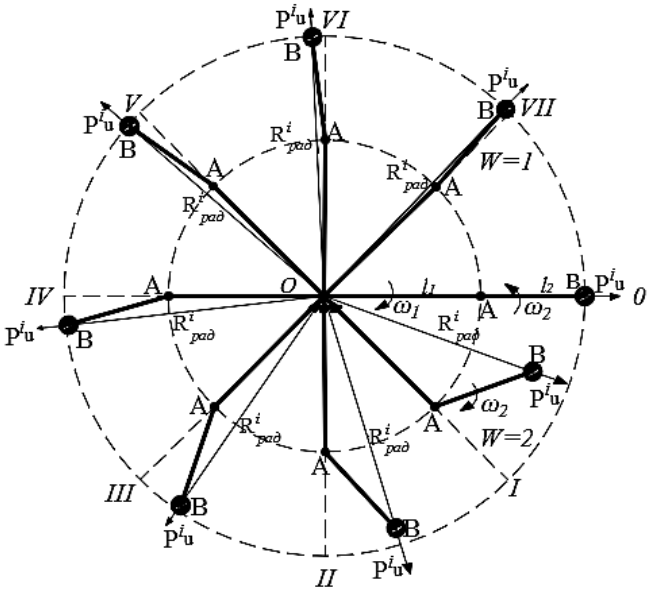


Рисунок 1 – Ударный механизм переменной структуры с динамической связью

Иное дело с двухзвенными механизмами с переменной структурой (Рисунок 1), состоящими из стойки О, кривошипа ОА и шатуна АВ, причем ударная масса сконцентрирована в точке В. Здесь звеном, выполняющим роль ударника, является шатун, причем до выхода на предударную позицию и после нанесения удара он движется самостоятельно. В принципе для увеличения частоты ударов

и уравновешивания масс к кривошипу могут быть присоединены несколко шатунов с ударной массой (два, четыри и более).

Рассмотрение кинематики такого ударного механизма показывает, что ударная масса на этапе выхода к периферии вращения и после соударения с волноводом (см. Рисунок 1, положения *I–VI*) имеет две степени свободы, т.е. механизм двухподвижен, а на выходе в предударное положение (Рисунок 1, положения *VII–0*), когда кривошип и шатун выстраиваются в одну линию, механизм имеет одну степень свободы за счет действующих на него сил инерции, вследствие чего ударный механизм переходит в одноподвижный.

Целью работы является уточнение кинетостатического расчета ударного механизма переменной структуры с динамической связью с учетом неравномерности угловой скорости кривошипа.

Кинематика и кинетостатика предложенного механизма без учета неравномерности угловой скорости кривошипа ранее были рассмотрены в работах [5, 6].

При первоначальном кинетостатическом исследовании для упрощения анализа и лучшего понимания механики движения и действия сил принимались некоторые допущения. А именно, вся масса сконцентрирована в точке В (см. Рисунок 1), угловая скорость кривошипа – постоянна, т.е. $\omega_1 = const$. Тогда сила инерции, которая является определяющей по величине и по направлению находится только исходя из нормальной составляющей ускорения ударной массы относительно точки О. Результаты превоначального кинетостатического расчета приведены в работе [6].

Ранее были проведены экспериментальные исследования образца ударного МПС с динамической связью с двумя ударными массами весом $m_1 = m_2 = 1,62 кг$, создающие энергию удара до $A = 50 Дж$ при частоте вращения ведущего звена $n = 360$ об/мин. с частотой ударов $f = 12 Гц$, результаты которых приведены в работе [8]. По результатам проведенных экспериментальных исследований построена диаграмма изменения угловой скорости ведущего звена (кривошипа), показанная на Рисунке 2.

