

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

Д.М. Лукичев, Г.А. Тимофеев

Утверждены
редсоветом МВТУ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ
РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЕС ЭВМ

Методические указания
для курсового проектирования

Под редакцией К.В. Фролова

Москва

1983

Данные методические указания издаются в соответствии с учебным планом.

Рассмотрены и одобрены кафедрой "Теория механизмов", методической комиссией факультета ОТ и учебно-методическим управлением.

Рецензенты: к.т.н. доц. Попов С.А.,
к.т.н. доц. Дудко В.Д.

©

Московское высшее техническое училище
имени Н.Э. Баумана

Оглавление

1. Постановка задачи. Исходные данные	8
2. Кинематические параметры механизма	6
3. Силы инерции и моменты сил инерции звеньев. Учет сил тя- жести звеньев	9
4. Определение сил в кинематических парах механизма	9
5. Схема алгоритма и программа расчета на ЕС ЭВМ	18
6. Проверка результатов решения графоаналитическим способом	17
7. Построение годографов сил и анализ результатов	26
8. Силовой расчет 6-звенного механизма	27

1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Расчет ведется в системе СИ. Цель расчета — определение усилий в кинематических парах плоского рычажного механизма с учетом динамической (инерционной) нагрузки на звенья, т.е. с учетом сил инерции и моментов сил инерции звеньев. Решение такой задачи необходимо для последующих расчетов машины на прочность, жесткость, вибростойкость, для расчета ожидаемого износа элементов кинематических пар с целью определения ресурса работы и надежности машины, для определения давления смазочного слоя и мест подвода смазки в подшипниках и др. Методика расчета рассматривается на примерах внеосного кривошипно-ползунного и более сложного 6-звенного механизмов.

Расчетная схема кривошипно-ползунного механизма в рабочем положении дана на рис. 1 в системе координат $AxOy_0$. Если механизм центральный, то внеосность (дезаксиал) $e = 0$. Кинематические параметры механизма удобнее определять в системе координат AxU , повернутой на угол β относительно оси Ax_0 . Для горизонтальной схемы $\beta = 0$ или 180° , для вертикальной $\beta = 90^\circ$ или 270° . Положительное направление угла β и углов, отсчитываемых от оси Ax , совпадает с направлением вращения кривошипа I — против часовой стрелки (расчет в правой системе координат). Если же начальное звено (кривошип) вращается по часовой стрелке, то ось U имеет противоположное направление (U'), и положительное направление углов — по часовой стрелке (расчет в левой системе координат); в этом случае угол наклона β' оси X фиксируется от оси X'_0 в направлении по часовой стрелке.

За обобщенную координату механизма примем угловую координату звена I и обозначим ее (для упрощения последующих записей) буквой ψ (без индекса I); тогда угловая скорость звена I $\omega = \dot{\psi}$, угловое ускорение звена I $\varepsilon = \ddot{\psi}$.

Центр масс S_1 звена I принят совпадающим с точкой A; положение центра масс S_2 шатуна 2 должно быть задано; координата центра масс l_{CS3} звена 3 пока не задается, поскольку она влияет лишь на положение точки приложения силы Q_{43} . Расчет ведется за цикл установившегося движения машины (чаще всего за I оборот вала машины), а при переходном режиме работы (например, разгоне) — на заданном угле поворота кривошипа, начиная с его начального (первого) положения, определяемого координатой ψ_1 ; для центрального механизма ($e = 0$) обычно при-

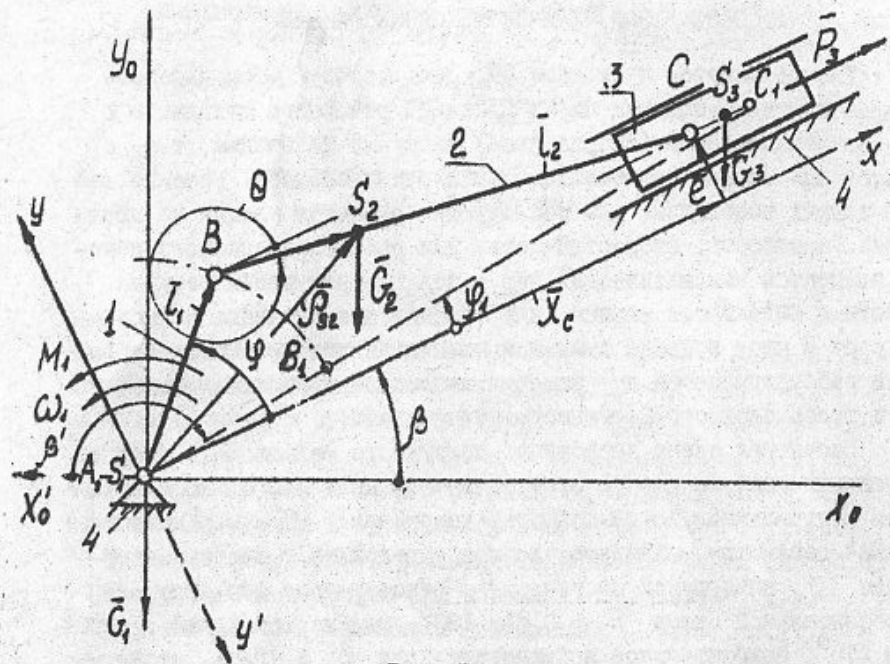


Рис. 1

нимают $\psi_1 = 0$ или 180° . Внешняя нагрузка в виде силы $P_3(\psi)$, приложенной к ползуну (или поршню) 3, должна быть задана таблицей по результатам расчета I-го листа проекта; сила положительна, если по направлению совпадает с положительным направлением оси X (см. рис. 1); в противном случае $P_3 < 0$. Таким образом, в отличие от метода приведения сил, знак силы не зависит от направления скорости точки приложения силы. Величина другого внешнего силового фактора — момента пары сил M_1 , приложенного к звену 1, при расчете не потребуются, поскольку задан закон движения механизма.

Учитывается и статическая нагрузка от сил тяжести звеньев $\bar{G}_1, \bar{G}_2, \bar{G}_3$. Закон движения начального звена 1 должен быть задан в виде табличной зависимости $\omega(\psi)$ по результатам расчета I-го листа проекта, когда спроектирована кинематическая схема механизма и определен закон движения под действием заданных внешних сил. При этом могут быть два варианта графика $\omega = \omega(\psi)$ (рис. 2): для установившегося движения

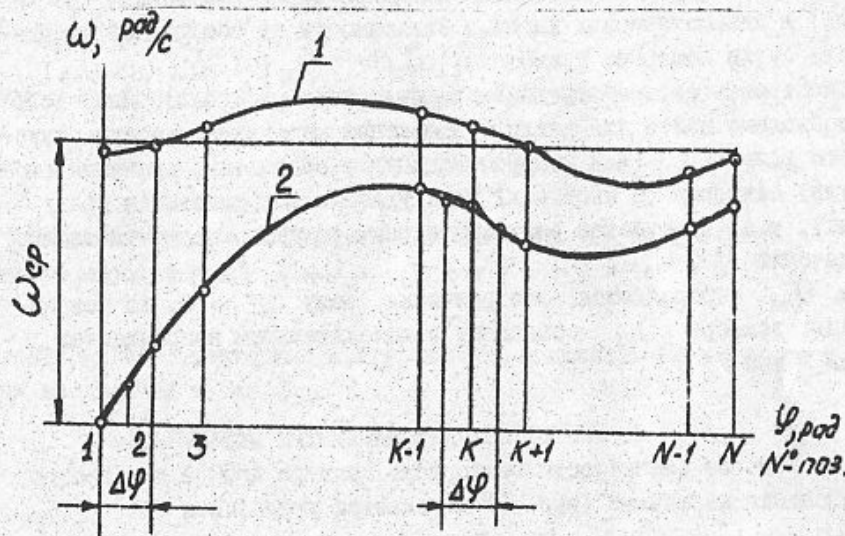


Рис. 2

(кривая 1) скорость колеблется относительно среднего уровня $\omega_{cp} = 2\pi n_1$, определяемого по частоте вращения n_1 1/с; для переходного режима работы начальная скорость (в первом положении) ω_1 может быть равна нулю (кривая 2) или иметь некоторое заданное значение $\omega_1 > 0$. Исследуемые положения механизма нумеруются с $K=1$ по $K=N$ включительно; если, например, начальная угловая координата звена 1 $\psi_1 = 0$, конечная координата $\psi_{max} = 360^\circ$ и $N = 13$, то шаг изменения обобщенной координаты механизма (аргумента) $\Delta\psi = (\psi_{max} - \psi_1) / (N - 1) = 30^\circ$ (12 интервалов по 30° , и конечное 13-е положение механизма совпадает с первым). Можно повысить точность расчета, приняв, например, $N = 25$, тогда $\Delta\psi = 15^\circ$ и т.д.

К основным размерам, характеризующим кинематическую схему механизма, относятся: угол β (в град); длина кривошипа l_1 (в м); относительная длина шатуна $\lambda_2 = l_2 / l_1 > 1$; вписанность, отнесенная к длине кривошипа $\lambda_e = e / l_1$; начальная и конечная угловые координаты звена 1 ψ_1 и ψ_{max} (в град); относительное расстояние до центра масс шатуна $\lambda_{s2} = l_{s2} / l_{bc}$.

К дополнительным исходным данным, необходимым для определения инерционной нагрузки и сил тяжести звеньев, относятся массы (в кг) и моменты инерции звеньев (в кг·м²): $m_1, J_1, m_2,$

$\bar{Q}_{23}, m_3$.

Нужно определить за цикл движения механизма усилия (реакции) в кинематических парах в зависимости от обобщенной координаты (угла поворота кривошипа) $\bar{Q}_{12}(\varphi), \bar{Q}_{32}(\varphi), \bar{Q}_{41}(\varphi), \bar{Q}_{43}(\varphi)$ и построить соответствующие графики (годографы сил). Для этого необходимо найти для каждого положения механизма, характеризующего углом φ (или номером позиции), абсолютные значения (модули) векторов (в ньютонах) и их угловые координаты (в градусах), т.е. в качестве результата расчета нужно получить таблицу значений $\varphi, Q_{12}, \varphi_{12}, Q_{32}, \varphi_{32}, Q_{41}, \varphi_{41}$ и Q_{43} (сила Q_{43} определяется алгебраически; если $Q_{43} > 0$, то направление вектора $\bar{Q}_{43}$ совпадает с положительным направлением оси Y или Y').

