

Государственный комитет СССР по народному образованию

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Издательство МГТУ

1991

Государственный комитет СССР по народному образованию

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМОВ

Утверждено редсоветом МГТУ в качестве учебного пособия

Под редакцией К.В.Фролова

Издательство МГТУ
1991

Рецензент Е.И. Воробьев

С36 Силовой расчет механизмов: Учебное пособие / Д.М. Лукичев, Л.А. Тимофеев, И.Н. Ермакова, А.В. Яминский; Под ред. Н.В. Фролова. - М.: Изд-во МГУ, 1991. - 78 с., ил.

ISBN 5-7038-0658-5

В пособии приведены методики силового расчета рычажных механизмов графоаналитическим и аналитическими способами. Разобранны конкретные примеры определения реакций в кинематических парах двух шестизвенных и одного четырехзвенного механизма с использованием аналитического метода замкнутых векторных контуров, реализованные на СД и БС ЭВМ. Изложена теоретическая основа силового расчета рычажных механизмов с использованием обобщенного метода преобразования координат, а также силового расчета зубчатых, планетарных и кулачковых механизмов. Предназначено для студентов дневной и смешанной формы обучения, а также для слушателей ФАП при изучении дисциплины "Основы проектирования машин" и выполнении курсовых работ и проектов.

Табл. 6. Ил. 21. Библиогр. 4 назв.

ВБК 34.41

Редакция заказной литературы

Л.Игорий Михайлович Лукичев, Леонид Алексеевич Тимофеев, Ирина Николаевна Ермакова, Андрей Владимирович Яминский

Силовой расчет механизмов

Заведующая редакцией Н.Г. Новикова
Редактор О.М. Коротева
Корректор Л.И. Мажугина

ISBN 5-7038-0658-5

С МГУ им. Н.Э. Баумана, 1991.

Подписано в печать 17.04.91 формат 60х84/16. Бумата тип. № 2.
Печ. л. 5,0 Уч. печ. л. 4,65 Уч.-изд. л. 4,57 Тираж 1000 экз.
Изд. № 13. Заказ № 655 Цена 10 к.

Издательство МГУ, типография МГУ.
107006, Москва, В-6, 2-я Бауманская, 6.

ВВЕДЕНИЕ

Силовой расчет механизмов включает в себя определение сил (реакций) в кинематических парах и нагрузки на отдельные звенья без учета или с учетом трения в кинематических парах. При этом на основе принципа Даламбера должно учитываться ускоренное движение масс путем введения в расчет главных векторов и главных моментов сил инерции звеньев и сведения задачи динамики к задаче статики, если рассматривается система сил, находящихся в равновесии. Это особенно важно для быстроходных машин с весьма массивными звеньями, когда силы инерции могут быть значительными.

Силовой расчет механизмов при их проектировании необходим: для последующих расчетов деталей и узлов машин на прочность, жесткость, виброустойчивость; для расчета ступенчатого износа элементов кинематических пар при выборе материалов и с целью определения ресурса работы машины; для выбора смазочного материала, определения давления в смазочном слое и мест подвода смазки в подшипниках. В зубчатых и кулачковых механизмах знание сил в кинематических парах позволяет выполнить расчет на прочность валов и осей, определить контактные напряжения, обеспечить расчет замыкающей пружины при условии отсутствия отрыва толкателя от кулачка и т.д.

В большинстве случаев силовой расчет механизмов выполняется без учета трения в кинематических парах, что упрощает задачу, а затем при необходимости по найденным силам в кинематических парах определяют моменты сил трения в шарнирах и силы трения в поступательных и высших парах и вводят их в расчет как дополнительные силовые факторы; это позволяет приближенно оценить влияние трения на силовое нагружение звеньев и потери на трение при определении механического КПД механизма.

При установившемся режиме работы машины силовой расчет значений движения можно приближенно выполнять без учета неравномерности вращения входного вала рабочей машины, поскольку, как показывают расчеты, погрешность при этом в большинстве случаев будет невелика.

Силовой расчет механизмов может быть выполнен графическим способом или одним из аналитических способов с применением ЭВМ, что обеспечивает высокую производительность и необходимую точность расчета.

МЕТОДИКА СИЛОВОГО РАСЧЕТА РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Как известно, большинство плоских рычажных механизмов с одной степенью свободы представляют собой совокупность простейшего первичного механизма (одно подвижное звено и стойка) и присоединенных статически определенными кинематическими цепями в виде двухповодковых групп Ассура различных модификаций. Силовой расчет таких механизмов начинают с той двухповодковой группы, для которой известна внешняя нагрузка; при этом применяют уравнения статики, выражающие условия равновесия системы сил. Перед силовым расчетом находят линейные ускорения центров масс и угловые ускорения подвижных звеньев либо графическим способом путем построения планов скоростей и ускорений, либо одним из аналитических способов. Ускорения нужны для определения главных векторов сил инерции и главных моментов сил инерции звеньев (кратко: сил и моментов сил инерции). Сила инерции F_i -го звена $F_i = m_i \cdot \ddot{x}_i$, где m_i - масса, $\ddot{x}_i$ - ускорение центра массы, или же в виде составляющих по осям координат $F_{ix} = -m_i \cdot \ddot{x}_i$; $F_{iy} = -m_i \cdot \ddot{y}_i$; $F_i = \sqrt{F_{ix}^2 + F_{iy}^2}$. Момент сил инерции M_i -го звена $M_i = J_i \cdot \ddot{\varphi}_i$, где J_i - момент инерции относительно оси, проходящей через центр массы, $\ddot{\varphi}_i$ - угловое ускорение.

Для аналитических расчетов будем применять правую систему координат, при этом иногда бывает полезно с целью упрощения для каждой структурной группы использовать свою систему координат.

При расчете аналитическим способом момент некоторой силы (рис. 1) относительно точки С можно найти по формуле

$$M_C(F_i) = -F_{ix} \cdot \ell \cdot \sin \varphi_i + F_{iy} \cdot \ell \cdot \cos \varphi_i, \quad (1)$$

где $\ell = \ell_{CD} = \sqrt{(x_D - x_C)^2 + (y_D - y_C)^2}$ - расстояние между точками С и D, φ_i - угловой координат вектора $\vec{\ell} = \overline{CD}$, определяемая в общем случае по формулам

$$\sin \varphi_i = (y_D - y_C) / \ell,$$

$$\cos \varphi_i = (x_D - x_C) / \ell$$

или же с учетом знаков синуса и косинуса по выражению

$$\varphi_i = \arctan((y_D - y_C) / (x_D - x_C)).$$

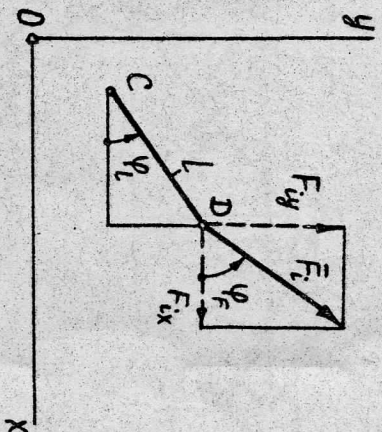


Рис. 1

Если известны модуль вектора силы F_i и его угловой координата φ_i (от оси OX в направлении вращения против часовой стрелки), то формула (1) примет вид

$$M_C(F_i) = -F_i \cos \varphi_i \cdot \ell \cdot \sin \varphi_i + F_i \sin \varphi_i \cdot \ell \cdot \cos \varphi_i,$$

или же в более простой форме

$$M_C(F_i) = F_i \ell \sin(\varphi_i - \varphi_{\ell}). \quad (2)$$

Наибольшее применение находят модификации двухповодковых структурных групп, изображенных на рис. 2, 3, 4.