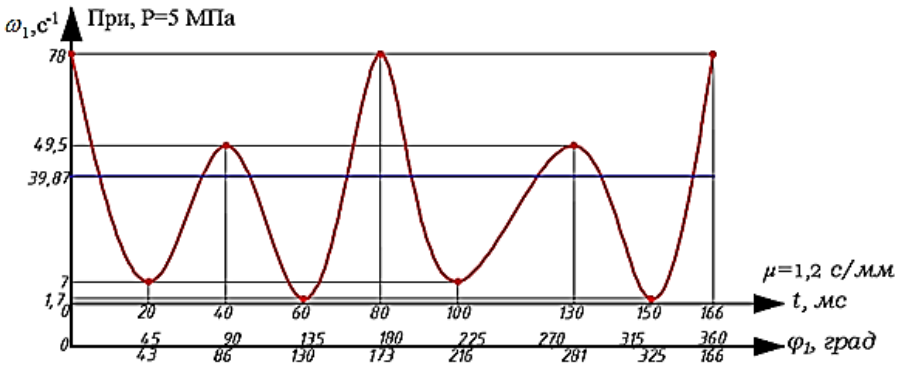


Рисунок 2 – График зависимости изменения угловой скорости ведущего звена от угла поворота кривошипа, при $n_1 = 360$ об/мин

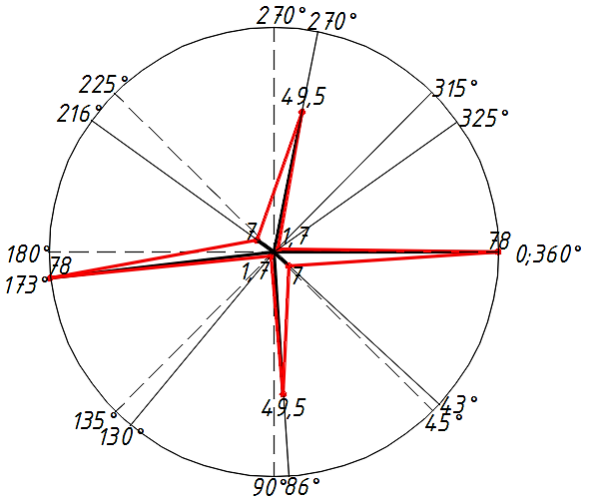


Рисунок 3 – Годограф изменения угловой скорости ведущего звена при $n = 360$ об/мин

На диаграмме 2 и годографе 3 за начальный момент принят момент соударения ударной массы с волноводом при угле поворота кривошипа $\varphi_1 = 0$ градусов. Из годографа наглядно видно, что после соударения угловая скорость кривошипа снижается до минимального значения, затем вновь увеличивается за счет продолжающегося вращения ведущего звена. Достигнув вновь какого-то максимального значения (момент соударения ударной массы с

опорой после отскока) скорость вновь снижается до какого-то минимального значения за счет отрицательного направления силы инерции P_u ударной массы. Далее скорость кривошипа вновь увеличивается до максимального значения и при $\varphi_1 = 173^o$ вторая ударная масса занимает предударную позицию, так как механизм имеет две ударные массы, то за один оборот кривошипа происходит два соударения с волноводом. Далее процесс повторяется.

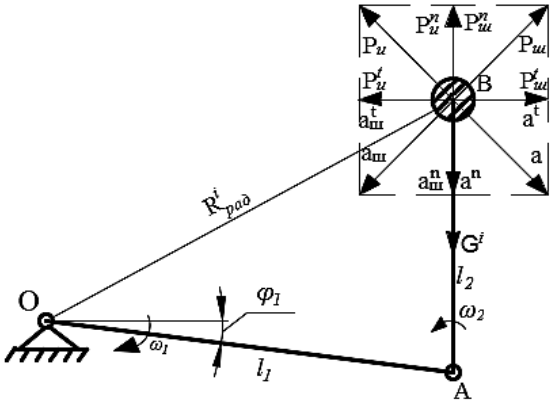


Рисунок 4 – Схема инерционных сил
и ускорений ударной массы после отскока

Снижение угловой скорости ω_1 до минимального значения можно объяснить следующим образом. Рассмотрим часть механизма, на которой происходит передача энергии от бойка волноводу. После нанесения удара кривошип и шатун вращаются с разными угловыми скоростями ω_1, ω_2 и ускорениями a_1, a_2 в разные стороны, т.е. шатун двигается относительно точки А, как самостоятельное звено в противоположную сторону вращения кривошипа, имея силу инерции $P_ш$ (Рисунок 4). Силы инерции $P_ш$ и P_u стремятся к периферии вращения (см. Рисунок 4), растягивая (выпрямляя) звенья (кривошип и шатун), что приводит к замедлению угловой скорости ω_1 . Такая неравномерность движения механизма приводит к изменению действующих сил на его звенья и кинематические пары.

