ствия этого и выработать соответствующие мероприятия. Как вариант может быть рассмотрено сближение передаточных чисел трансмиссии. На стадии концептуальных оценок это решение позволит избежать проблем, трудно устранимых на заключительных стадиях проектирования и в эксплуатации.

Заключение.

Разработанные специализированные методика и программное обеспечение, типовые расчетные схемы, методика выбора их параметров и начальных условий моделирования позволяют на концептуальной стадии проектирования машины оценить правильность выбора ее скоростного ряда с позиций динамики трансмиссии.

Работа выполнена при поддержке INTAS (проект INTAS 00-217).

Литература. 1. Orlandea N.V. ADAMS, theory and application // Proc. of the 3rd Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics on roads and tracks. Supplement to Vehicle System Dynamics, vol. 16, 1987. 2. Альгин В.Б., Колесникович А.Н. Моделирование узлов трансмиссии в среде ADAMS // Сб. трудов Второй конференции пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (Москва, 17-18 апреля 2002 г.) / Под ред. А.С.Шадского. — Москва, 2002. — С. 351 —356. 3. Альгин В. Б. Динамика, надежность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. — Минск: Навука і тэхніка, 1995. — 256 с. 4. Algin V.B., Drabyshevskaya O.V. Transmission Dynamics Based on Regular Dynamic Schemes // Актуальные проблемы динамики и прочности в теоретической и прикладной механике. — Мн.: УП “Технопринт”, 2001. — С.23-27.

УДК 621.88.024

А. В. Кузьмин

КИНЕМАТИКА ДИСКРЕТНО- ВОЛНОВОГО МЕХАНИЗМА

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Работа посвящена кинематике дискретно- волновых механизмов с гибкими связями. В качестве объекта исследования выбран механизм с гибкой связью, который обеспечивает один угловой шаг ведомого цилиндра за один полный оборот ведущего водила. Его структура хорошо иллюстрирует процессы формирования и перемещения поперечной волны на гибком звене(нити). Данный механизм отличается простотой конструкции, отсутствием деталей со сложной технологией производства, плавностью работы и способностью проскальзывать при перегрузках. Его схема показана на рис. 1.

Гибкое звено(нить) 4, например ремень, охватывает цилиндр 3. Левый конец нити прикреплен к неподвижному звену(точке) O_2, а правый конец прикреплен к компенсационной пружине 5. Водило (генератор волн) 1 с роликом 2 вращается по часовой стрелке вокруг оси O независимо от цилиндра 3. При входе в контакт с гибким звеном (нитью) ролик 2 образует на нем бегущую поперечную волну деформации. Это требует перемещения гибкого звена(нити) с правой стороны на левую, что сопровождается растяжением компенсационной пружины 5. В результате силы трения между нитью и поверхностью цилиндра поворачивают его в направлении перемещения гибкого звена(нити), т. е. против часовой стрелки. Процесс формирования волны и соответствующего поворота цилиндра на некоторый угол φ_3 происходит в рабочей фазе одного поворота водила наугле φ_w, затем следует фаза остановки цилиндра, когда активные кинематические процессы отсутствуют. В этой фазе на дуге, р авной $2\varphi_0$, сформированная ранее волна перемещается водилом без изменения ее контура. Далее, на дуге φ_w наблюдается фаза разрушения волны и по ее окончании компенсационная пружина снова сокращается до начальной длины. Наконец, на дуге $2\varphi_0$ следует фаза паузы, когда водило не имеет контакта с гибким звеном. После этого в той же самой последовательности следующий угловой период 2π поворота водила повторяется с теми же фазами (стадиями). Таким образом, движение управляемого цилиндра будет иметь циклический характер, то есть с чередующимися стадиями поворотов и остановок.