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ МЕХАНИЗМА

Условие замкнутости векторного контура $ABCC'A$ для любого положения механизма (рис. 1) выражается уравнением

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 = \bar{x}_c + \bar{e}.$$

Проецируя этот векторный контур на оси координат Ax и Ay , получим функцию положения, т.е. зависимость между входной координатой φ и выходной координатой x_c :

$$l_1 \cos \varphi + l_2 \cos \theta = x_c, \quad (I)$$

$$l_1 \sin \varphi + l_2 \sin \theta = e. \quad (2)$$

Из (2) угловая координата вектора $\bar{l}_2$ определится по формуле

$$\sin \theta = \frac{\lambda e - \sin \varphi}{\lambda_2}; \quad (3)$$

угол θ в IV или I четверти, следовательно,

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} > 0. \quad (4)$$

Дифференцируя (2) по φ , имеем

$$l_1 \cos \varphi + l_2 \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{d\varphi} = 0,$$

откуда передаточное отношение

$$u_{21} = \frac{d\theta}{d\varphi} = \frac{d\theta/dt}{d\varphi/dt} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = - \frac{\cos \varphi}{\lambda_2 \cos \theta} = u_{21}(\varphi). \quad (5)$$

Дифференцируя (I) по φ , получим

$$-l_1 \sin \varphi - l_2 \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{d\varphi} = \frac{dx_c}{d\varphi},$$

откуда аналог скорости точки C (передаточная функция)

$$V_{qc} = \frac{dx_c}{d\varphi} = \frac{dx_c/dt}{d\varphi/dt} = \frac{V_c}{\omega} = -l_1 (\sin \varphi + \lambda_2 \sin \theta \cdot u_{21}) = V_{qc}(\varphi). \quad (6)$$

Из векторного контура $AB S_2 A$ (см. рис. 1) радиус-вектор центра масс шатуна

$$\bar{\rho}_{S_2} = \bar{l}_1 + \bar{l}_{BS_2};$$

проецируя этот векторный контур на оси координат Ax и Ay , получим координаты точки S_2 :

$$x_{S_2} = l_1 (\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{S_2} \cos \theta), \quad (7)$$

$$y_{S_2} = l_1 (\sin \varphi + \lambda_2 \lambda_{S_2} \sin \theta). \quad (8)$$

Дифференцируя (7) и (8) по φ , находим проекции аналога скорости точки S_2 :

$$V_{q_{S_2x}} = \frac{dx_{S_2}}{d\varphi} = \frac{V_{S_2x}}{\omega} = -l_1 (\sin \varphi + \lambda_2 \lambda_{S_2} u_{21} \sin \theta) = V_{q_{S_2x}}(\varphi), \quad (9)$$

$$V_{q_{S_2y}} = \frac{dy_{S_2}}{d\varphi} = \frac{V_{S_2y}}{\omega} = l_1 (\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{S_2} u_{21} \cos \theta)$$

или с учетом (5)

$$V_{q_{S_2y}} = l_1 (1 - \lambda_{S_2}) \cos \varphi = V_{q_{S_2y}}(\varphi). \quad (10)$$

Дифференцируя (5) по φ , получим аналог ускорения звена 2:

$$\varepsilon_{q_2} = \frac{du_{21}}{d\varphi} = \frac{\sin \varphi \cos \theta - u_{21} \cos \varphi \sin \theta}{\lambda_2 \cos^2 \theta} = \varepsilon_{q_2}(\varphi). \quad (II)$$

Дифференцируя (6) по φ , получим аналог ускорения точки C:

$$a_{qc} = \frac{dV_{qc}}{d\varphi} = -l_1 (\cos \varphi + \lambda_2 B), \quad (12)$$

$$\text{где } B = \varepsilon_{q_2} \sin \theta + u_{21}^2 \cos \theta. \quad (13)$$

Дифференцирование (9) и (10) по φ с учетом (13) дает проекции аналога ускорения точки S_2 :

$$a_{q_{S_2x}} = \frac{dV_{q_{S_2x}}}{d\varphi} = -l_1 (\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{S_2} B) = a_{q_{S_2x}}(\varphi), \quad (14)$$

$$a_{q_{s2y}} = \frac{dV_{q_{s2y}}}{d\varphi} = l_1(\lambda_{s2} - 1) \sin \varphi = a_{q_{s2y}}(\varphi). \quad (15)$$

Определив U_{21} , ε_{q2} , V_{q2} , a_{q2} , $V_{q_{s2x}}$, $V_{q_{s2y}}$, $a_{q_{s2x}}$ и $a_{q_{s2y}}$ как функции, не зависящие от времени, а зависящие только от обобщенной координаты φ , перейдем к ускорениям, нужным для расчета инерционной нагрузки.

Для общего случая движения механизма, когда $\omega = \omega(t)$, угловое ускорение шатуна 2

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d}{dt}(U_{21}(\omega)) = \varepsilon_{q2}\omega^2 + U_{21}\varepsilon; \quad (16)$$

ускорение ползуна (или поршня) 3

$$\ddot{a}_c = \frac{dV_c}{dt} = \frac{d}{dt}(V_{q2}\omega) = a_{q2}\omega^2 + V_{q2}\varepsilon; \quad (17)$$

проекция линейного ускорения центра масс S_2 шатуна

$$a_{s2x} = \frac{dV_{s2x}}{dt} = \frac{d}{dt}(V_{q_{s2x}}\omega) = a_{q_{s2x}}\omega^2 + V_{q_{s2x}}\varepsilon, \quad (18)$$

$$a_{s2y} = \frac{dV_{s2y}}{dt} = \frac{d}{dt}(V_{q_{s2y}}\omega) = a_{q_{s2y}}\omega^2 + V_{q_{s2y}}\varepsilon. \quad (19)$$

Угловое ускорение ε начального звена I механизма в формулах (16)–(19) для K-го положения механизма ($K = 1, 2, \dots, N$) найдем приближенно по зависимости $\omega(\varphi)$ (см. рис. 2):

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \text{ следовательно, } \varepsilon \approx \frac{\Delta\omega}{\Delta\varphi} \cdot \omega.$$

При $N > K > 1$

$$\varepsilon_K \approx \frac{(\omega_K + \omega_{K+1})/2 - (\omega_{K-1} + \omega_K)/2}{\Delta\varphi} \cdot \omega_K$$

или

$$\varepsilon_K \approx \frac{\omega_{K+1} - \omega_{K-1}}{2\Delta\varphi} \cdot \omega_K. \quad (20)$$

Однако формулу (20) нельзя применить для I-го и N-го положений, поскольку нет позиций $K = 0$ и $K = N+1$, поэтому при $K = 1$ угловое ускорение ε примем приближенно равным его значению в середине I-го интервала, т.е.

$$\varepsilon_{K=1} \approx \frac{\omega_{K=2} - \omega_{K=1}}{\Delta\varphi} \cdot \frac{\omega_{K=1} + \omega_{K=2}}{2}, \quad (21)$$

а при $K = N$ ε примем равным его значению в середине послед-

него интервала:

$$\varepsilon_N \approx \frac{\omega_N - \omega_{N-1}}{\Delta\varphi} \cdot \frac{\omega_{N-1} + \omega_N}{2}. \quad (22)$$

Отметим, что можно уточнить расчет, если ввести в качестве исходных данных не только $\omega(\varphi)$, но и зависимость $\varepsilon(\varphi)$, полученную более точным способом из уравнения движения в дифференциальной форме. Однако это уточнение, как показывают расчеты, не дает заметной поправки в величине и направлении искомым векторов сил в кинематических парах механизма.

3. СИЛЫ ИНЕРЦИИ И МОМЕНТЫ СИЛ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ.

УЧЕТ СИЛ ТЯЖЕСТИ ЗВЕНЬЕВ

Главные векторы сил инерции звеньев учтем в виде их проекций на координатные оси Ax и Ay (т.е. в виде их составляющих по координатным осям):

$\Phi_{1x} = \Phi_{1y} = 0$, так как центр масс S_1 неподвижен;

$$\Phi_{2x} = -m_2 a_{s2x}, \quad (23)$$

$$\Phi_{2y} = -m_2 a_{s2y}, \quad (24)$$

$$\Phi_3 = -m_3 \ddot{a}_c. \quad (25)$$

Главные моменты сил инерции звеньев:

$$M_{\varphi 1} = -J_{L1}^{np} \varepsilon, \quad (26)$$

$$M_{\varphi 2} = -J_{2S} \varepsilon_2, \quad (27)$$

$$M_{\varphi 3} = 0.$$

Силы тяжести звеньев $\bar{G}_i$ (индекс $i = 1, 2, 3$) учтем в виде их проекций на координатные оси Ax и Ay по формулам:

$$G_{ix} = -m_i g \sin \beta, \quad (28)$$

$$G_{iy} = -m_i g \cos \beta, \quad (29)$$

где $g = 9,81$ — ускорение свободного падения.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ МЕХАНИЗМА

Формулы для определения сил (реакций) в кинематических парах механизма с применением ЕС ЗЕМ получим, рассматривая структурную (статически определимую) группу звеньев 2–3 и отдельные звенья в следующем порядке. Для удобства расчетная система координат Axy на рис. 3...6 условно повернута на угол

$-\beta$.

а) Звенья 2, 3 (рис. 3).

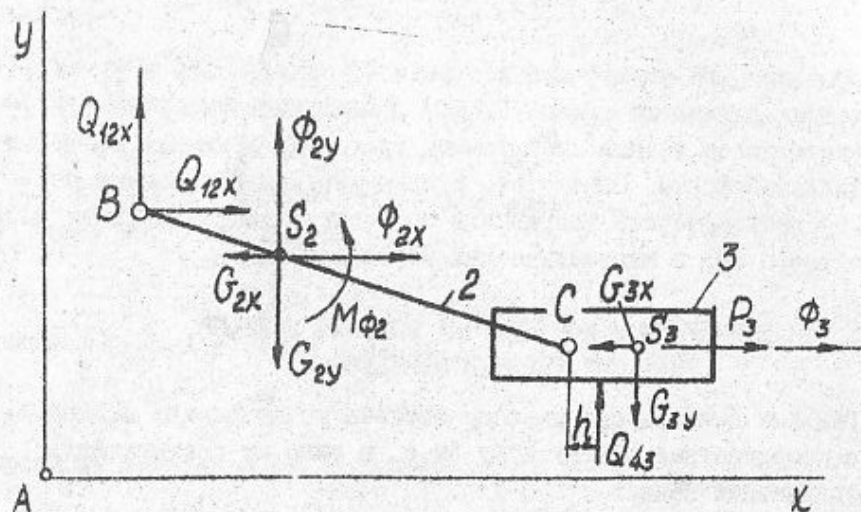


Рис. 3

Сумма проекций сил на ось Ax $\sum X = 0$, следовательно,

$$Q_{12x} + G_{2x} + \Phi_{2x} + G_{3x} + P_3 + \Phi_3 = 0,$$

откуда $Q_{12x} = -(P_3 + \Phi_3 + \Phi_{2x} + G_{2x} + G_{3x})$. (30)

б) Звено 3 (рис. 4).