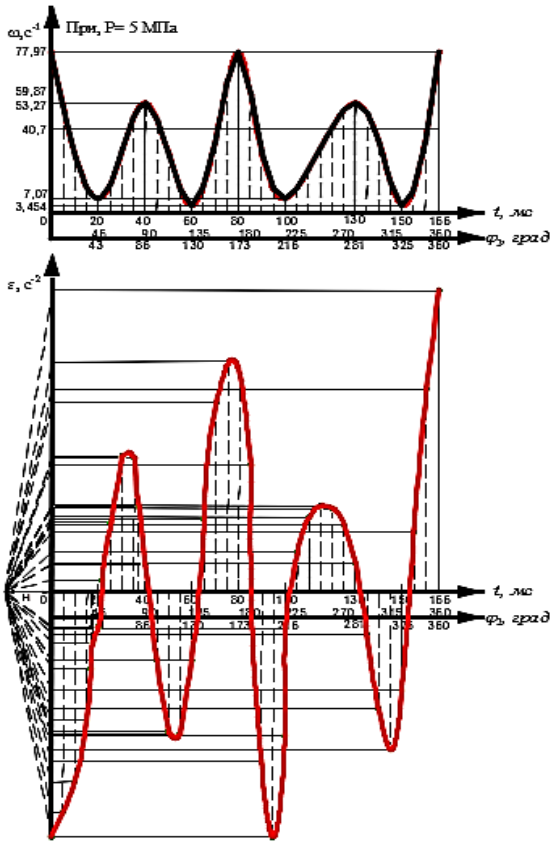


Рисунок 5 – Диаграмма изменения угловой скорости и ускорения от угла поворота кривошипа

Поэтому необходимо было определить угловое ускорение ведущего звена механизма графическим дифференцированием, используя график зависимости изменения угловой скорости от угла поворота кривошипа $\omega_1(\varphi_1)$ (Рисунок 5), который дал возможность определить величину тангенциального составляющего линейного ускорения кривошипа, а также истинную величину и направление силы инерции.

Используя принцип статической определимости и принцип Даламбера, из полученных графиков угловой скорости и ускорения, определяем реакции в кинематических парах с учетом неравномерности угловой скорости ведущего звена механизма, начиная с начального положения (за начальное – примем крайнее положение механизма в момент удара) (Рисунок 6).

Из плана положений звеньев для произвольного поворота ведущего звена двух-массового механизма определяется радиус-вектор $R_{рад}$ и $R'_{рад}$ (Рисунок 6 а).