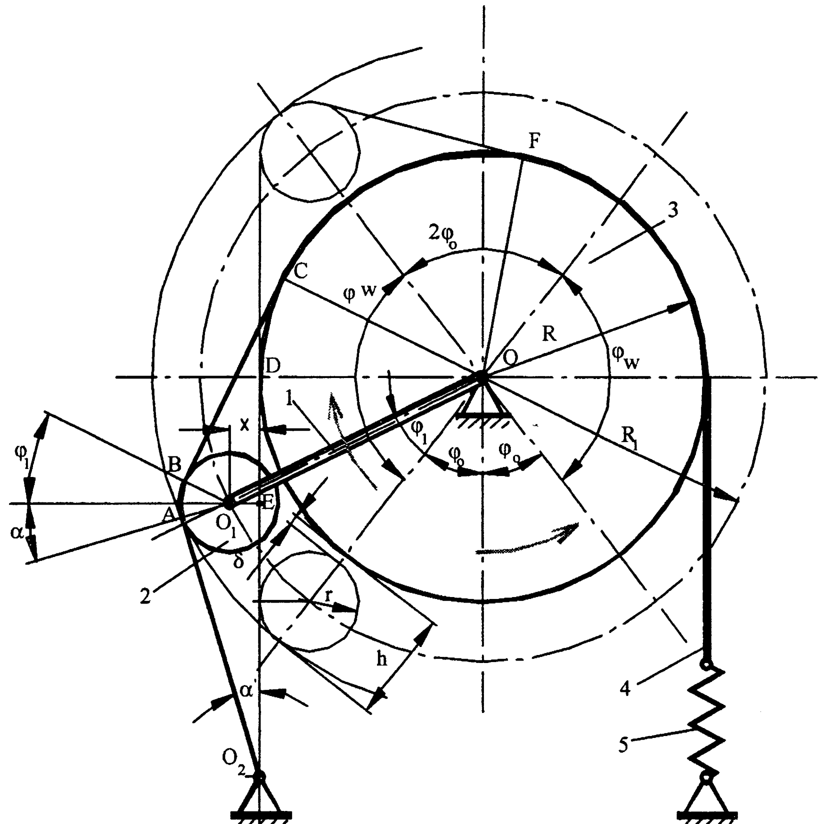

Рис. 1. Схема дискретно- волнового механизма

Стадии остановки могут быть уменьшены до минимума за счет увеличения угла охвата цилиндра гибким звеном (нитью). Взаимодействие гибкой связи с цилиндром может быть основанным на трении между ними или на принципе зацепления. В первом случае гибкая связь может быть плоская, круглая (например, трос) или в виде клинового ремня. Соответственно этому должен быть профиль шкива. Во втором случае можно использовать цепь, а вместо цилиндра должна иметься звездочка с соответствующим профилем зубьев.

Очевидно, что поворот ведомого звена 3, который является цилиндром, на некоторый угол φ_3 произойдет за счет увеличения длины гибкого звена при его контакте с роликом, вращающемся вместе с водилом. Это увеличение S длины равно разнице наклонных и опорных участков контура волны. В текущем положении водила, определяемом углом φ_1, наклонные и изогнутые участки - O_2A, AB и BC, и опорные участки O_2D и DC. Таким образом

$$S = \varphi_3 R = O_2 + AB + BC - (O_2 D + DC).$$

Обозначим: $O_2 D = l$; $ED = y$; $O_2 O_1 = d$.

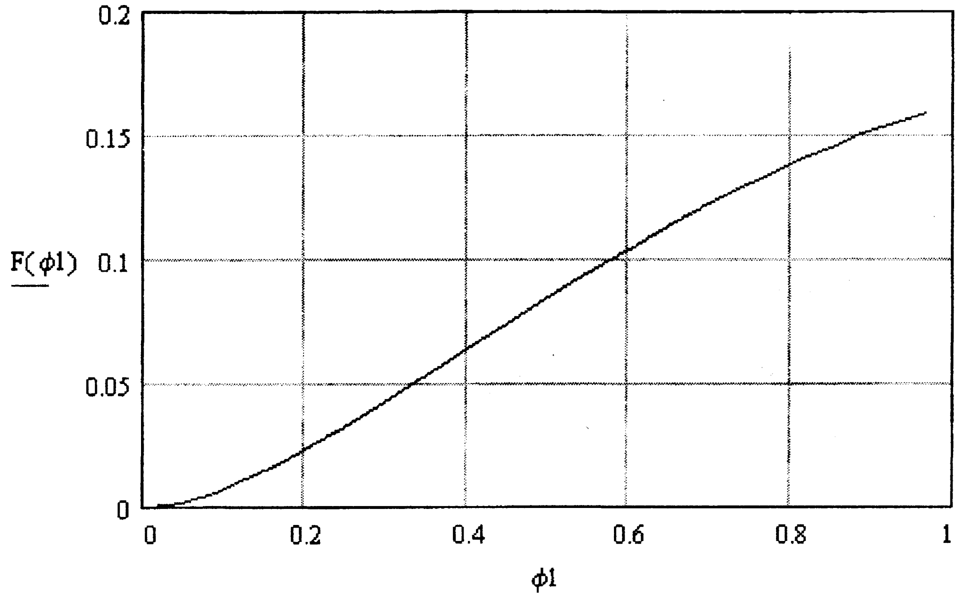

Рис. 2. График передаточной функции положений механизма

Мы используем концепцию, известную в геометрии как степень точки. Степень точки O_2 относительно круга радиуса r с центром O_1 равна