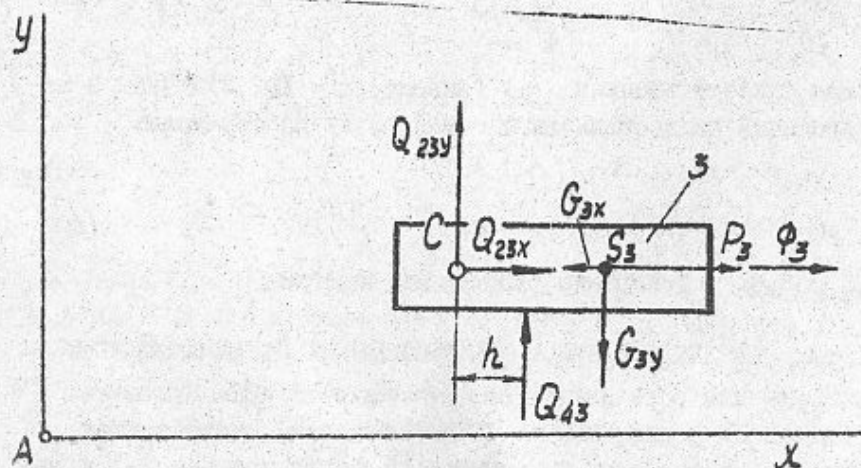


Рис. 4

$\sum X = 0$, следовательно, $Q_{23x} + G_{3x} + P_3 + \Phi_3 = 0$,

откуда

10

$$Q_{32x} = -Q_{23x} = P_3 + \Phi_3 + G_{3x}. \quad (31)$$

в) Звено 2 (рис. 5).

Сумма моментов сил относительно точки B $\sum M_B = 0$, следовательно,

$$Q_{32y} l_2 \cos \theta - Q_{32x} l_2 \sin \theta + (\Phi_{2y} + G_{2y}) l_{BS2} \cos \theta - (\Phi_{2x} + G_{2x}) l_{BS2} \sin \theta + M_{\phi 2} = 0,$$

откуда

$$Q_{32y} = (Q_{32x1} + Q_{32x2} - Q_{32x3} - M_{\phi 2}) / (l_1 \lambda_2 \cos \theta), \quad (32)$$

где

$$Q_{32x1} = Q_{32x} l_1 \lambda_2 \sin \theta, \quad (33)$$

$$Q_{32x2} = (\Phi_{2x} + G_{2x}) l_{BS2} \sin \theta, \quad (34)$$

$$Q_{32x3} = (\Phi_{2y} + G_{2y}) l_{BS2} \cos \theta, \quad (35)$$

$$l_2 = l_1 \lambda_2, \quad (36)$$

$$l_{BS2} = l_1 \lambda_2 \lambda_{S2}; \quad (37)$$

проекции сил тяжести звеньев - по формулам (28), (29).

Сумма проекций сил на ось Ay $\sum Y = 0$, следовательно,

$$Q_{12y} + \Phi_{2y} + G_{2y} + Q_{32y} = 0,$$

откуда

$$Q_{12y} = -(Q_{32y} + \Phi_{2y} + G_{2y}). \quad (38)$$

г) Звено 3 (см. рис. 4).

$$\sum Y = 0; \quad Q_{43} + Q_{23y} + G_{3y} = 0,$$

откуда, учитывая, что $Q_{23y} = -Q_{32y}$, получим

$$Q_{43} = Q_{32y} - G_{3y}. \quad (39)$$

При $Q_{43} > 0$ вектор $\bar{Q}_{43}$ совпадает по направлению с положительным направлением оси Ay.

Плечо h , определяющее точку приложения силы $\bar{Q}_{43}$, можно найти, если это необходимо, из уравнения моментов сил, приложенных к звену 3, относительно точки C:

$$Q_{43} h - G_{3y} l_{CS3} = 0,$$

откуда

$$h = G_{3y} l_{CS3} / Q_{43}.$$

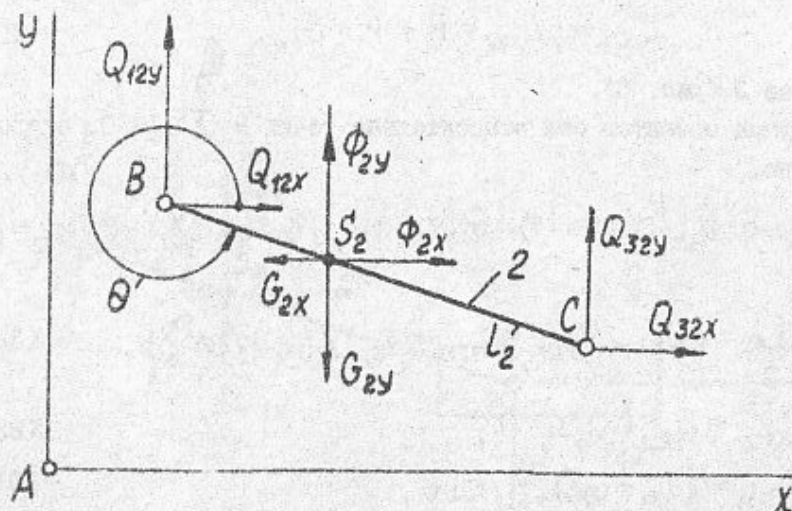


Рис. 5

д) Звено I (рис. 6).

$\sum X = 0$, следовательно, $Q_{41x} + G_{1x} + Q_{21x} = 0$,
откуда, учитывая, что $Q_{21x} = -Q_{12x}$, получим

$$Q_{41x} = Q_{12x} - G_{1x}. \quad (40)$$

$\sum Y = 0$, следовательно, $Q_{21y} + G_{1y} + Q_{41y} = 0$,
откуда, учитывая, что $Q_{21y} = -Q_{12y}$, получим

$$Q_{41y} = Q_{12y} - G_{1y}. \quad (41)$$

е) Модули и угловые координаты векторов сил $\bar{Q}_{12}$, $\bar{Q}_{32}$, $\bar{Q}_{41}$

$$\left. \begin{aligned} Q_{12} &= \sqrt{Q_{12x}^2 + Q_{12y}^2}, \\ Q_{32} &= \sqrt{Q_{32x}^2 + Q_{32y}^2}, \\ Q_{41} &= \sqrt{Q_{41x}^2 + Q_{41y}^2}. \end{aligned} \right\} \quad (42)$$

Угловые координаты ψ_{12} , ψ_{32} , ψ_{41} векторов $\bar{Q}_{12}$, $\bar{Q}_{32}$, $\bar{Q}_{41}$ относительно положительного направления оси Ax определим по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \sin \psi_{12} &= Q_{12y} / Q_{12}, \quad \cos \psi_{12} = Q_{12x} / Q_{12}; \\ \sin \psi_{32} &= Q_{32y} / Q_{32}, \quad \cos \psi_{32} = Q_{32x} / Q_{32}; \\ \sin \psi_{41} &= Q_{41y} / Q_{41}, \quad \cos \psi_{41} = Q_{41x} / Q_{41}. \end{aligned} \right\} \quad (43)$$

Четверть, в которой расположен искомый вектор и его угловая координата (для удобства построения годографа - в градусах), находятся в зависимости от сочетания знаков синуса и косинуса по известным формулам тригонометрии; такой расчет в программе выполняется с помощью оператора - функции `FUNCTIONATG (S, C)`; сперва вычисляется угол $= |\arctg(\sin \psi_{ij} / \cos \psi_{ij})|$ в градусах, а затем действительный угол ψ_{ij} . Так, например, при $\sin \psi_{ij} > 0$ и $\cos \psi_{ij} < 0$ (вторая четверть) $\psi_{ij} = 180^\circ - |\arctg(\sin \psi_{ij} / \cos \psi_{ij})|$; при $\sin \psi_{ij} < 0$ и $\cos \psi_{ij} = 0$ $\psi_{ij} = 270^\circ$ и т.д.

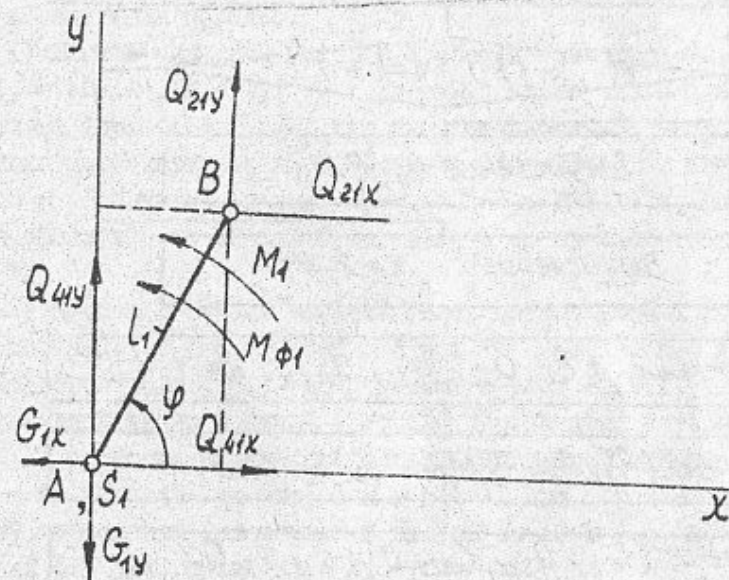


Рис. 6

5. СХЕМА АЛГОРИТМА И ПРОГРАММА РАСЧЕТА НА ЕС ЭВМ

Ввод исходных данных осуществляется с помощью оператора `READ`. Основные идентификаторы программы указаны в квадратных скобках. Блок-схема расчета дана на рис. 7.