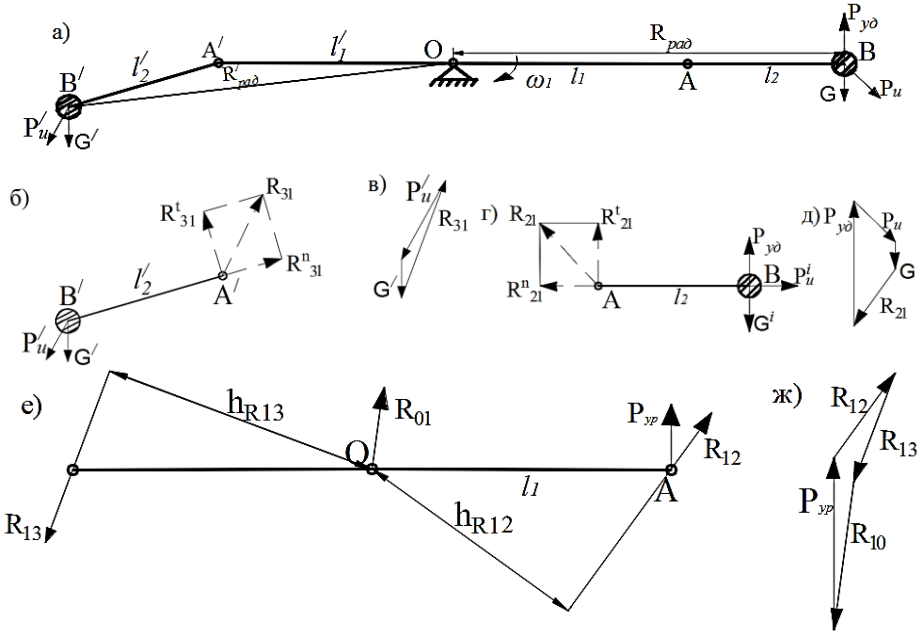


Рисунок 6 – Начальное положение механизма (а), расчётная схема шатуна A/(б) и план сил шатуна A/ (в), расчётная схема шатуна A(г) и план сил шатуна A (д), расчётная схема кривошипа (е) и план сил кривошипа (ж)

Из условия $\sum \overline{P_A} = 0$ и $\sum \overline{P_{A'}} = 0$, т.е. когда одна ударная масса участвует в передаче энергии, а вторая ударная масса находится в противоположной части кривошипа, по зависимостям $\overline{P_u} + \overline{G} + \overline{P_{уд}} = 0$ и $\overline{P'_u} + \overline{G'} = 0$ определяются реактивные силы R_{12} и R_{13} в шарнирах A и A/ (Рисунок 6, б-д).

Здесь $\overline{P_u}$ – сила инерции первой ударной массы, $\overline{P'_u}$ – сила инерции второй ударной массы, которые определяются как $P'_u = P_u = \sqrt{P_u^{n^2} + P_u^{\tau^2}}$, где P_u^n – нормальная составляющая силы инерции: $P_u^n = a^n \cdot m = \omega_1^2 R_{рад} m$, здесь $a^n = \omega_1^2 R_{рад}$ – нормальная составляющая линейного ускорение кривошипа; P_u^τ – тангенциальная составляющая силы инерции, определяемая как

$P_u^\tau = a^\tau \cdot m = \varepsilon \cdot R_{рад} \cdot m$, где $a^\tau = \varepsilon \cdot R_{рад}$ – тангенциальная составляющая линейного ускорения кривошипа;

$G = G^{/} = m \cdot g$ – силы тяжести первой и второй ударной массы.

Силу удара $P_{уд}$ определяем из эмпирической зависимости [7]:

$$P_{уд} = K^{0,4} \left(1,25 \cdot m \cdot V^2\right)^{0,6},$$

где $K = \dfrac{2E}{3(1-\mu^2)}\sqrt{r}$, здесь E – модуль упругости материала; μ – коэффициент Пуассона материала, r – радиус ударной поверхности.

Величину уравновешивающей силы из условия $\sum M_{uo} = 0$; или

$$\overline{P_{ур}} \cdot l_1 + \overline{R_{12}} \cdot h_{R12} - \overline{R_{13}} \cdot h_{R13} = 0, \text{ откуда } \overline{P_{ур}} = \frac{\overline{R_{13}} \cdot h_{R13} - \overline{R_{12}} \cdot h_{R12}}{l_1},$$

где h_{R12} –плечо реактивной силы на шарнире A, h_{R13} – плечо реактивной силы на шарнире $A^{/}$.