Для первой структурной группы звеньев ℓ, d (рис. 2а) при равностороннем решении (рис. 2а, б) полезно использовать разложение неизвестных сил в крайних шарнирах B и D на продольные (вдоль звена) и поперечные составляющие. Тогда силы F_{iD}^x и F_{iB}^x определим из уравнений моментов сил, приложенных соответственно к звену ℓ и звену d , относительно точки С.

Для звена ℓ

$$\sum M_C = F_{iD}^x \cdot \ell_{CD} + M_C(F_i) + M_C(F_{iB}^y) + M_C(F_{iB}^x) = 0,$$

откуда можно найти силу F_{iD}^x . Плечи сил находят из чертежа, например плечо силы инерции $M_C(F_{iB}^y) = CC' \cdot \mu_{\ell}$, где μ_{ℓ} - масштаб схемы, мм/м, CC' - отрезок, мм.

Аналогично для звена d

$$\sum M_C = F_{iB}^x \cdot \ell_{BC} + M_C(F_i) + M_C(F_{iD}^y) + M_C(F_{iD}^x) = 0,$$

откуда определяют силу F_{iB}^x .

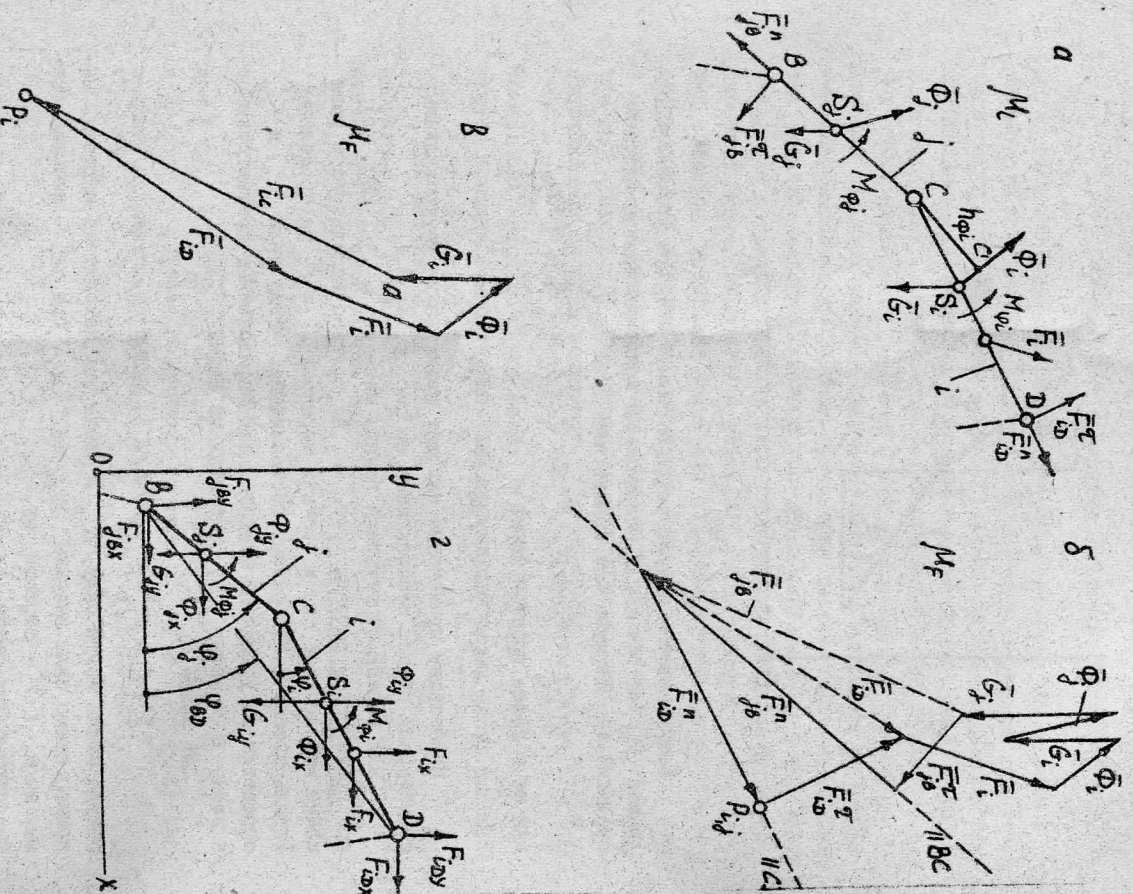


Рис. 2

6

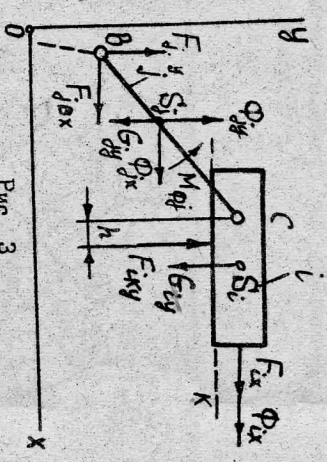
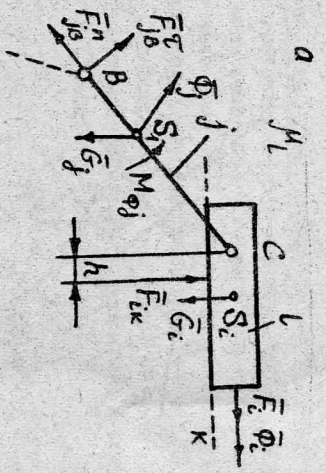


Рис. 3

Затем рассматривают всю структурную группу, и из векторного уравнения сил путем построения плана сил находят неизвестные силы F_{jd}^n и F_{jd}^t :

$$\vec{F}_{jd}^n + \vec{F}_{jd}^t + \vec{F}_{jd}^c + \vec{F}_{jd}^d + \vec{F}_{jd}^e + \vec{F}_{jd}^f + \vec{F}_{jd}^g + \vec{F}_{jd}^h + \vec{F}_{jd}^i + \vec{F}_{jd}^j + \vec{F}_{jd}^k + \vec{F}_{jd}^l + \vec{F}_{jd}^m + \vec{F}_{jd}^n + \vec{F}_{jd}^o + \vec{F}_{jd}^p + \vec{F}_{jd}^q + \vec{F}_{jd}^r + \vec{F}_{jd}^s + \vec{F}_{jd}^t + \vec{F}_{jd}^u + \vec{F}_{jd}^v + \vec{F}_{jd}^w + \vec{F}_{jd}^x + \vec{F}_{jd}^y + \vec{F}_{jd}^z = 0.$$

Графическое решение этого уравнения дано на плане сил, приложенных к звеньям i, j (см. рис. 2б), построенном в некотором масштабе μ_F .