$$P^2 = d^2 - r^2 = x^2 + (l-y)^2 - r^2$$

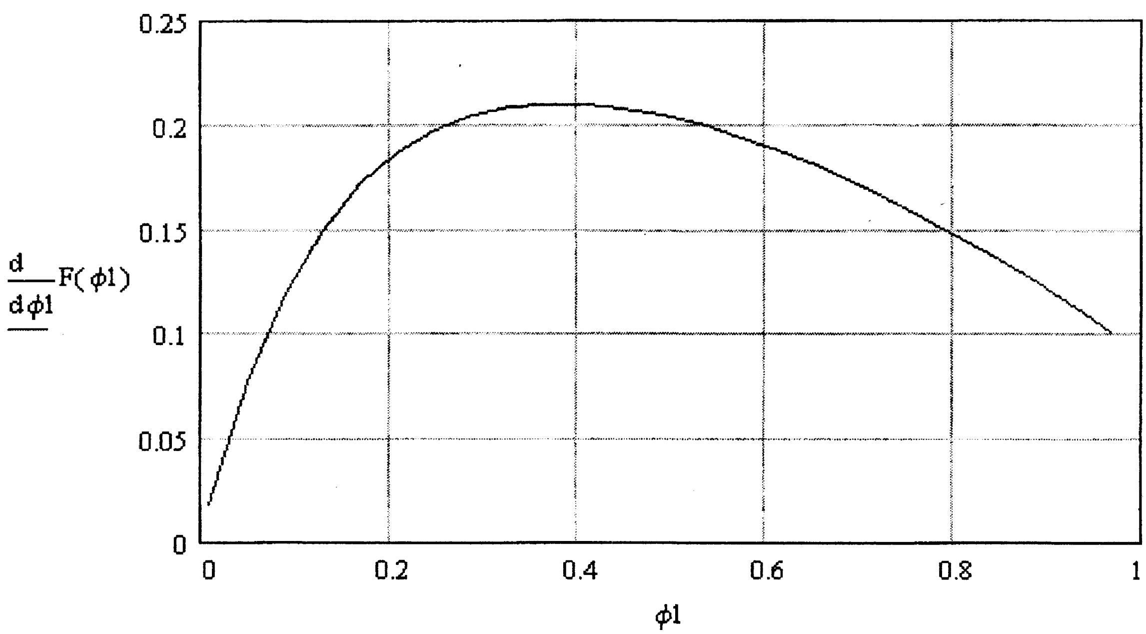

Рис.3. График передаточной функции скоростей механизма

Известно, что касательная $O_2\ A = p$. Очевидно, что $x = R_1 sin(\varphi_1+\varphi_0) - R$, и $y = R_1 cos(\varphi_1+\varphi_0)$, тогда

$$O_2 A = \{[R_1 \cdot sin(\varphi_1+\varphi_0) - R]^2 + [l - R_1 \cdot cos(\varphi_1+\varphi_0)]^2 - r^2\}^{1/2}$$

Далее мы найдем, что: $AB = r(\varphi_1+\alpha)$; $BC = R_1 \cdot cos\varphi_0$; $\varphi_0 = asin(R-r)/R_1$; $DC = \varphi_1 R$;

$$\alpha = atan(x/(l-y)) + atan(r/p).$$

Введем дополнительно следующие обозначения:

h - высота полностью сформировавшейся волны, $h = 2r + d$;

ψ - главный геометрический параметр механизма, $\psi = h/R$;

$$\kappa_1 = R_1/R;\ k_2 = l/R;\ k_3 = r/R.$$

Подставим эти величины в предыдущие выражения и, заменив $\varphi_3=S/R$, а также обозначив $O_2A/R=p/R=C=\{[k_1\cdot sin(\varphi_1+\varphi_0)-1]^2+[k_2-k_1\ cos(\varphi_1+\varphi_0)]^2-k_3^2\}^{1/2}$, получим $\varpi_3=f(\varphi_1)=C+k_3(\varphi_1+\alpha)-\varphi_1+k_1\cdot cos\,\varphi_0-k_2;$

$$\alpha=atan\{[k_1\cdot sin(\varphi_1+\varphi_0)-1]/[k_2-k_1\cdot cos(\varphi_1+\varphi_0]\}+atan(k_3/C).$$

Зависимость $\varphi_3 = F\ (\varphi_1)$ представляет собой передаточную функцию перемещений (уравнение связи) механизма, который определяет закон движения ведомого звена.. На ее основе в среде программы Mathcad построен график рис. 2 в координатах $\varpi_1—f(\varphi_1)$ при следующих значениях параметров механизма: $k_1 = 1.11;\ k_2 = 1.0;\ k_3 = 0.1.$