Исходные данные, постоянные по величине, вводятся на двух перфокартах в следующем порядке:

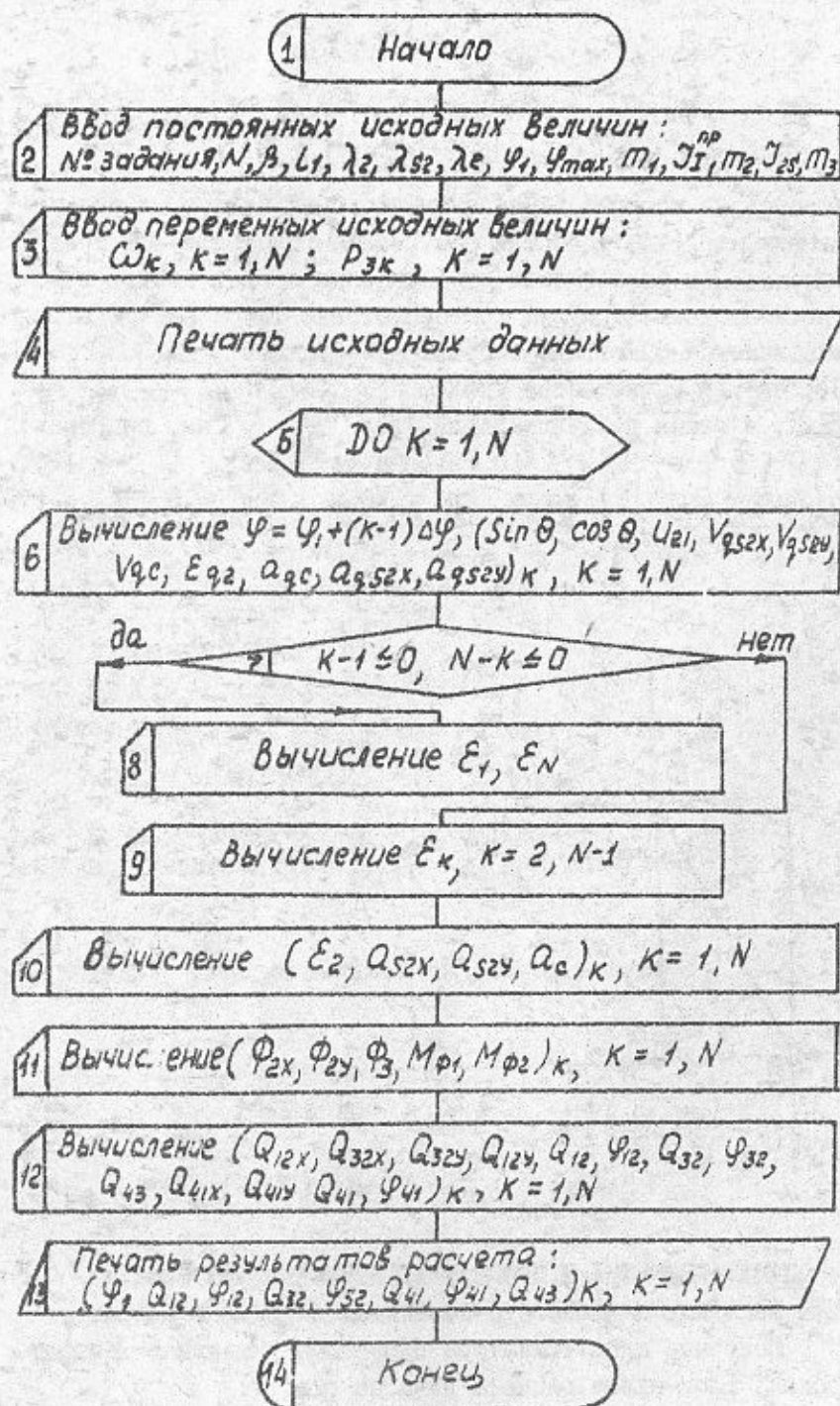


Рис. 7

1) № варианта задания [BAP], число позиций N [N], угол наклона β оси ползуна (поршня) в градусах [BTG], длина кривошипа l_1 [L1] в м, относительная длина шатуна $\lambda_2 = l_2/l_1$ [LA2], относительная координата центра масс шатуна $\lambda_{s2} = l_{s2}/l_{bc}$ [LAS2], относительная внеосность $\lambda_e = e/l_1$ [LAE], начальная угловая координата кривошипа ψ_1 в градусах [F1G], конечная угловая координата кривошипа ψ_{max} в градусах [FMG]. Формат первых двух целых чисел A4 и I2, а остальных семи чисел 7 (F7.3); всего будет занято $4 + 2 + 7 \cdot 7 = 55$ позиций в строке перфокарты.

2) Массы (в кг) и моменты инерции звеньев (в кг·м²): m_1 [M1], J_1^{np} [I1], m_2 [M2], J_{25} [I2], m_3 [M3]. Формат этих пяти чисел 5 (F7.3), что дает $5 \cdot 7 = 35$ позиций в строке перфокарты.

Исходные данные, переменные по величине, вводятся при $N = 13$ на трех перфокартах (или при $N = 25$ на пяти перфокартах) в следующем порядке.

1) Массив значений угловой скорости кривошипа ω_K (в рад/с), $K = 1, N$ [OM(K), $K = 1, N$]; формат каждого числа F5.1. В программе формат I6 F5.1, что дает максимальное число позиций в строке перфокарты, равное 80; при $N = 13$ будет занято лишь $13 \cdot 5 = 5$ позиций, а при $N = 25 \cdot 25 \cdot 5 = 125$, т.е. потребуются две перфокарты (на первой будет занято 80 позиций, а на второй — 45).

2) Массив значений внешней силы, приложенной к ползуну (или поршню), P_{3K} в ньютонах, $K = 1, N$ [P3(K), $K = 1, N$], формат каждого числа F8.1. В программе формат IOF8.1, что дает максимальное число позиций в строке перфокарты, равное 80; при $N = 13$ потребуются две перфокарты (на первой будет занято $10 \cdot 8 = 80$ позиций, на второй $3 \cdot 8 = 24$); при $N = 25$ потребуются три перфокарты (на первой и второй по $10 \cdot 8 = 80$ позиций и на третьей $5 \cdot 8 = 40$ позиций).

Печать каждой исходной величины осуществляется в таком же формате, что и ввод, поэтому легко проверить правильность ввода исходных данных.

Если направление силы P_3 противоположно положительному направлению оси Ax , то перед её числовым значением пишется знак "минус". Если сила P_3 очень велика ($|P_3|_{max} \geq 100$ кН) и формат F8.1 оказывается недостаточным, расчет сил следует вести в кН; в этом случае исходные числовые значения масс и моментов инер-

ции звеньев нужно уменьшить в 1000 раз.

После ввода и печати исходных данных расчет ведется в такой последовательности. Определив шаг изменения аргумента $\Delta\psi = (\psi_{\text{max}} - \psi_1) / (N-1) [DF]$ с помощью оператора DO по формулам (3)-(22) выполняют цикл расчета следующих кинематических параметров для K-го положения механизма ($K = 1, N$), характеризующего обобщенной координатой $\psi = \psi_1 + (K-1)\Delta\psi [F]$ (для вывода на печать угол ψ переводится в градусы [FG]):

$$\sin \theta [ST], \cos \theta [CT], u_{21} [U21], v_{q2x} [VQS2X], \\ v_{q2y} [VQS2Y], v_{qc} [VQC], \varepsilon_{q2} [EQ2], a_{qc} [AQC], \\ a_{q2x} [AQS2X], a_{q2y} [AQS2Y], \varepsilon_K [E(K)], \varepsilon_2 [E2], a_{2x} [AS2X], \\ a_{2y} [AS2Y], a_c [AC].$$

Далее по формулам (23)-(27) в том же цикле расчета по найденным линейным и угловым скоростям вычисляются силы инерции и моменты сил инерции звеньев:

$$F_{2x} [FD2X], F_{2y} [FD2Y], F_3 [FD3], M_{\varphi_1} [MF1], M_{\varphi_2} [MF2].$$

На печать эти данные, как промежуточные, в данной программе не выводятся.

Затем по формулам (30)-(42) в том же цикле расчета с помощью оператора DO $K=1, N$ находятся силы в кинематических парах механизма в такой последовательности:

$$Q_{12x} [Q12X], Q_{12y} [Q12Y], Q_{32x} [Q32X], Q_{32y} [Q32Y], Q_{41x} [Q41X], Q_{41y} [Q41Y], Q_{43x} [Q43X], Q_{43y} [Q43Y], Q_{41} [Q41], Q_{32} [Q32], Q_{43} [Q43].$$

Угловые координаты $\psi_{12}, \psi_{32}, \psi_{41}$ векторов $\bar{Q}_{12}, \bar{Q}_{32}, \bar{Q}_{41}$ определяются по формулам (43) с помощью операторов-функций FUNCTIONATG(S, C), где числа S, C означают соответственно проекция силы на ось Y и ось X, т.е. числа, пропорциональные синусу и косинусу искомого угла.

Основные результаты расчета выводятся на печать в виде таблицы числовых значений текущего угла ψ в градусах, модулей векторов сил в ньютонах и их угловых координат в градусах:

$$\psi [FG], Q_{12} [Q12], \psi_{12} [F12G], Q_{32} [Q32], \psi_{32} [F32G], \\ Q_{41} [Q41], \psi_{41} [F41G], Q_{43} [Q43].$$

По этим данным строятся годографы сил $\bar{Q}_{12}(\psi), \bar{Q}_{32}(\psi), \bar{Q}_{41}(\psi)$ и график $Q_{43}(\psi)$ после проверки решения в одном положении механизма графоаналитическим способом без применения

ЭЦВМ (см. следующий параграф);

Ниже дана программа с вводом конкретных числовых данных и рассмотрена методика расположения векторов чисел на бланке для этого числового примера (рис. 8).