Силы в шарнирах D и B определяют как векторные суммы составляющих:

$$\vec{F}_{jd} = \vec{F}_{jd}^n + \vec{F}_{jd}^t, \quad \vec{F}_{jd} = \vec{F}_{jd}^n + \vec{F}_{jd}^t.$$

7

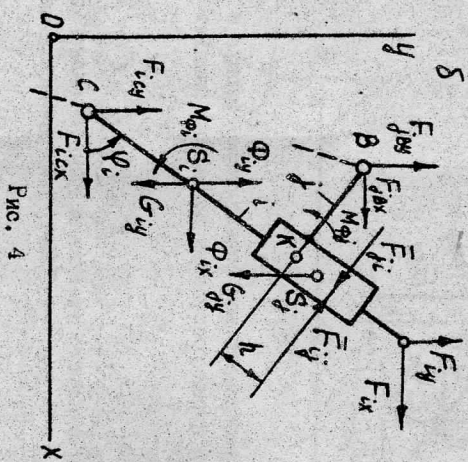
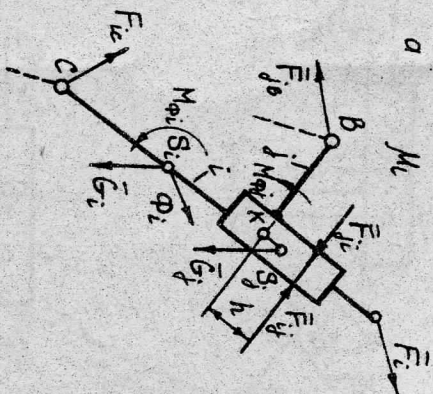


Рис. 4

Силу в среднем шарнире C находят из уравнения сил для дробото из звеньев i, d , например для звена i :

$$\vec{F}_{CD} + \vec{F}_i + \vec{Q}_i + \vec{G}_i + \vec{F}_{iC} = 0.$$

Для этого на плане сил, приложенных к звену i (см. рис. 2в), достаточно соединить прямой точки a и d . Сила $F_{iC} = aP_i / \mu_F$.

При аналитическом решении будем считать, что до этого были найдены составляющие сил инерции звеньев по координатным осям (проекции векторов) и моменты сил инерции. Внешняя нагрузка, например в виде силы F_i , может быть задана модулем вектора (абсолютная величина) и угловой координатой φ_{F_i} или же проекциями F_{ix}, F_{iy} на координатные оси (рис. 2г).

Уравнение моментов сил, приложенных к звену i , относительно точки C согласно формуле (1):

$$-F_{ix} \cdot l_{CD} \sin \varphi_i + F_{iy} \cdot l_{CD} \cos \varphi_i + M_{iC} = 0, \quad (3)$$

где M_{iC} - алгебраическая сумма моментов относительно точки C всех остальных силовых факторов ($F_i, \varphi_{ix}, \varphi_{iy}, M_{Fi}, G_i$).

Уравнение моментов сил, приложенных к звеньям i, d , относительно точки B :

$$-F_{dx} \cdot l_{BD} \sin \varphi_d + F_{dy} \cdot l_{BD} \cos \varphi_d + M_{dB} = 0, \quad (4)$$

где M_{dB} - сумма моментов относительно точки B всех остальных силовых факторов ($F_i, \varphi_i, G_i, M_{Fi}, \varphi_d, G_d, M_{Fd}$), приложенных к звеньям i, d , а расстояние l_{BD} и угловую координату вектора $\vec{BD}$ определяют по формулам

$$l_{BD} = \sqrt{(x_d - x_B)^2 + (y_d - y_B)^2}, \quad \varphi_{BD} = \arctg \frac{y_d - y_B}{x_d - x_B}.$$

Моменты известных сил находят с помощью аналогичных соотношений, например

$$M_B(\varphi_{ix}) = -\varphi_{ix} (l_{BC} \sin \varphi_i + l_{CSi} \sin \varphi_i),$$

$$M_B(\varphi_{iy}) = \varphi_{iy} (l_{BC} \cos \varphi_i + l_{CSi} \cos \varphi_i).$$

Решение системы уравнений (3), (4) относительно неизвестных сил F_{idx} и F_{idy} приводит к формулам

$$F_{dx} = (M_{iC} \cos \varphi_{BD} / l_{CD} - M_{dyB} \cos \varphi_i / l_{BD}) / \sin(\varphi_{BD} - \varphi_i), \quad (5)$$

$$F_{dy} = (M_{iC} \sin \varphi_{BD} / l_{CD} - M_{dxB} \sin \varphi_i / l_{BD}) / \sin(\varphi_{BD} - \varphi_i). \quad (6)$$

Полная сила (реакция) в шарнире D , приложенная к звену со стороны рассматриваемого звена,

$$F_{dD} = \sqrt{F_{dx}^2 + F_{dy}^2},$$

Решение системы уравнений (11), (12) с учетом равенства $\vec{F}_{ij} = -\vec{F}_{ji}$ дает формулы:

$$\vec{F}_{ij} = (M_{ij} - M_{ik}) / l_{ik} \quad (13)$$

$$h = M_{ij} / F_{ij} \quad (14)$$

После этого при графическом решении силы $\vec{F}_{ic}$ и $\vec{F}_{iv}$ в шарнирах C и B находят из векторных уравнений сил, приложенных соответственно к звену i или j, с помощью плана сил аналогично рис. 2в.

При аналитическом решении силы F_{icx}, F_{icy} и F_{ivx}, F_{ivy} находят из уравнений проекций сил, приложенных соответственно к звену i или j.

2. ПРИМЕР СИЛОВОГО РАСЧЕТА ШЕСТИЗВЕННОГО РУЧАЙНОГО МЕХАНИЗМА ПРАВИЛЬНОГО СПОСОБОМ И АНАЛИТИЧЕСКИМ НА ЭВМ

На рис. 5а дана кинематическая схема шестизвенового рычажного механизма, преобразующего непрерывное вращательное движение звена I (кривошипа АВ) в возвратно-поступательное движение ползуна 5.

Исходные данные. Размеры, характеризующие кинематическую схему: $a = 0,170$ м; $b = 0,340$ м; $l_1 = l_{AB} = 0,100$ м; $\lambda_2 = l_{BC} / l_1 = 4$; $\lambda_{S2} = l_{BS2} / l_{BC} = 0,5$; $\lambda_3 = l_{CD} / l_1 = \lambda_{DE} = l_{DE} / l_1 = 3$; $\lambda_4 = l_{EN} / l_1 = 2$; $\lambda_5 = l_{EN} / l_1 = 2,5$; $\lambda_{S4} = l_{EN} / l_1 = 0,5$. Обобщенная координата механизма φ_1 ; угловая скорость начального звена I $\omega_1 = 100$ рад/с $= 3000^\circ/\text{с}$. Массы и моменты инерции звеньев: $m_1 = 50$ кг; $J_{1S} = 20$ кг·м²; $m_2 = 5$ кг; $J_{2S} = 0,01$ кг·м²; $m_3 = 8$ кг; $J_{3S} = 0,2$ кг·м²; $m_4 = 2$ кг; $J_{4S} = 0,007$ кг·м²; $m_5 = 6$ кг. Внешняя нагрузка: сила, $F_5(\varphi_1)$, приложенная к ползуну, и момент $M_1(\varphi_1)$, приложенный к звену I (закон движения механизма задан и известна нагрузка $F_5(\varphi_1)$ на выходное звено 5, а момент $M_1(\varphi_1)$ должен быть найден).