Известно, что производная $\varphi'_3=\varphi'_3(\varphi_1)$ представляет собой передаточную функцию скоростей. Программа Mathcad позволяет строить графики производной, не обращаясь к дифференцированию функции $f(\varphi_1)$в аналитической форме. На рис. 3 этот график представлен для ранее принятых параметров механизма. Передаточное отношение, выраженное через угловые скорости цилиндра 3 и водила 1 равно: $i_{31}=\omega_3/\omega_1= d\varphi_3/d\varphi_1$, тогда $\omega_3=\omega_1\cdot d\varphi_3/d\varphi_1$

(ω_3 и ω_1 - соответственно угловые скорости цилиндра и водила). Окружная скорость цилиндра будет равна: $v_3=\omega_3\cdot R$.

Угловое ускорение цилиндра ε_3

$$\varepsilon_3=d\omega_3/dt=d(\omega_1 i_{31})=i_{31}\cdot d\omega dt+\omega_1\cdot di_{31}/dt.$$

При $\omega_1= const$ и, принимая во внимание, что $\varphi_1=d\varphi_1/dt$ мы должны получить:

$$\varepsilon_3=\omega_1^2\cdot di_{31}/d\varphi_1.$$

Передаточная функция углового ускорения цилиндра

$$\varepsilon_3/\omega_1^2= di_{31}/d\varphi_1=d(d\varphi_3/d\varphi_1)/\,d\varphi_1= d^2\varphi_3/d\varphi_1^2$$

Это выражение представляет собой вторую производную передаточной функции перемещений механизма.

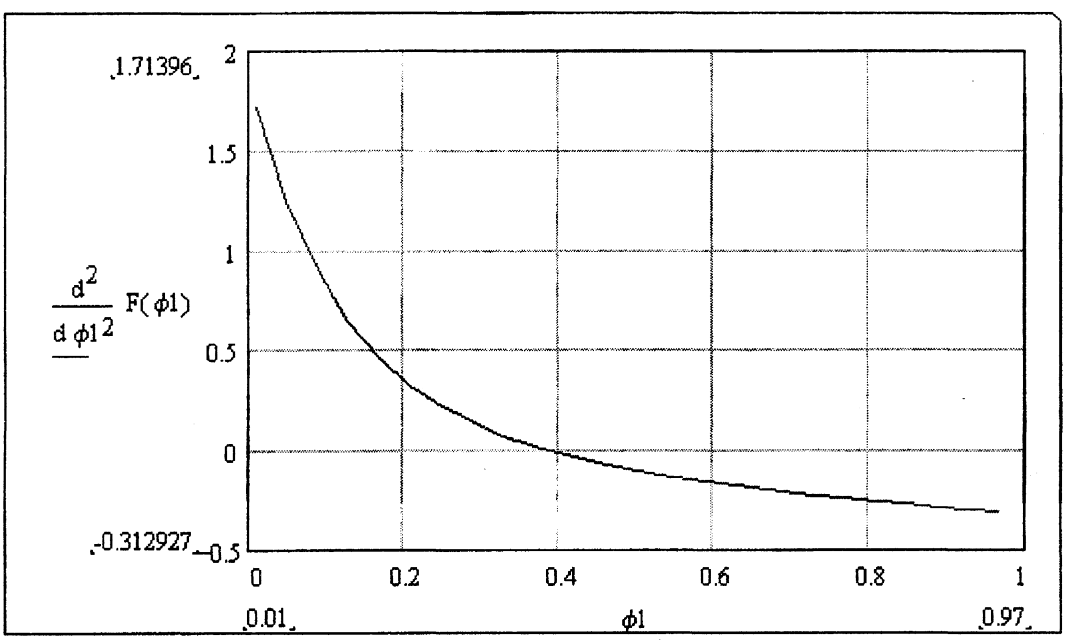

Рис. 4. График передаточной функции ускорений

На рис. 4 показан график передаточной функции ускорений механизма. Он построен с помощью упомянутой программы Mathcad для приведенных выше параметров механизма.

Анализ графиков на рис. 2, 3, 4 указывает на благоприятную кинематическую характеристику механизма.

Поверхностные графики упомянутых передаточных функций были получены также для различные значений параметра ψ. Они позволяют анализировать его влияние на кинематику механизма. Однако ввиду ограниченного объема статьи они не представлены.