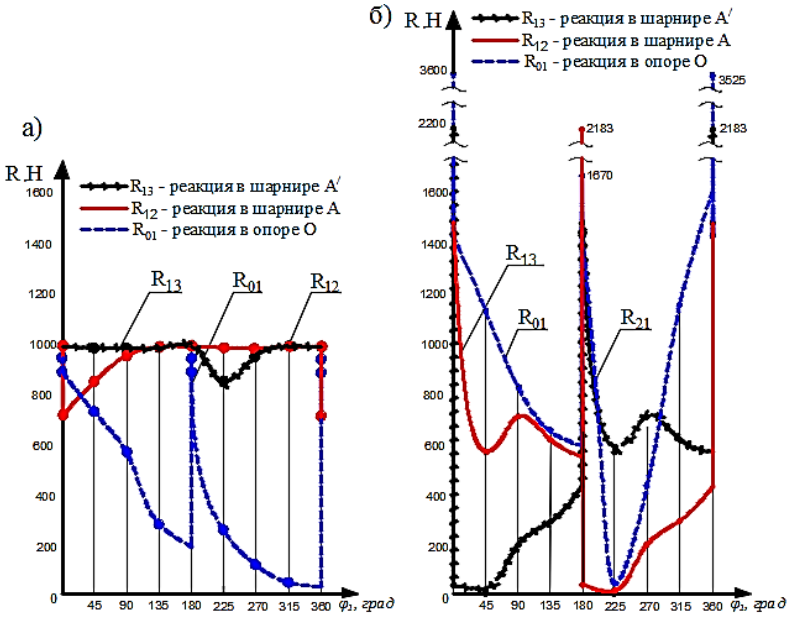
Из $\sum \overline{P_0} = 0$ определяется реакция R_{01} (Рисунок 6 ж).

Приведенный момент определяется: $M_{пр} = M_{дв} + M_{тр}$,

где $M_{дв}$ – движущий момент относительно опоры О; $M_{тр}$ – момент трения в опоре О, $M_m = R_{01} \cdot r_ц \cdot k$, здесь $r_ц$ – радиус цапфы, k – коэффициент трения качения.

С учетом величины и направления ускорения, силы инерции ударной массы и момента трения в опоре О построены диаграммы реактивных сил в шарнирах (Рисунок 7 б) и приведенного момента (Рисунок 8 б) для каждого положения механизма.

Из графика (Рисунок 7 а) видно, что реактивные силы $R_{12,}R_{13}$ в шарнирах А и А$^{/}$ почти не изменяются, а реактивная сила R_{01} в опоре O после соударения снижается до минимального значения до следующего соударения. Это можно объяснить тем, что во время удара реактивная сила резко повышается, но т.к. его величина не превышает 600 Н можно предположить, что данная величина ничтожно мала для разрушения элементов опоры.

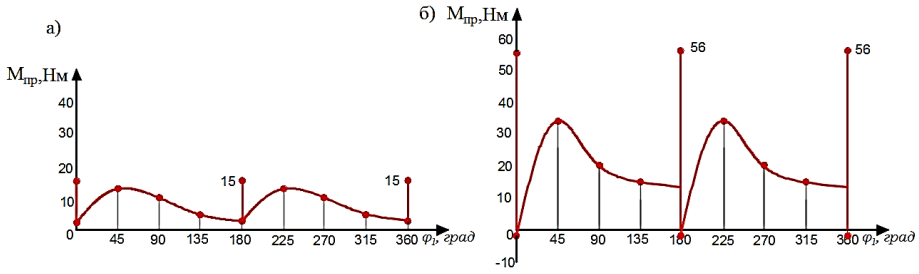


а – при $\omega_1 = const$. б – при $\omega_1 \neq const$.

Рисунок 7 – График зависимости реактивных сил R_{01}, R_{21}, R_{31} от угла поворота кривошипа φ_1

Анализ диаграммы реактивных сил (Рисунок 7 б) позволяет сказать, что за один оборот кривошипа реактивные силы в шарнирах А и $A^{/}$ повторяются, что можно объяснить тем, что симметрично расположенные ударные массы балансируют движение ударного механизма. Следует отметить, что в момент нанесения удара реактивные силы незначительно возрастают, но эти реактивные силы не успевают передаваться на опору, так как время соударения ударника с волноводом составляет всего лишь 256 мкс [6].

Реактивные силы, определенные с учетом неравномерности угловой скорости ведущего звена (Рисунок 7 б), значительно отличаются от первоначально полученных результатов (Рисунок 7 а), когда допускалось, что $\omega_1 = const$. Это можно объяснить тем, что колебание угловой скорости ведущего звена существенно влияет на величину и характер изменения силы инерции, а силы инерции, свою очередь, влияют на реактивные силы в кинематических парах механизма.