Выполним силовой расчет данного механизма в позиции, когда звено I повернуто на угол 30° относительно положения AB_0 , характеризующего крайнее положения коромысла 3 и ползуна 5. В этот момент времени сила $F_5 = 1000$ Н.

Графическое решение. Кинематическую схему механизма вычерчивают в масштабе в заданном положении. Так, если отрезок $AB = 25$ мм, а истинная длина $l_{AB} = 0,1$ м, то масштаб $\mu_l = AB / l_{AB} = 25 / 0,1 = 250$ мм/м.

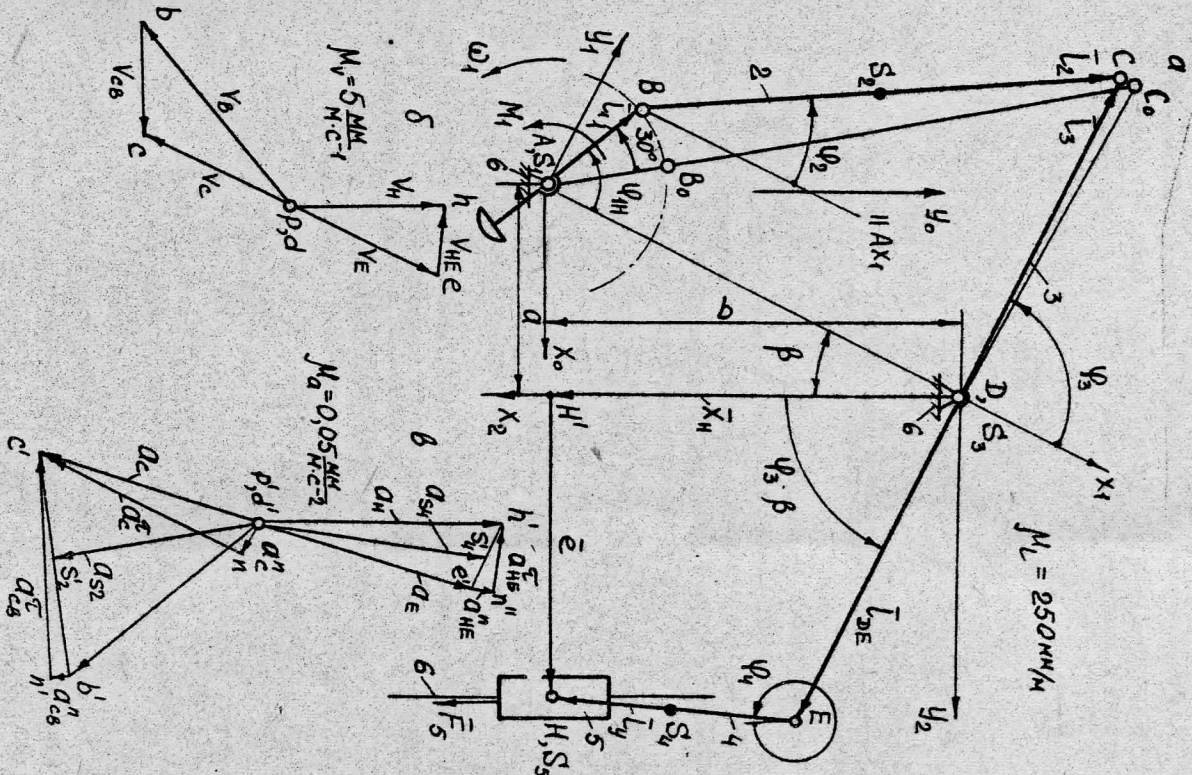


Рис. 5

Для определения сил и моментов сил инерции звеньев строят план скоростей (рис. 5б) и план ускорений (рис. 5в). План скоростей строят в масштабе $\mu_v = 5 \text{ мм/(м.с}^{-1}\text{)}$ по уравнениям:

$$v_B = \omega_1 \cdot \ell_{AB}; \quad \frac{v_C}{\overline{ICD}} = \frac{v_B + \overline{v}_{CB}}{\overline{LAB}}; \quad v_E = v_C \cdot \frac{\overline{ED}}{\overline{CD}};$$

$$\overline{v}_H = \overline{v}_E + \overline{v}_{HE}; \quad v_C = \rho_C / \mu_v, \quad M_C; \quad v_{CB} = c\delta / \mu_v, \quad v_{HE} = h\epsilon / \mu_v.$$

План ускорений строят в масштабе $\mu_a = 0,05 \text{ мм/(м.с}^{-2}\text{)}$ по уравнениям:

$$a_B = a_1 = \omega_1^2 \cdot \ell_{AB}; \quad \frac{\overline{a}_C + \overline{a}_C^T}{\overline{ICD}} = \frac{\overline{a}_B + \overline{a}_{CB}^T + \overline{a}_{CB}^T}{\overline{LAB}}; \quad \frac{\overline{a}_H}{\overline{IDH}} = \frac{\overline{a}_E + \overline{a}_{HE}^T + \overline{a}_{HE}^T}{\overline{IEH}};$$

$$a_C^T = v_C^2 / \ell_{CD}; \quad a_{CB}^T = v_{CB}^2 / \ell_{CB}; \quad a_E = a_C \cdot \frac{\overline{ED}}{\overline{CD}};$$

$$\frac{\overline{a}_H}{\overline{IDH}} = \frac{\overline{a}_E + \overline{a}_{HE}^T + \overline{a}_{HE}^T}{\overline{IEH}}; \quad a_{HE}^T = v_{HE}^2 / \ell_{HE};$$

$$\frac{\delta' s_2'}{\delta' c_1'} = \frac{B s_2'}{B c_1'}; \quad \frac{e' s_4'}{h' e_1'} = \frac{E s_4'}{H e_1'}.$$

Линейные ускорения центров масс звеньев 2, 4 и угловые ускорения звеньев 2, 3, 4 определяют по формулам:

$$a_{s2} = \rho' s_2' / \mu_a; \quad a_{s4} = \rho' s_4' / \mu_a;$$

$$\epsilon_2 = a_{c2}^T / \ell_{c2},$$

$$\text{где } a_{c2}^T = a_{c2}^T / \mu_a;$$

$$\epsilon_3 = a_{c3}^T / \ell_{c3},$$

$$\text{где } a_{c3}^T = a_{c3}^T / \mu_a;$$

$$\epsilon_4 = a_{c4}^T / \ell_{c4},$$

$$\text{где } a_{c4}^T = a_{c4}^T / \mu_a.$$

Величины главных векторов сил инерции и главных моментов сил инерции звеньев определяют по формулам:

$$|\overline{F}_j| = |m_j \overline{a}_{sj}| = 0; \quad |M_{Fj}| = |J_{js} \epsilon_j| = 0; \quad |F_2| = |m_2 a_{s2}| = 5,840 = 4200 \text{ Н};$$

$$|M_{F2}| = |J_{2s} \epsilon_2| = 0,01 \cdot 2350 = 23,5 \text{ Н.м};$$

$$|\overline{F}_3| = |m_3 \overline{a}_{s3}| = 0; \quad |M_{F3}| = |J_{3s} \epsilon_3| = 0,2 \cdot 3267 = 6534 \text{ Н.м};$$

$$|M_{F4}| = |J_{4s} \epsilon_4| = 0,007 \cdot 1750 = 12,2 \text{ Н.м};$$

$$|\overline{F}_3| = |m_3 \overline{a}_H| = 6,990 = 5940 \text{ Н}; \quad M_{F5} = 0.$$

Силы тяжести звеньев $G_1 = m_1 g \approx 10 \text{ мн}$; $G_1 = 500 \text{ Н}$; $G_2 = 50 \text{ Н}$; $G_3 = 80 \text{ Н}$; $G_4 = 20 \text{ Н}$; $G_5 = 60 \text{ Н}$. Далее рассматривается силовое нагружение статически определимых структурных групп звеньев 4, 5 и 2, 3 (рис. 6а).