Как видно, в данной методике расчета угловое ускорение ε_1 определяется приближенно из вводимого массива значений угловой скорости $\omega(\psi)$. Расчет может быть более точным, если воспользоваться имеющейся на кафедре подпрограммой SUBROUTINE DR 200 "Определение закона движения динамической модели кривошипно-ползунного механизма под действием заданных сил". В этом случае не нужен ввод массива значений угловой скорости начального звена, а требуемые для расчета массивы $\omega_{1k}(\psi)$ и $\varepsilon_{1k}(\psi)$ вызываются из подпрограммы SUBROUTINE DR 200 с помощью оператора CALL X/.

6. ПРОВЕРКА РЕЗУЛЬТАТОВ РЕШЕНИЯ ГРАФОАНАЛИТИЧЕСКИМ СПОСОБОМ

Для контроля решения на ЭЦВМ необходимо хотя бы в одном положении механизма проверить результаты решения графоаналитическим способом без применения ЭЦВМ.

Для этого по известному закону движения звена I ($\omega_1; \varepsilon_1$) строя план скоростей и план ускорений (рис. 9) и находят линейные ускорения центров масс $\bar{a}_{s2}, \bar{a}_{s3} = \bar{a}_c$ и угловое ускорение ε_2 звена 2 по следующим соотношениям^{XX/}:

$$V_B = \omega_1 l_1, \text{ м/с}; \quad \bar{V}_c = \bar{V}_B + \bar{V}_{cB}; \quad V_{cB} = cb/\mu_v; \\ \parallel AC \perp AB \perp CB$$

$$a_B^n = \omega_1^2 l_1, \text{ м/с}^2; \quad a_B^t = \varepsilon_1 l_1; \quad a_{cB}^n = V_{cB}^2/l_2; \\ \bar{a}_c = \bar{a}_B^n + \bar{a}_B^t + \bar{a}_{cB}^n + \bar{a}_{cB}^t; \\ \parallel AC \parallel BA \perp BA \parallel CB \perp CB$$

$$a_c = p'c'/\mu_a; \quad a_{cB}^t = n'c'/\mu_a; \quad \varepsilon_2 = a_{cB}^t/l_2, \text{ рад/с}^2.$$

X/ См. учебное пособие: Попов С.А. Определение кинематических передаточных функций и параметров динамической модели механизма с использованием ЭЦВМ. - М.: изд. МВТУ, 1982.

XX/ Двумя чертами: подчеркнуты те вектора, которые известны по модулю и направлению.

Ускорение $\bar{a}_{s2}$ определяется методом подобия из пропорции

$$\frac{b's_2'}{b'c'} = \frac{BS_2}{BC}; \quad a_{s2} = P's_2'/\mu_a.$$

Затем находят главные векторы сил инерции звеньев 2,3 $\bar{P}_2 = -m_2 \bar{a}_{s2}$, $\bar{P}_3 = -m_3 \bar{a}_c$ (в Н) и главный момент сил инерции звена 2 $M_{P2} = -J_{2s} \varepsilon_2$, Н.м.

Далее определяют усилия в кинематических парах механизма в такой последовательности (см.рис. 9). Из уравнения моментов сил, приложенных к звену 2, относительно точки С

$$Q_{12}^T l_2 - \bar{P}_2 h_{P2} - M_{P2} + \bar{G}_2 h_{G2} = 0,$$

где h_{P2} и h_{G2} — плечи сил $\bar{P}_2$ и $\bar{G}_2$, м, найдем силу Q_{12}^T , а затем из векторного уравнения сил, приложенных к структурной группе звеньев 2,3,

$$\bar{Q}_{43} + \bar{P}_3 + \bar{G}_3 + \bar{G}_2 + \bar{P}_2 + \bar{Q}_{12}^T + \bar{Q}_{12}^N = 0$$

$\perp AC$ $\parallel BC$

найдем построением соответствующего плана сил Q_{43} и Q_{12}^N (в ньютонах, путем деления соответствующего отрезка в миллиметрах на выбранный масштаб сил μ_P мм/Н).

$$\text{Полная реакция } \bar{Q}_{12} = \bar{Q}_{12}^T + \bar{Q}_{12}^N = -\bar{Q}_{21}.$$

Далее, из векторного уравнения сил, приложенных к звену 3,

$$\bar{Q}_{43} + \bar{P}_3 + \bar{G}_3 + \bar{P}_2 + \bar{Q}_{23} = 0$$

путем построения плана сил определим силу $\bar{Q}_{23} = -\bar{Q}_{32}$. И, наконец, из векторного уравнения сил, приложенных к звену 1,

$$\bar{Q}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{Q}_{41} = 0$$

найдем, путем построения плана сил, реакцию $\bar{Q}_{41}$.

Можно проверить данное решение, рассмотрев алгебраическую сумму моментов сил, приложенных к звену 1, относительно точки А

$$Q_{21} h_1 + M_1 + M_{P1} = 0,$$

где численное значение и направление момента M_1 берутся из 1-го листа проекта, а главный момент сил инерции 1-й группы звеньев M_{P1} определяется; затем находят угловое ускорение $\varepsilon_1 = -\frac{M_{P1}}{J_1^{np}}$, рад/с² и сравнивают полученную величину с принятой в начале расчета.

7. ПОСТРОЕНИЕ ГОДОГРАФОВ СИЛ И АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Если результаты графоаналитического решения в исследуемой модели совпадают с решением на ЭЦМ, то по данным таблицы ре-

зультатов расчета строят годографы сил $\bar{Q}_{12}(\varphi)$, $\bar{Q}_{32}(\varphi)$, $\bar{Q}_{41}(\varphi)$ и график $Q_{43}(\varphi)$ (см.рис. 9) (желательно в том же масштабе μ_P , что и планы сил). Угловые координаты φ_{12} , φ_{32} , φ_{41} векторов фиксируют от положительного направления оси Ах механизма в направлении вращения кривошипа. Для силы $\bar{Q}_{43}$ лучше построить не годограф, а график $Q_{43}(\varphi)$; положительное направление этой силы совпадает с направлением оси Ау (или Ау').

По виду годографов сил можно судить о характере изменения и величине нагрузки на звенья и подшипники, о наиболее нагруженных участках элементов кинематических пар, что необходимо для последующих расчетов деталей машины на прочность, жесткость, виброустойчивость, для расчета ожидаемого износа элементов кинематических пар, для определения давления смазочного слоя, мест подвода смазки и др.

8. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ 6-ЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА

Методика силового расчета многозвездных рычажных механизмов аналогична изложенной, однако здесь приходится применять несколько систем координат. В качестве примера рассмотрим 6-звенный механизм, кинематическая схема которого дана на рис. 10. Основная внешняя нагрузка — сила P_5 , приложенная к ползуну (или поршню) 5, и момент M_1 , приложенный к кривошипу 1. Механизм работает в установившемся режиме; приближенно примем (без учета неравномерности вращения звена 1) $\omega_1 = \text{const}$. Заданы геометрические размеры: l_1, a, b ; $\lambda_2 = l_2/l_1$, $\lambda_3 = l_3/l_1$, $\lambda_{4a} = l_{4a}/l_1$, $\lambda_4 = l_4/l_1$, $\lambda_e = e/l_1$, $\lambda_{s2} = l_{s2}/l_1$; центры масс S_1 и S_3 совпадают соответственно с точками О и С. Массы и моменты инерции звеньев известны; задана зависимость силы F_5 от обобщенной координаты φ ; момент M_1 не задается, поскольку считается известным закон движения начального звена 1.

Исследование полезно вести, начиная с крайнего положения 1 механизма, характеризуемого координатой φ_1 . Кривошипно-коромысловый механизм ОАВС будем рассматривать в системе координат Ox_1y_1 , а внеосный кривошипно-ползунный механизм CDF — в системе координат Ox_2y_2 . Для правильного учета сил тяжести звеньев имеется обобщенная для всего механизма система координат Ox_0y_0 , при этом ось y_0 вертикальна.

Сначала выводят формулы для определения функций положения и передаточных функций (передаточных отношений и аналогов скоростей и ускорений).

Начальную угловую координату ψ , находят по теореме тангенсов из $\triangle OAC$:

$$\psi = \arctg \sqrt{\frac{(p-1-\lambda_2)(p-\lambda_6)}{p(p-\lambda_3)}}, \quad (44)$$

где относительный полупериметр (в долях l_1)

$$p = (1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_6) / 2,$$

$$\lambda = l_6 / l_1 = l_{oc} / l_1 = \sqrt{a^2 + b^2} / l_1$$

Переменное расстояние между точками А и С, отнесенное к длине l_1 , по теореме косинусов

$$\lambda_{AC} = l_{AC} / l_1 = \sqrt{1 + \lambda_6^2 - 2\lambda_6 \cos \psi}. \quad (45)$$

Вспомогательный угол $\delta = \angle OCA$ определяют из $\triangle OAC$ по теореме синусов:

$$\sin \delta = \sin \psi / \lambda_{AC}. \quad (46)$$

Угол δ может быть в I или IV четверти, поэтому

$$\cos \delta = \sqrt{1 - \sin^2 \delta} > 0, \quad (47)$$

$$\delta = \arctg (\sin \delta / \cos \delta) \geq 0. \quad (48)$$

Другой вспомогательный угол $\psi' = \angle ACB$ находят из $\triangle ACB$ по теореме косинусов:

$$\cos \psi' = (\lambda_{AC}^2 + \lambda_3^2 - \lambda_2^2) / (2 \lambda_{AC} \lambda_3). \quad (49)$$