а – при $\omega_1 = const.$ б – при $\omega_1 \neq const.$

Рисунок 8 – График зависимости приведенного момента $M_{пр}$ от угла поворота кривошипа φ_1

Диаграмма приведенного момента (Рисунок 8) наглядно показывает, что первоначально полученные результаты $М_{пр}$ (Рисунок 8 а) намного меньше, чем полученное $М_{пр}$ при уточненном расчете (Рисунок 8 б). Это можно объяснить тем, что в первом случае не были учтены неравномерность и момент трения в кинематических парах механизма. А при уточненном расчете были учтены изменение угловой скорости ведущего звена и момент трения в кинематических парах механизма.

Выводы

Установлено, что ударный механизм переменной структуры с динамической связью работает неравномерно и в процессе работы изменяется угловая скорость ω_1 и ускорение ε_1 ведущего звена механизма.

Установлено, что после отскока шатун вращается в противоположную сторону относительно оси вращения, имея силу инерции $P_ш$. Эта же сила инерции шатуна и сила инерции ударной массы $P_и$ стремятся к периферии вращения, растягивая звенья (выпрямляя) (кривошип и шатун), что приводит к замедлению угловой скорости ведущего звена.

Установлено, что неравномерность движения ведущего звена механизма существенно влияет на величину и направления действующих сил на его звенья и кинематические пары.

Из сравнения диаграмм (Рисунки 7 а и 7 б), установлено что реактивные силы, полученные с учетом неравномерности движения ведущего звена механизма по величине и характеру измене-

ния, отличаются от результатов, полученных без учета неравномерности движения ведущего звена.

При определении величины и направления действующих сил (сил инерции и реактивные силы) и приведенного момента на звеньях и кинематические пары есть необходимость учитывать неравномерность движения ведущего звена. При этом их определения производить по изложенной методике.

Литература

1. *Усубалиев, Ж., Эликбаев, К.Т., Кынатбекова, Н.Н.* Механические ударные механизмы переменной структуры. – Бишкек // Машиноведение. Имаш НАН КР, 2015. № 2. С. 3–11.

2. *Абдраимов, С.* Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. С. Абдраимов, М.С. Джуматаев. – Бишкек: Илим, 1990. – 175 с.

3. *Джуматаев, М.С., Каримбаев, С.Т., Баялиев, А.Ж.* Ударные механизмы с разделяющимся бойком. – Бишкек: Илим, 2015.

4. *Усубалиев, Ж., Эликбаев, К.Т,. Кынатбекова, Н.Н. У*дарный механизм переменной структуры с динамической связью. – Бишкек: Машиноведение. Иьаш НАН КР, 2016. № 4, С. 3–16.

5. *Усубалиев, Ж., Эликбаев. К.Т., Кынатбекова. Н.Н.* Графоаналитический метод исследования ударного механизма переменной структуры с динамической связью // Известия НАН КР. Илим. 2018. С. 29–36.

6. *Усубалиев, Ж., Эликбаев, К.Т., Кынатбекова, Н.Н.* Кинетостатика ударного механизма переменной структуры с динамической связью // Материалы международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы информатики, механики и робототехники. Цифровые технологии в машиностроении». Нац. Инженерн. Академия РК, ИММаш и Инст. Информ. и вычисл. техники. – Алмата: Гылым НАН РК. 2018. С. 152–153.

7. *Еремьянц, В.Э.* Пример выбора рациональных параметров ударной системы ротационного ударного механизма. – Бишкек: Машиноведение. ИМА НАН КР, 2020. № 1(11). С. 84–90.

8. *Усубалиев, Ж., Эликбаев, К.Т., Райымбабаев, Т.О., Кынатбекова, Н.Н.* Результаты экспериментального исследования образца ударного механизма переменной структуры с динамической связью. Машиноведение. 2020. № 11(3). С. 73–82.