Линия действия силы F_{36} , приложенной к ползуну 6 от стойки 6, проходит через точку Н, поскольку линия действия всех остальных сил, приложенных к ползуну, проходит через эту точку. Поэтому силу F_{36} легко найти из уравнения моментов сил, приложенных к звеньям 4, 5, относительно точки Е

$$-F_{36} \cdot h_{36} + (F_5 + G_5 + q_5) h_{55} - q_5 h_{54} + M_{F4} + G_4 \cdot h_{64} = 0,$$

где h_2 - плечи соответствующих сил, например

$$h_{55} = EE' / \mu_c = 5/250 = 0,020 \text{ м};$$

$$F_{36} = ((F_5 + G_5 + q_5) h_{55} - q_5 h_{54} + M_{F4} + G_4 \cdot h_{64}) / h_{36} = ((1000 + 60 + 5940) \cdot 0,020 - 1960 \cdot 0,008 + 12,2 + 20 \cdot 0,012) / 0,196 = 699 \text{ Н}$$

(знак "плюс" означает, что выбранное предположительно направление вектора силы F_{36} соответствует действительному).

Из векторного уравнения сил, приложенных к звеньям 4, 5,

$$\overline{F}_3 + \overline{G}_3 + \overline{Q}_3 + \overline{Q}_4 + \overline{G}_4 + \overline{F}_{36} + \overline{F}_{43} = 0.$$

Теперь можно найти силу F_{43} в шарнире Е.

Из плана сил (рис. 6б) для звеньев 4, 5, построенного в масштабе $\mu_F = 0,01 \text{ мм/Н}$, сила $F_{43} = 994,5 / \mu_F = 89/0,01 = 8900 \text{ Н}$.

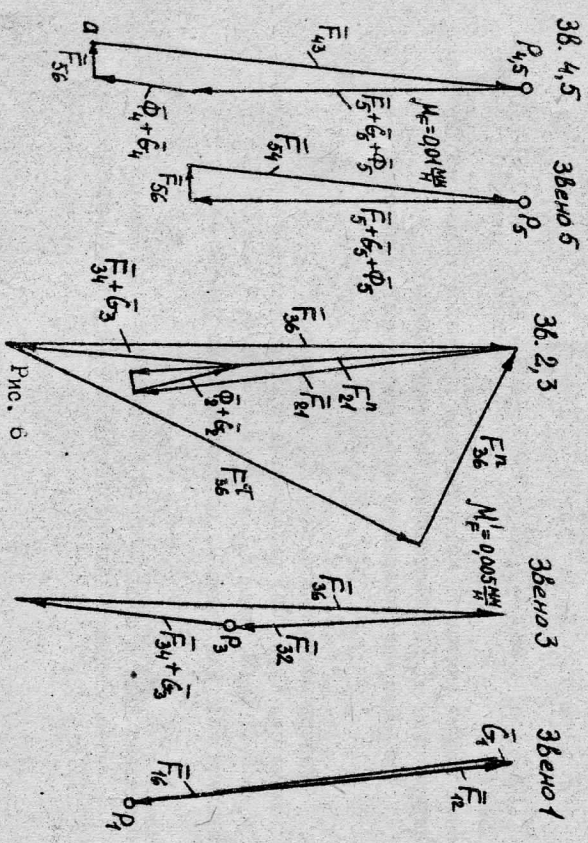
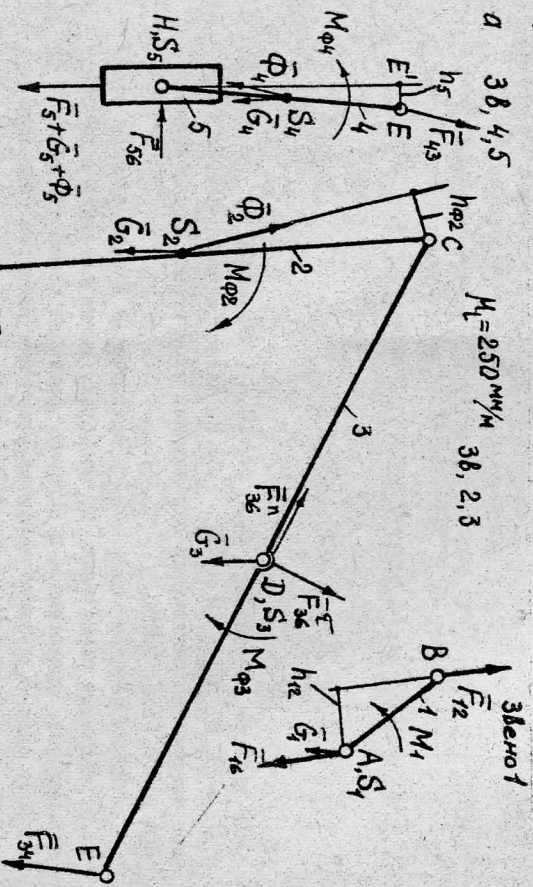
Из плана сил для звена 5, построенного по уравнению

$$\overline{F}_5 + \overline{G}_5 + \overline{Q}_5 + \overline{F}_{36} + \overline{F}_{54} = 0,$$

определяют силу в шарнире Н: $F_{54} = 6900 \text{ Н}$.

Затем рассматривают структурную группу звеньев 2, 3. Сила

$$F_{34} = -F_{43}.$$



Для звена 2 сумма моментов сил относительно точки C $\sum M_C = 0$ или конкретно

$$F_{21}^T \cdot l_{BC} - F_{34} \cdot h_{34} - M_{F2} - G_2 \cdot h_{G2} = 0,$$

откуда, после подстановки численных значений, находят силу $F_{21}^T = (4200 \cdot 0,040 + 23,5 + 50 \cdot 0,008) / 0,3 = 540 \text{ Н}$.