Этот угол может быть острым или тупым, поэтому

$$\sin \psi' = \sqrt{1 - \cos^2 \psi'} > 0, \quad (50)$$

$$\psi' = \arctg (\sin \psi' / \cos \psi'). \quad (51)$$

Угловая координата коромысла ρ (в радианах)

$$\gamma = \pi - \delta - \psi'. \quad (52)$$

Для векторного контура $OAPCO$

$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_6 + \vec{l}_3$; проецируя его на оси X_I и Y_I , получим

$$l_1 \cos \psi + l_2 \cos \theta = l_6 + l_3 \cos \gamma, \quad (53)$$

$$l_1 \sin \psi + l_2 \sin \theta = l_3 \sin \gamma. \quad (54)$$

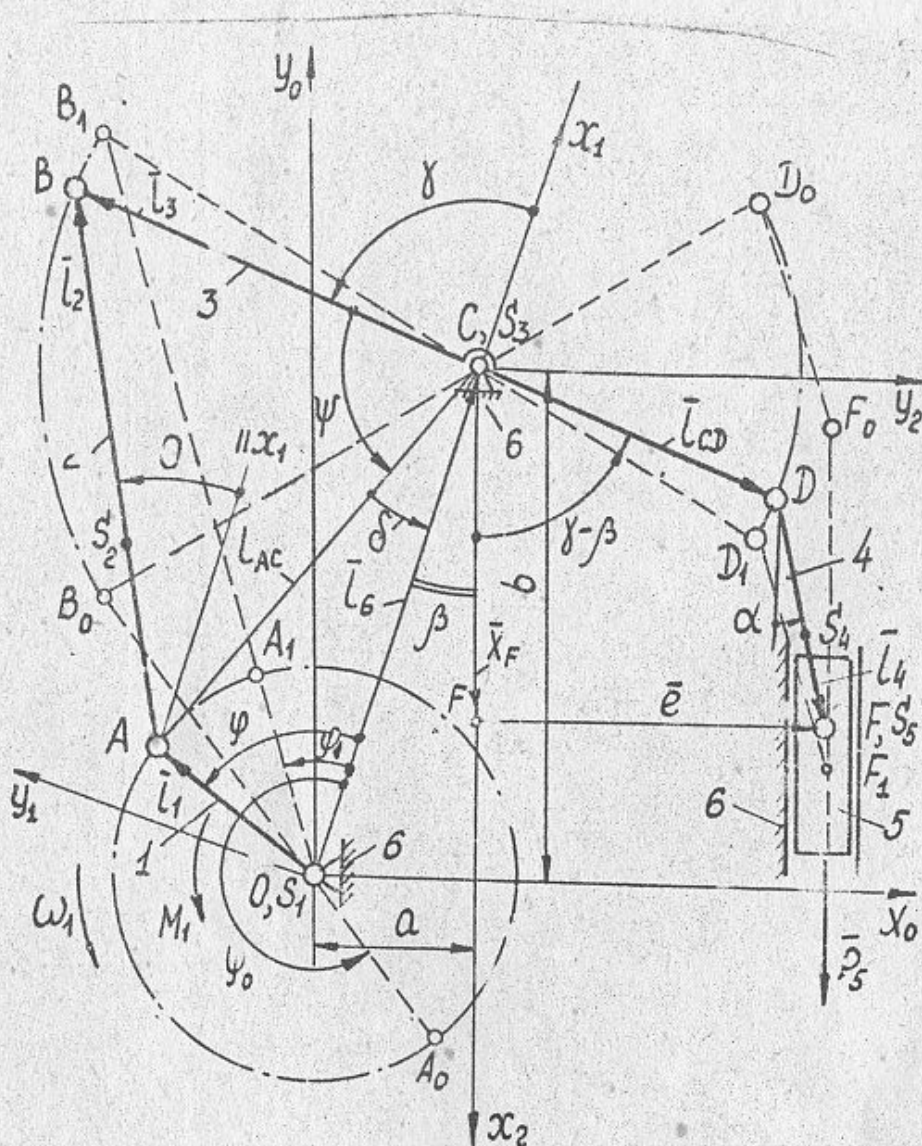


Рис. 10

Из (54) найдем угловую координату θ звена 2:

$$\sin \theta = (\lambda_3 \sin \gamma - \sin \varphi) / \lambda_2 \geq 0; \quad (55)$$

угол θ в I или IV четверти, следовательно,

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \sin^2 \theta} > 0, \quad (56)$$

$$\theta = \arctg(\sin \theta / \cos \theta) \geq 0. \quad (57)$$

Проецирование векторной цепи $\bar{L}_1 + \bar{L}_{AS2}$ на оси X_I и Y_I дает координаты центра масс S_2 :

$$x_{S2} = l_1(\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{S2} \cos \theta), \quad (58)$$

$$y_{S2} = l_1(\sin \varphi + \lambda_2 \lambda_{S2} \sin \theta). \quad (59)$$

Передачные отношения $u_{21} = \omega_2 / \omega_1$ и $u_{31} = \omega_3 / \omega_1$ найдем, дифференцируя (53) и (54):

$$-l_1 \sin \varphi - l_2 \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{d\varphi} = -l_1 \sin \gamma \cdot \frac{d\gamma}{d\varphi}, \quad (60)$$

$$l_1 \cos \varphi + l_2 \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{d\varphi} = l_3 \cos \gamma \cdot \frac{d\gamma}{d\varphi}, \quad (61)$$

где $\frac{d\theta}{d\varphi} = \omega_2 / \omega_1 = u_{21}$, $\frac{d\gamma}{d\varphi} = \omega_3 / \omega_1 = u_{31}$.

Упростим уравнение (60) методом преобразования координат, вычитая из всех углов (60) угол γ , что равносильно повороту осей координат на угол γ .

Тогда $l_3 \sin(\gamma - \gamma) \cdot u_{31} = 0$

$$\text{и} \quad u_{21} = \sin(\varphi - \gamma) / (\lambda_2 \sin(\gamma - \theta)) \quad (62)$$

Аналогично из (60), после вычитания общего угла θ ,

$$l_2 \sin(\theta - \theta) \cdot u_{21} = 0$$

$$\text{и} \quad u_{31} = \sin(\varphi - \theta) / (\lambda_3 \sin(\gamma - \theta)). \quad (63)$$

Проекция аналога скорости точки S_2 на оси X_I , Y_I находят, дифференцируя по φ (58) и (59):

$$V_{2sx} = \frac{dx_{S2}}{d\varphi} = -l_1(\sin \varphi + \lambda_2 \lambda_{S2} \sin \theta \cdot u_{21}), \quad (64)$$

$$V_{2sy} = \frac{dy_{S2}}{d\varphi} = l_1(\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{S2} \cos \theta \cdot u_{21}). \quad (65)$$

Для векторного контура СДРР С внешнеосного (дезаксиально-го) коромыслово-ползунного механизма

$$\bar{L}_{CD} + \bar{L}_4 = \bar{x}_F + \bar{e}.$$

Проецирование его на оси X_2 и Y_2 дает:

$$l_{CD} \cos(\gamma - \beta) + l_4 \cos \alpha = x_F, \quad (66)$$

$$l_{CD} \sin(\gamma - \beta) + l_4 \sin \alpha = e, \quad (67)$$

где угол $\beta = \arctg a/b$,

α - угловая координата звена 4 (точнее: вектора $\bar{L}_4$).

$$\text{Из (67)} \quad \sin \alpha = (\lambda e - \lambda_{CD} \sin(\gamma - \beta)) / \lambda_4 \geq 0, \quad (68)$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} > 0$$

(угол α в I или IV четверти).

Из (66) функция положения точки F

$$x_F = l_1(\lambda_{CD} \cos(\gamma - \beta) + \lambda_4 \cos \alpha). \quad (69)$$

Дифференцируя (67) по φ , получим

$$l_{CD} \cos(\gamma - \beta) \cdot u_{31} + l_4 \cos \alpha \cdot u_{41} = 0, \quad (70)$$

откуда передаточное отношение

$$u_{41} = \frac{d\alpha}{d\varphi} = \omega_4 / \omega_1 = -\lambda_{CD} \cos(\gamma - \beta) \cdot u_{31} / (\lambda_4 \cos \alpha). \quad (71)$$

Дифференцируя (69) по φ , получим передаточную функцию (аналог скорости)

$$V_{4F} = \frac{dx_F}{d\varphi} = V_F / \omega_1 = -l_1(\lambda_{CD} \sin(\gamma - \beta) \cdot u_{31} + \lambda_4 u_{41} \sin \alpha). \quad (72)$$

Проецирование векторной цепи $\bar{L}_{CD} + \bar{L}_{DS4}$ на оси X_2 и Y_2 дает координаты центра масс S_4 :

$$x_{S4} = l_1(\lambda_{CD} \cos(\gamma - \beta) + \lambda_4 \lambda_{S4} \cos \alpha), \quad (73)$$

$$y_{S4} = l_1(\lambda_{CD} \sin(\gamma - \beta) + \lambda_4 \lambda_{S4} \sin \alpha). \quad (74)$$

Дифференцируя (73) и (74) по φ , получим проекции аналога скорости точки S_4 :

$$V_{4sx} = -l_1(\lambda_{CD} \sin(\gamma - \beta) \cdot u_{31} + \lambda_4 \lambda_{S4} \sin \alpha \cdot u_{41}), \quad (75)$$

$$V_{4sy} = l_1(\lambda_{CD} \cos(\gamma - \beta) \cdot u_{31} + \lambda_4 \lambda_{S4} \cos \alpha \cdot u_{41}). \quad (76)$$

Далее определяют аналоги угловых и линейных ускорений (вторые передаточные функции).

Дифференцируя (60) по φ и вычитая из всех углов полученного уравнения угол γ , найдем

$$\varepsilon_{q2} = \frac{dU_{21}}{d\varphi} = \frac{\cos(\varphi - \gamma) + \lambda_2 U_{21}^2 \cos(\gamma - \theta) - \lambda_3 U_{31}^2}{\lambda_2 \sin(\gamma - \theta)} \cdot x) \quad (77)$$

Таким же образом, вычитая из всех углов общий угол θ , получим аналог углового ускорения звена 3

$$\varepsilon_{q3} = \frac{dU_{31}}{d\varphi} = \frac{\cos(\varphi - \theta) + \lambda_2 U_{21}^2 - \lambda_3 \cos(\gamma - \theta) \cdot U_{31}^2}{\lambda_3 \sin(\gamma - \theta)} \cdot (78)$$

Дифференцируя (70) по φ , найдем аналог углового ускорения звена 4

$$\varepsilon_{q4} = \frac{dU_{41}}{d\varphi} = \frac{\lambda_{c\beta}(\sin(\gamma - \beta) \cdot U_{31}^2 - \cos(\gamma - \beta) \cdot \varepsilon_{q3}) + \lambda_4 \sin \alpha \cdot U_{41}^2}{\lambda_4 \cos \alpha} \cdot (79)$$

Дифференцируя (72) по φ , имеем

$$a_{qF} = \frac{dV_{qF}}{d\varphi} = -L_1 [\lambda_{c\beta}(\cos(\gamma - \beta) \cdot U_{31}^2 + \sin(\gamma - \beta) \cdot \varepsilon_{q3}) + \lambda_4(\cos \alpha \cdot U_{41}^2 + \varepsilon_{q4} \sin \alpha)] \quad (80)$$