Передаточное отношение механизма может быть определено либо относительно рабочей фазы механизма для дуги φ_w или относительно периода 2π работы водила (т. е. для одного его оборота). В первом случае мы получим $i_{\varphi w}=\varphi_w / \varphi_{3max}$, во втором случае $i_{2\pi}=2\pi / \varphi_{3max}$, где φ_{3max} - угол, накопленный в течение рабочей стадии поворота цилиндра. Значение φ_{3max} может быть определено по графику рис. 2. Угол $\varphi_w = \pi-2\varphi_0 = \pi-2\cdot asin[(R-r)/ R_1]= \pi- asin[(1-k_3)/k_1]$.

С другой стороны угол φ_{3max} может быть определен из рассмотрения полностью сформировавшейся волны на дуге DF. Эта волна соответствует активной фазе кинематической характеристики механизма. Очевидно, что накопленное на дуге φ_w перемещение нити равно разнице длин частей нити на дуге DF и длине этой дуги на поверхности цилиндра. После соответствующих преобразований мы получим

$$\varphi_{3max} = 2\cdot k_1\cdot sin\{ acos[(1-k_3) / k_1]\}-2\cdot acos[(1-k_3) / k_1]\cdot(1-k_3);$$

$$i_{\varphi w}= \{0.5\cdot\pi-asin[(1-k_3) / k_1]\}/ \{ k_1\cdot sin\{ acos[(1-k_3) / k_1]\}- acos[(1-k_3) / k_1]\cdot(1-k_3)\};$$

$$i_{2\pi}= \pi/\{ k_1\cdot sin\{ acos[(1-k_3) / k_1]\}- acos[(1-k_3) / k_1]\cdot(1-k_3)\}.$$

На рис. 5 кривые $i_{\varphi w} =f(\psi)$ и $i_{2\pi}=F(\psi)$ построены в среде Mathcad для $k_1 = 0.01$ при различных значениях $\psi=h/R= 2\cdot k_3+0.01$.

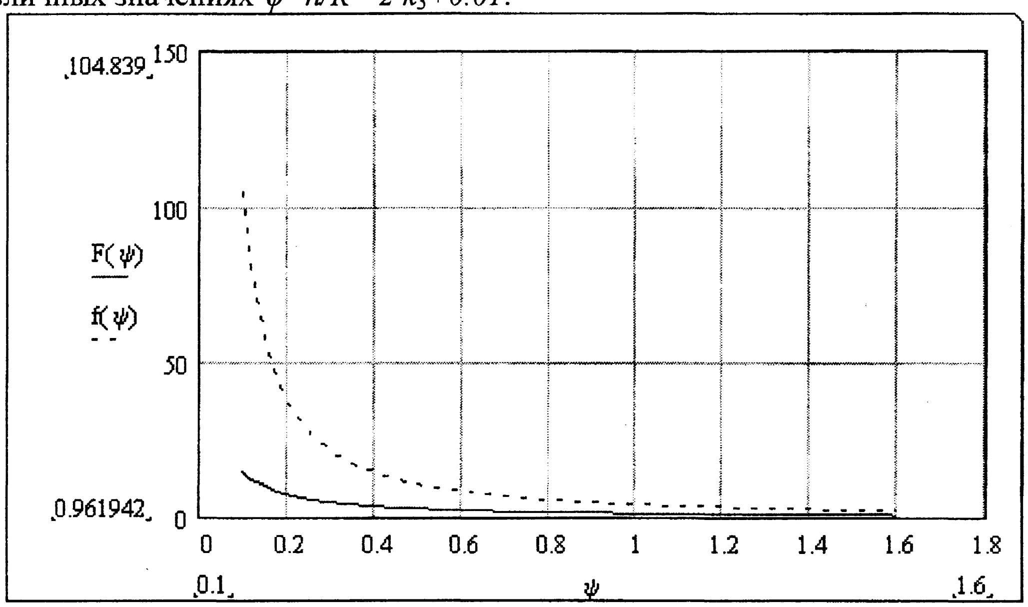

Рис. 5. Графики передаточных отношений $i_{\varphi w} =f(\psi)$ и $i_{2\pi}=F(\psi)$

Из графика рис. 5 следует, что можно получить большие передаточные отношения при малых значениях ψ. В то же время, при $\psi>1.1$ механизм становится мультипликатором с передаточным отношением, меньшим единицы.

Обозначения величин по осям графиков рис. 2, 3, 4 и 5 даны в специфичной для среды Mathcad форме.

Литература. Dobrolyubow A. I. Kusmin A. W. Neue Wellenschrittmechanismen.- Feingeratetechnik, Berlin, 1986, *N* 1,s. 19-20.