Аналогично для звена 3 $\sum M_C = 0$ или конкретно

$$F_{36}^T \cdot l_{CD} - F_{34} \cdot h_{34} - M_{F3} - G_3 \cdot h_{G3} = 0,$$

откуда

$$F_{36}^T = (8900 \cdot \frac{139}{250} + 653,4 + 80 \cdot \frac{66}{250}) / 0,3 = 18743 \text{ Н}.$$

Силы F_{21}^T и F_{36}^T определяют из плана сил для звеньев 2, 3 (см. рис. 66), построенного по уравнению

$$F_{21}^T + F_{36}^T + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \bar{G}_4 + \bar{G}_5 + \bar{G}_6 + \bar{G}_7 + \bar{G}_8 = 0.$$

Силы в шарнирах B и D:

$$F_{21} = F_{21}^T + F_{21}^C, \quad F_{36} = F_{36}^T + F_{36}^C;$$

их числовые значения получают делением величины соответствующего отрезка на масштаб сил $\mu_F' = 0,005 \text{ мм/Н}$:

$$F_{21} = 15000 \text{ Н}; \quad F_{36} = 20800 \text{ Н}.$$

Силу F_{32} в шарнире C находят из уравнения сил, приложенных к вену 3,

$$F_{34} + \bar{G}_3 + \bar{G}_4 + \bar{G}_5 + \bar{G}_6 + \bar{G}_7 + \bar{G}_8 = 0.$$

Из плана сил (см. рис. 66)

$$F_{32} = \frac{55 \text{ мм}}{0,005 \text{ мм/Н}} = 11000 \text{ Н}.$$

Силу в шарнире A и момент M_1 определяют из схемы нагружения начального звена 1 (см. рис. 6а) по уравнениям: $F_{12} = -F_{21}$; $F_{16} + F_{12} = 0$; $M_{F1} = -G_1 \cdot l_1 = 0$; $M_1 - F_{12} \cdot h_{12} = 0$. Результаты: $F_{16} = 15400 \text{ Н}$ (из плана сил на рис. 6б); $M_1 = 15400 \cdot 0,052 = 801 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Аналитическое решение. Линейные ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев механизма определяют методом процирования векторных контуров: $ABCD$ в системе координат Ax_1y_1 и $DEHN'D$ в системе Dx_2y_2 . Для первого контура получают уравнения

$$\begin{cases} \ell_1 \cos \varphi_1 + \ell_2 \cos \varphi_2 = \ell_{AD} + \ell_3 \cos \varphi_3, \\ \ell_1 \sin \varphi_1 + \ell_2 \sin \varphi_2 = \ell_3 \sin \varphi_3, \end{cases} \quad (15)$$

где

$$\ell_{AD} = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad \ell_2 = \ell_{BC}, \quad \ell_3 = \ell_{DC}.$$

Решение системы уравнений (15) дает функции положения $\varphi_3(\varphi_1)$ и $\varphi_2(\varphi_1)$ в следующем виде:

$$\varphi_3 = \arccos(\sin \varphi_1 / \lambda_{BD}) - \arccos((\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \lambda_1^2) / (2 \lambda_{BD} \lambda_3)),$$

где

$$\lambda_{BA} = \ell_{BD} / \ell_1 = \sqrt{1 + \lambda_5^2 - \lambda_6 \cos \varphi_1}, \quad \lambda_6 = \ell_{AD} / \ell_1;$$

$$\varphi_2 = \arcsin((\lambda_3 \sin \varphi_3 - \sin \varphi_1) / \lambda_2).$$

Затем определяются функции положения центра массы S_2 в виде зависимости его координат от обобщенной координаты

$$\begin{cases} x_{S2} = \ell_1 \cos \varphi_1 + \ell_{BS2} \cos \varphi_2; \\ y_{S2} = \ell_1 \sin \varphi_1 + \ell_{BS2} \sin \varphi_2. \end{cases} \quad (16)$$

Аналогично для второго контура

$$\begin{cases} \ell_{DE} \cos(\varphi_3 - \beta) + \ell_4 \cos \varphi_4 = x_4; \\ \ell_{DE} \sin(\varphi_3 - \beta) + \ell_4 \sin \varphi_4 = y_4, \end{cases} \quad (17)$$

$$\text{где } \beta = \arctan(a/b) = \arctan(0.17/0.34) = 26.565^\circ.$$

Решение системы уравнений (17) дает функции положения $\varphi_4(\varphi_1)$ и $x_4(\varphi_1)$:

$$\varphi_4 = \arcsin((\lambda_4 - \lambda_{DE} \sin(\varphi_3 - \beta)) / \lambda_4);$$

$$x_4 = \ell_1 \lambda_{DE} \cos(\varphi_3 - \beta) + \lambda_4 \cos \varphi_4.$$

Далее определяются функции положения центра массы S_4 :

$$\begin{cases} x_{S4} = \ell_{DE} \cos(\varphi_3 - \beta) + \ell_{ES4} \cos \varphi_4; \\ y_{S4} = \ell_{DE} \sin(\varphi_3 - \beta) + \ell_{ES4} \sin \varphi_4. \end{cases} \quad (18)$$

Дифференцирование уравнений (15)-(18) по φ_1 дает первые производные функции в следующем виде:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_3 &= \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \sin \varphi_1 / \lambda_{BD}; \\ \dot{\varphi}_2 &= \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \sin(\varphi_3 - \beta) / (\lambda_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)); \\ \dot{x}_{S2} &= \frac{dx_{S2}}{d\varphi_1} = \sin(\varphi_1 - \varphi_2) / (\lambda_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2)); \\ \dot{x}_4 &= \frac{dx_4}{d\varphi_1} = \sin(\varphi_3 - \beta) / \lambda_4; \end{aligned}$$

$$\dot{u}_{41} = -\lambda_{CD} \cos(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31} / (\lambda_4 \cos \varphi_4),$$

$$\text{где } \lambda_{CD} = \ell_{CD} / \ell_1;$$

$$\dot{v}_{q52x} = \frac{dv_{q52x}}{d\varphi_1} = -\ell_1 (\sin \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{52} \sin \varphi_2 \cdot \dot{u}_{21});$$

$$\dot{v}_{q52y} = \frac{dv_{q52y}}{d\varphi_1} = \ell_1 (\cos \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{52} \cos \varphi_2 \cdot \dot{u}_{21});$$

$$\dot{v}_{q54x} = \frac{dv_{q54x}}{d\varphi_1} = -\ell_1 (\lambda_{CD} \cos(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31} + \lambda_4 \lambda_{54} \sin \varphi_4 \cdot \dot{u}_{41});$$

$$\dot{v}_{q54y} = \frac{dv_{q54y}}{d\varphi_1} = \ell_1 (\lambda_{CD} \sin(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31} + \lambda_4 \lambda_{54} \cos \varphi_4 \cdot \dot{u}_{41});$$

$$\dot{v}_{q41} = \frac{dv_{q41}}{d\varphi_1} = -\ell_1 (\lambda_{CD} \sin(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31} + \lambda_4 \lambda_{41} \sin \varphi_4).$$