Дифференцируя по φ (64), (65), (75), (76), получим проекции аналогов ускорений центров масс звеньев 2 и 4:

$$\begin{aligned} a_{q_{s2x}} &= -L_1 (\cos \varphi + \lambda_2 \lambda_{s2} (\cos \theta \cdot U_{21}^2 + \sin \theta \cdot \varepsilon_{q2})), \\ a_{q_{s2y}} &= -L_1 (\sin \varphi + \lambda_2 \lambda_{s2} (\sin \theta \cdot U_{21}^2 - \cos \theta \cdot \varepsilon_{q2})), \\ a_{q_{s4x}} &= -L_1 [\lambda_{c\beta}(\cos(\gamma - \beta) \cdot U_{31}^2 + \varepsilon_{q3} \sin(\gamma - \beta)) + \lambda_4 \lambda_{s4} (U_{41}^2 \cos \alpha + \varepsilon_{q4} \sin \alpha)] \quad (81) \\ a_{q_{s4y}} &= L_1 [\lambda_{c\beta}(\cos(\gamma - \beta) \cdot \varepsilon_{q3} - \sin(\gamma - \beta) \cdot U_{31}^2) + \lambda_4 \lambda_{s4} (\varepsilon_{q4} \cos \alpha - U_{41}^2 \sin \alpha)]. \end{aligned}$$

Линейные и угловые ускорения при $\omega_i = \text{const}$ определяют по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_2 &= \varepsilon_{q2} \omega_1^2, \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_{q3} \omega_1^2, \quad \varepsilon_4 = \varepsilon_{q4} \omega_1^2, \quad \text{рад/с}^2; \\ a_{s2x} &= a_{q_{s2x}} \omega_1^2, \quad a_{s2y} = a_{q_{s2y}} \omega_1^2, \quad a_{s4x} = a_{q_{s4x}} \omega_1^2, \\ a_{s4y} &= a_{q_{s4y}} \omega_1^2, \quad a_F = a_{qF} \omega_1^2, \quad \text{м/с}^2. \end{aligned} \right\} \quad (82)$$

х/ Для определения ε_{q2} и ε_{q3} можно сразу дифференцировать (62) и (63) по φ , но получаются более сложные формулы.

Силы инерции и моменты сил инерции звеньев находят по формулам:

$$\begin{aligned} \Phi_{2x} &= -m_2 a_{s2x}, \quad \Phi_{2y} = -m_2 a_{s2y}, \quad \Phi_{4x} = -m_4 a_{s4x}, \\ \Phi_{4y} &= -m_4 a_{s4y}, \quad \Phi_5 = -m_5 a_F, \text{ Н}; \\ M_{\varphi 2} &= -J_{2s} \varepsilon_2, \quad M_{\varphi 3} = -J_{3c} \varepsilon_3, \quad M_{\varphi 4} = -J_{s4} \varepsilon_4, \text{ Н} \cdot \text{м}. \end{aligned} \quad (83)$$

Усилы (реакции) в кинематических парах механизма определяют в такой последовательности.

а) Звенья 4, 5 (в системе Ox_2y_2 , рис. IIa)

Сумма проекций сил на ось X_2 $\sum X = 0$, откуда

$$Q_{34x} = -(P_5 + \Phi_5 + \Phi_{4x} + G_3 + G_4). \quad (84)$$

б) Звено 5 (рис. IIб). $\sum X = 0$, откуда

$$\begin{aligned} Q_{45x} &= -(P_5 + G_5 + \Phi_5); \\ Q_{54x} &= -Q_{45x} = P_5 + G_5 + \Phi_5. \end{aligned} \quad (85)$$

в) Звено 4 (рис. IIв). Сумма моментов сил относительно точки D $\sum M_D = 0$, откуда

$$\begin{aligned} Q_{54y} &= Q_{54x} \tan \alpha - \Phi_{4y} \lambda_{4y} + (\Phi_{4x} + G_4) \tan \alpha - M_{\varphi 4} / (L_1 \lambda_{4y} \cos \alpha); \\ Q_{54} &= \sqrt{Q_{54x}^2 + Q_{54y}^2}. \end{aligned} \quad (86)$$

Угловая координата вектора $\bar{Q}_{54}$ относительно оси X_2

$$\psi_{54} = \arctg(Q_{54y} / Q_{54x}).$$

Сумма проекций сил на ось Y_2 $\sum Y = 0$, откуда

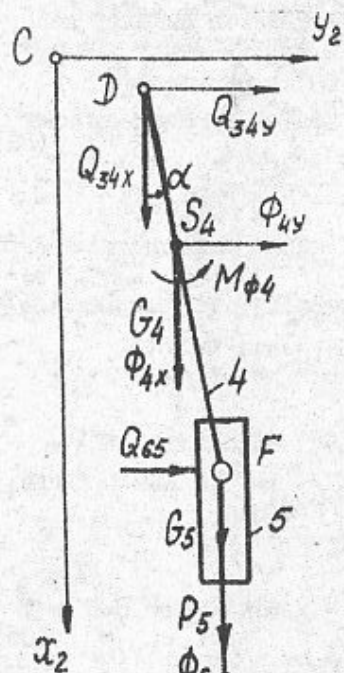
$$\begin{aligned} Q_{34y} &= -(Q_{54y} + \Phi_{4y}); \\ Q_{34} &= \sqrt{Q_{34x}^2 + Q_{34y}^2}. \end{aligned} \quad (87)$$

Угловая координата вектора $\bar{Q}_{34}$ относительно оси X_2

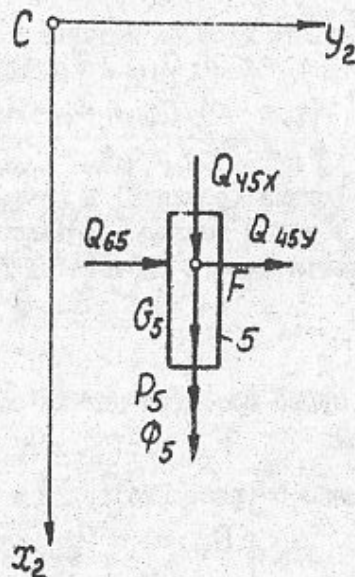
$$\psi_{34} = \arctg(Q_{34y} / Q_{34x}).$$

г) Звено 5 (рис. IIб). Сумма проекций сил на ось Y_2 $\sum Y = 0$, откуда

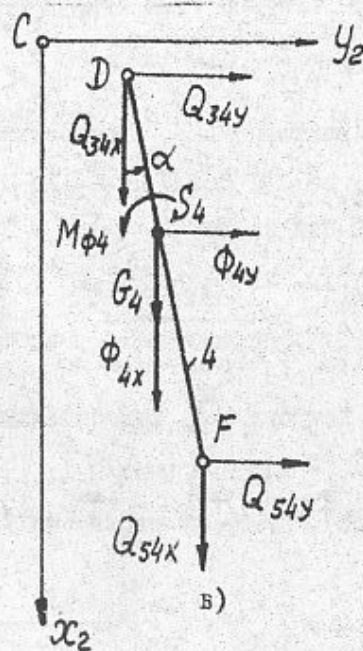
$$Q_{65} = -Q_{45y} = Q_{54y}. \quad (88)$$



а)



б)



в)

Рис. II

д) Звено 2,3 (в системе координат Ox_Iy_I , рис. I2a).

Сумма моментов сил относительно точки A $\sum M_A = 0$, откуда получим уравнение (89) с двумя неизвестными силами Q_{63x} и Q_{63y} :

$$l_1 \sin \varphi \cdot Q_{63x} + l_1 (\lambda_6 - \cos \varphi) Q_{63y} + a_3 = 0, \quad (89)$$

где

$$a_3 = a_{31} + a_{32},$$

$$a_{31} = M_A(Q_{43}) + M_{\varphi 2} + M_{\varphi 3} - m_3 g l_1 (\cos \beta \sin \varphi + \sin \beta (\lambda_6 - \cos \varphi)),$$

$$M_A(Q_{43}) = Q_{3y} l_1 [\sin(\varphi_{3y} + \beta) \cdot (\lambda_2 \cos \theta - (\lambda_3 + \lambda_{c3}) \cos \gamma) - \cos(\varphi_{3y} + \beta) \cdot (\lambda_2 \sin \theta - (\lambda_3 + \lambda_{c3}) \sin \gamma)],$$

$$a_{32} = l_1 \lambda_2 \lambda_{s2} [(\varphi_{2y} - m_2 g \sin \beta) \cos \theta - (\varphi_{2x} - m_2 g \cos \beta) \sin \theta].$$

е) Звено 3 (в системе координат Ox_Iy_I , рис. I2б).

Сумма моментов сил относительно точки B $\sum M_B = 0$, откуда получим второе уравнение (90) с теми же неизвестными силами Q_{63x} и Q_{63y} :

$$Q_{63x} l_1 \lambda_3 \sin \gamma - Q_{63y} l_1 \lambda_3 \cos \gamma + a_4 = 0, \quad (90)$$

где

$$a_4 = M_B(Q_{43}) + m_3 g l_1 \lambda_3 \sin(\beta - \gamma) + M_{\varphi 3},$$

$$M_B(Q_{43}) = -Q_{43} l_1 (\lambda_3 + \lambda_{c3}) \sin(\varphi_{3y} - \beta - \gamma); \quad Q_{43} = |\bar{Q}_{43}| = |\bar{Q}_{3y}|.$$

Решение системы (89), (90) дает

$$Q_{63x} = \frac{a_4 (\cos \varphi - \lambda_6) - a_3 \lambda_3 \cos \gamma}{l_1 \lambda_3 [\sin \varphi \cos \gamma + \sin \gamma (\lambda_6 - \cos \varphi)]}, \quad (91)$$

$$Q_{63y} = (a_3 + l_1 \sin \varphi \cdot Q_{63x}) / (l_1 (\cos \varphi - \lambda_6)), \quad (92)$$

$$Q_{63} = \sqrt{Q_{63x}^2 + Q_{63y}^2};$$

угловая координата вектора $\bar{Q}_{63}$ относительно оси X_I

$$\varphi_{63} = \arctg(Q_{63y} / Q_{63x}).$$

ж) Звено 3 (рис. I2б), Сумма проекций сил на ось X_I $\sum X = 0$, откуда

$$Q_{23x} = G_3 \cos \beta - Q_{63x} - Q_{3y} \cos(\varphi_{3y} + \beta), \quad (93)$$