Второе дифференцирование по φ_1 дает вторые производные функции (аналоги угловых и линейных ускорений):

$$\ddot{\varepsilon}_{q2} = \frac{d^2 \dot{u}_{21}}{d\varphi_1^2} = (\cos \varphi_1 - \varphi_3) + \lambda_2 \cdot \dot{u}_{21} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - \lambda_3 \cdot \dot{u}_{31}^2 / (\lambda_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2));$$

$$\ddot{\varepsilon}_{q3} = \frac{d^2 \dot{u}_{31}}{d\varphi_1^2} = (\cos \varphi_1 - \varphi_2) + \lambda_2 \lambda_{21}^2 - \lambda_3 \cos(\varphi_3 - \varphi_2) \cdot \dot{u}_{31}^2 / (\lambda_2 \sin(\varphi_3 - \varphi_2));$$

$$\ddot{\varepsilon}_{q4} = \frac{d^2 \dot{u}_{41}}{d\varphi_1^2} = (\lambda_{DE} \sin(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31}^2 - \cos(\varphi_3 - \beta) - \varepsilon_{q3}) +$$

$$+ \lambda_4 \sin \varphi_4 \cdot \dot{u}_{41}^2 / (\lambda_4 \cos \varphi_4);$$

$$\ddot{a}_{q41} = \frac{d^2 \dot{v}_{q41}}{d\varphi_1^2} = -\ell_1 (\lambda_{DE} \cos(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31}^2 + \sin(\varphi_3 - \beta) \cdot \varepsilon_{q3}) +$$

$$+ \lambda_4 (\cos \varphi_4 \cdot \dot{u}_{41}^2 + \varepsilon_{q4} \sin \varphi_4);$$

$$\ddot{a}_{q52x} = -\ell_1 (\cos \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{52} (\cos \varphi_2 \cdot \dot{u}_{21}^2 + \sin \varphi_2 \cdot \varepsilon_{q2}));$$

$$\ddot{a}_{q52y} = -\ell_1 (\sin \varphi_1 + \lambda_2 \lambda_{52} (\sin \varphi_2 \cdot \dot{u}_{21}^2 - \cos \varphi_2 \cdot \varepsilon_{q2}));$$

$$\ddot{a}_{q54x} = -\ell_1 (\lambda_{DE} \cos(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31}^2 + \varepsilon_{q3} \sin(\varphi_3 - \beta)) +$$

$$+ \lambda_4 \lambda_{54} (\dot{u}_{41}^2 \cos \varphi_4 + \varepsilon_{q4} \sin \varphi_4);$$

$$\ddot{a}_{q54y} = \ell_1 (\lambda_{DE} \sin(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31}^2 - \varepsilon_{q3} \cos(\varphi_3 - \beta) \cdot \dot{u}_{31}^2 +$$

$$+ \lambda_4 \lambda_{54} (\dot{u}_{41}^2 \cos \varphi_4 - \varepsilon_{q4} \sin \varphi_4)).$$

Линейные ускорения центров масс и угловые ускорения звеньев при $\omega_1 = \cos 5t$ определяют по формулам:

$$\dot{\epsilon}_i = \dot{\epsilon}_i \cdot \omega_1^2; \quad a_{xi} = a_{xi} \cdot \omega_1^2; \quad a_{yi} = a_{yi} \cdot \omega_1^2.$$

Числовые значения кинематических параметров для заданного положения механизма следующие:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \angle B_0 A D + 30^\circ = 66,8^\circ; & \varphi_2 &= 31,34^\circ; \\ \dot{\varphi}_1 &= 89,86^\circ; & \dot{\varphi}_2 &= 0,22677; \\ \ddot{\varphi}_1 &= -0,11478; & \ddot{\varphi}_2 &= -0,15355; \\ \varphi_3 &= 354,84^\circ; & \varphi_4 &= 0,201638; \\ \dot{\varphi}_3 &= 0,201638; & \dot{\varphi}_4 &= -0,14116; \\ \ddot{\varphi}_3 &= -0,06262; & \ddot{\varphi}_4 &= -0,06884; \\ a_{q32x} &= -0,09255; & a_{q32y} &= 0,013847; \\ \epsilon_2 &= 2016 \text{ рад/с}^2; & \epsilon_3 &= 3075 \text{ рад/с}^2; \\ \epsilon_4 &= -1412 \text{ рад/с}^2; & a_n &= -965,7 \text{ м/с}^2; \\ a_{s2x} &= -626,2 \text{ м/с}^2; & a_{s2y} &= -588,4 \text{ м/с}^2; \\ a_{s4x} &= -929,5 \text{ м/с}^2; & a_{s4y} &= 138 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Силы инерции и моменты сил инерции звеньев: $\varphi_1 = 0, M_{\varphi 1} = 0, \varphi_2 = -m_2 a_{s2x} = -5 \cdot (-626,2) = 3131 \text{ Н}; \varphi_2 = -m_2 a_{s2y} = -20,16 \text{ Н.м};$
 $= -5 \cdot (-588,4) = 2942 \text{ Н}; M_{\varphi 2} = -J_{s2} \cdot \epsilon_2 = -0,01 \cdot 2016 = -20,16 \text{ Н.м};$
 $M_{\varphi 3} = -J_{s3} \cdot \epsilon_3 = -0,2 \cdot 3075 = -615 \text{ Н.м}; \varphi_4 = -m_4 a_{s4x} =$
 $= -2 \cdot (-929,5) = 1859 \text{ Н}; \varphi_4 = -m_4 a_{s4y} = -2 \cdot 138 = -276 \text{ Н}; M_{\varphi 4} =$
 $= -J_{s4} \cdot \epsilon_4 = -0,007 \cdot (-1412) = 9,98 \text{ Н.м}; \varphi_5 = -m_5 \cdot a_n =$
 $= -6 \cdot (-965,7) = 5794 \text{ Н}.$

Далее решают основную задачу - определение сил в кинематических парах механизма по методике, изложенной в гл. 1.

Сначала рассматривают структурную группу звеньев 4, 5 (см. рис. 6а). Для определения сил $F_{54x} = F_{54}$ находят сумму моментов M_{5H} всех остальных сил, приложенных к звену 5, относительно точки H и сумму моментов M_{54E} всех остальных сил, приложенных к звену 4, 5, относительно точки E (в системе координат x_2, y_2):

$$\begin{aligned} M_{5H} &= 0; \quad M_{54E} = -(F_{3x} + G_{3x} + \varphi_3) \cdot \epsilon_n \cdot \sin \varphi_4 - \\ & - (F_{4x} + G_{4x}) \cdot \epsilon_{s4} \cdot \sin \varphi_4 + \varphi_4 \cdot \epsilon_{s4} \cdot \cos \varphi_4 + M_{\varphi 4} = \\ & = -(1000 + 60 + 5794) \cdot 0,2 \cdot \sin 354,84^\circ - (1859 + 20) \cdot 0,1 \cdot \\ & \cdot \sin 354,84^\circ + (-276) \cdot 0,1 \cdot \cos 354,84^\circ + 9,98 = 122,58. \end{aligned}$$

По формуле (9)

$$F_{54y} = (M_{5H} - M_{54E}) / (\epsilon_n \cos \varphi_4) = -122,58 / (0,2 \cdot 0,995947) = -615,4 \text{ Н}.$$

Силу в шарнире H, приложенную к ползуну 5, находят из уравнений проекций сил,

$$F_{4Hx} + F_{5Hx} + G_{5Hx} + \varphi_5 = 0,$$

откуда

$$F_{4Hx} = -(1000 + 60 + 5794) = -6854 \text{ Н};$$

$$F_{5Hy} + F_{56y} = 0,$$

откуда

$$F_{5Hy} = -(-615,4) = 615,4 \text{ Н};$$

$$F_{54} = \sqrt{F_{54x}^2 + F_{54y}^2} = 6881,6 \text{ Н}.$$

Угловую координату φ_{54} вектора F_{54} относительно оси x_2 определяют по тригонометрическим функциям:

$$\begin{aligned} \sin \varphi_{54} &= F_{54y} / F_{54} = 615,4 / 6881,6 = 0,089427; \\ \cos \varphi_{54} &= F_{54x} / F_{54} = -6854 / 6881,6 = -0,995989, \end{aligned}$$