где

$$G_3 = m_3 g.$$

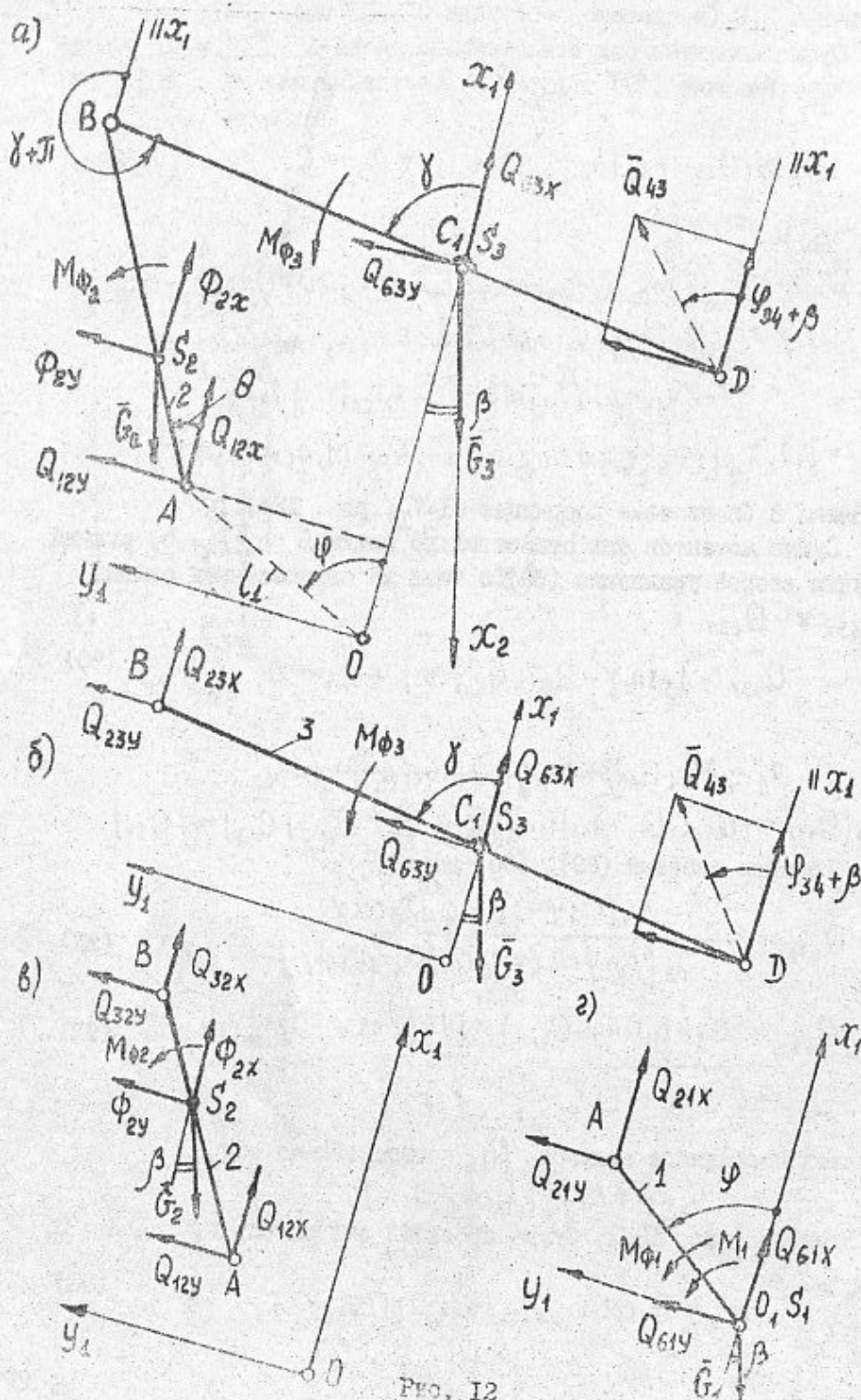


Рис. 12

Сумма проекций на ось Y_I $\sum Y = 0$,

откуда

$$Q_{23y} = G_3 \sin \beta - Q_{63y} - Q_{3y} \sin(\varphi_{3y} + \beta), \quad (94)$$

$$Q_{23} = \sqrt{Q_{23x}^2 + Q_{23y}^2},$$

$$\varphi_{23} = \arctg(Q_{23y}/Q_{23x}).$$

з) Звено 2 (в системе $OX_I Y_I$, рис. 12в). $\sum X = 0$, откуда

$$Q_{12x} = -Q_{32x} + G_2 \cos \beta - \Phi_{2x}$$

$$\text{или } Q_{12x} = Q_{23x} + G_2 \cos \beta - \Phi_{2x}. \quad (95)$$

$\sum Y = 0$, откуда

$$Q_{12y} = Q_{23y} + G_2 \sin \beta - \Phi_{2y}, \quad (96)$$

$$Q_{12} = \sqrt{Q_{12x}^2 + Q_{12y}^2},$$

$$\varphi_{12} = \arctg(Q_{12y}/Q_{12x}).$$

и) Звено I (в системе $OX_I Y_I$, рис. 12г).

$$\sum X = 0, \text{ откуда } Q_{61x} = Q_{12x} + G_1 \cos \beta; \quad (97)$$

$$\sum Y = 0, \text{ откуда } Q_{61y} = Q_{12y} + G_1 \sin \beta; \quad (98)$$

$$Q_{61} = \sqrt{Q_{61x}^2 + Q_{61y}^2},$$

$$\varphi_{61} = \arctg(Q_{61y}/Q_{61x}). \quad x)$$

На основе изложенного алгоритма составлена программа расчета для ЕС ЭВМ. Ввод исходных данных, постоянных по величине, осуществляется с помощью двух перфокарт в такой последовательности:

1) * варианта задания [BAP]; число позиций $N[N]$; величина приращения аргумента $\Delta\varphi^*$ [DFG] (при вращении начального звена I по часовой стрелке $\Delta\varphi^* < 0$, например DFG = -39); геометрические размеры $L_1[L1]$, $a[A]$, $b[B]$ в м; относительные размеры $\lambda_2[LA2]$, $\lambda_3[LA3]$, $\lambda_{c\phi}[LAC\phi]$, $\lambda_4[LA4]$, $\lambda_e[LAE]$, $\lambda_{s2}[LAS2]$, $\lambda_{sy}[LASy]$.

х) Угловые координаты векторов сил определяются с помощью оператора-функции FUNCTION ATG(S, O) аналогично кривошипно-ползунному механизму.

2) Массы (в кг), моменты инерции звеньев (в кг.м²) и средняя угловая скорость ω_1 (рад/с):

$m_1 [M1], J_{10} [I1]^x), m_2 [M2], J_{2s} [I2],$
 $m_3 [M3], J_{3c} [I3], m_4 [M4], J_{4s} [I4],$
 $m_5 [M5], \omega_1 [OM].$

Затем вводится массив значений внешней силы P_5 , приложенной к звену 5 $[P5(K), K = 1, N]$.

Результаты расчета выводятся на печать в виде таблицы, где для каждой позиции в первой строке дан номер позиции K , угол φ (в градусах) $[FG]$ и величины модулей сил (Н), а во второй строке — соответствующие угловые координаты (в градусах) векторов сил относительно оси X_1 (углы $\varphi_{12}, \varphi_{23}, \varphi_{63}, \varphi_{61}$) или относительно оси X_2 (углы $\varphi_{34}, \varphi_{54}$); направление вектора Q_{65} совпадает с положительным направлением оси Y_2 , если $Q_{65} > 0$.

Ниже приводятся фрагменты из программы: блок ввода исходных данных и результаты расчета для конкретного числового примера. Полностью программа, содержащая 183 оператора, из-за ограниченного объема данного пособия не приводится.

x) В обоих расчетах величина J_{10} (или J_I^{np}) непосредственно не используется, но может быть применена для определения главного момента сил инерции звена I при более точном расчете, когда угловое ускорение ε_1 находится из уравнения движения в дифференциальной форме с помощью подпрограммы DR 200.

```
// JOB 017802
// OPTION LINK,LIST
// EXEC FORTAN
```

DOS/ES FORTRAN IV V.M 2.2

OPTIONS IN EFFECT

СЛОВОРА РАСЧЕТ УГОЛИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА 39

ИДЕНТИФИКАТОРЫ ИСХОДНЫХ ВЕЛИЧИН

VAR - НОМЕР ВАРИАНТА ЗАДАНИЯ
 N - ЧИСЛО ИССЛЕДУЕМЫХ ПОЗИЦИЙ
 OFC - ВАР ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕГО КООРДИНАТЫ
 MECH - МЕХАНИЗМ (УГЛА F) В ГРАДУСАХ
 A,B - КООРДИНАТЫ ТОЧКИ ОС В ГРАДУСАХ
 L1 - ДЛИНА НАЧАЛЬНОГО ЗВЕНА (КРИВОЙ) В М
 LA2 - ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ДЛИНА ЗАТУНА 2 (L2/L1)
 LAS2 - ОТНОСИТЕЛЬНОЕ РАССТОЯНИЕ ДО ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА 2 (LAS2/LAB)
 LA3 - ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ДЛИНА ПЛЕЧА КОРМЫСЛА 3 (LBC/L1)
 LA4 - ОТНОСИТЕЛЬНАЯ ДЛИНА ПЛЕЧА КОРМЫСЛА 4 (LDF/L1)
 LAS4 - ОТНОСИТЕЛЬНОЕ РАССТОЯНИЕ ДО ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА 4 (LDS4/L1)
 LAS - ВНЕШНЯЯ СТЕПЕННАЯ К ДЛИНЕ КРИВОЙ (E/L1)
 M1,M2,M3,M4,M5 - МАССЫ ЗВЕНЬЕВ 1,2,3,4,5 В КГ
 J1 - ПРИВЕДЕННЫЙ МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ПЕРВОЙ ГРУППЫ ЗВЕНЬЕВ В КГ·М²
 J2,J3,J4 - МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ 2,3,4 В КГ·М²
 OM - СРЕДНЯЯ УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ЗВЕНА 1 В РАД/С
 (P5(K), K=1,N) - МАССИВ ЧИСЛОВЫХ ЗНАЧЕНИЙ СИЛ P5 В Н