что дает угол $\varphi_{54} = 180^\circ - \arccos(\sin \varphi_{54} / \cos \varphi_{54}) = 180^\circ - 5,13^\circ = 174,87^\circ.$

Аналогично находят силу в шарнире E, приложенную к звену 4:

$$\begin{aligned} F_{43x} + F_{45x} + \varphi_4 + G_{43x} &= 0; \quad F_{45x} = -F_{54x} = 6854 \text{ Н}; \\ F_{43x} &= -(6854 + 1859 + 20) = -8733 \text{ Н}; \\ F_{43y} + F_{45y} + \varphi_4 + G_{43y} &= 0; \quad F_{45y} = -F_{54y} = -615,4 \text{ Н}; \\ F_{43y} &= -(-615,4 - 276) = 891,4 \text{ Н}; \\ F_{43} &= \sqrt{F_{43x}^2 + F_{43y}^2} = 8778,4 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Угловую координату φ_{43} вектора F_{43} с осью x_2 вычисляют по соотношениям:

$$\begin{aligned} \sin \varphi_{43} &= F_{43y} / F_{43} = 891,4 / 8778,4 = 0,101545; \\ \cos \varphi_{43} &= F_{43x} / F_{43} = -8773 / 8778,4 = -0,999385; \end{aligned}$$

$$\varphi_{43} = 180^\circ - \arcsin(\sin \varphi_{43} / \cos \varphi_{43}) = 180^\circ - 5,83^\circ = 174,17^\circ.$$

После определения сил в трех кинематических парах структурной группы звеньев 4, 5 рассматривают структурную группу звеньев 2, 3 в системе координат x_1, y_1 :

Для нахождения сил $F_{36} = F_{36x} + F_{36y}$ в шарнире D вычисляют сумму моментов M_{3C} всех остальных сил, приложенных к звену 3, относительно точки C и сумму моментов M_{236} всех остальных сил, приложенных к звеньям 2, 3, относительно точки B.

В шарнире E к звену 3 приложена сила $F_{34} = -F_{43}$; угол-

Вдх координату этого вектора в системе $X_1 A_1 Y_1$ определяют по формуле $\psi_{34}^{(1)} = \psi_{34}^{(2)} - (180^\circ - \beta)$, но $\psi_{34}^{(2)} = \psi_{43}^{(2)} + 180^\circ$, следовательно, $\psi_{34}^{(1)} = \psi_{34}^{(2)} = \psi_{43}^{(2)} + \beta = 174,17^\circ + 26,56^\circ = 200,73^\circ$.

Момент силы $\bar{F}_{34}$ относительно точки С по формуле (2)

$$M_C(F_{34}) = F_{34} \cdot \ell_{CE} \sin(\psi_{34} - (\psi_3 + 180^\circ)) = 8778,4 \cdot 0,6 \sin(200,73^\circ - (89,85^\circ + 180^\circ)) = -8778,4 \cdot 0,6 \sin 69,12^\circ = -4921,15 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Аналогично момент силы $\bar{G}_3$ относительно точки С

$$M_C(G_3) = G_3 \cdot \ell_{CD} \cdot \sin((180^\circ + \beta) - (\psi_3 + 180^\circ)) = 800,3 \sin(26,56^\circ - 89,85^\circ) = -800,3 \sin 63,29^\circ = -21,44 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{3C} = M_C(F_{34}) + M_C(G_3) + M_{\varphi 3} = -4921,15 - 21,44 - 615 = 5557,59 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Чтобы определить моменты сил $\bar{F}_{34}$ и $\bar{G}_3$ относительно точки В, найдем координаты точек В, D, E в системе $X_1 A_1 Y_1$:

$$X_B = \ell_B \cos \varphi_1 = 0,1 \cos 66,8^\circ = 0,0394 \text{ м};$$

$$Y_B = \ell_B \sin \varphi_1 = 0,1 \sin 66,8^\circ = 0,0919 \text{ м};$$

$$X_D = \sqrt{\ell_D^2 + \ell^2} = \sqrt{0,17^2 + 0,34^2} = 0,3801 \text{ м}; \quad Y_D = 0;$$

$$X_E = X_D + \ell_{DE} \cos(\varphi_3 + 180^\circ) = 0,380 + 0,3 \cos(89,85^\circ + 180^\circ) = 0,3792;$$

$$Y_E = Y_D + \ell_{DE} \sin(\varphi_3 + 180^\circ) = 0,3 \sin 269,85^\circ = -0,3000.$$

Расстояния между точками В, D и В, E

$$\ell_{BD} = \sqrt{(X_D - X_B)^2 + (Y_D - Y_B)^2} = \sqrt{(0,3801 - 0,0394)^2 + (0,0919 - 0)^2} = 0,3529 \text{ м},$$

$$\ell_{BE} = \sqrt{(X_E - X_B)^2 + (Y_E - Y_B)^2} = \sqrt{(0,3792 - 0,0394)^2 + (-0,3000 - 0,0919)^2} = 0,5187 \text{ м}.$$

Угловые координаты векторов $\bar{BD}$ и $\bar{BE}$ в системе $X_1 A_1 Y_1$

$$\psi_{BD} = \arctg\left(\frac{Y_D - Y_B}{X_D - X_B}\right) = \arctg\left(\frac{0 - 0,0919}{0,3801 - 0,0394}\right) = 344,90^\circ;$$

$$\psi_{BE} = \arctg\left(\frac{Y_E - Y_B}{X_E - X_B}\right) = \arctg\left(\frac{-0,3000 - 0,0919}{0,3792 - 0,0394}\right) = 310,93^\circ.$$

По формуле (2)

$$M_B(F_{34}) = F_{34} \cdot \ell_{BE} \sin(\psi_{34} - \psi_{BE}) = 8778,4 \cdot 0,5187 \sin(200,73^\circ - 310,93^\circ) = -4273,3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_B(G_2) = G_2 \cdot \ell_{BS2} \sin((180^\circ + \beta) - \varphi_2) = 50 \cdot 0,25 \sin(180^\circ + 26,56^\circ - 31,34^\circ) = 0,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_B(G_3) = G_3 \cdot \ell_{BD} \sin((180^\circ + \beta) - \varphi_{BD}) = 80 \cdot 0,3529 \cdot \sin(180^\circ + 26,56^\circ - 344,9^\circ) = -18,77 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По формуле (1)

$$M_B(\varphi_2) = -\varphi_2 \cdot \ell_{BS2} \sin \varphi_2 + \varphi_{2y} \cdot \ell_{BS2} \cos \varphi_2 = -3131 \cdot 0,2 \cdot \sin 31,34^\circ + 2942 \cdot 0,2 \cos 31,34^\circ = 176,85 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{238} = M_B(F_{34}) + M_B(G_3) + M_{\varphi 3} + M_B(G_2) + M_B(\varphi_2) = -4273,3 - 18,77 - 615 + 0,83 + 176,85 - 20,16 = -4749,55 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По формуле (5), (6)

$$F_{36x} = (M_{3C} \cos \varphi_{BD} / \ell_{CD} - M_{238} \cos \varphi_3 / \ell_{BD}) / \sin(\varphi_3 - \varphi_2) = (-5557,59 \cos 344,9^\circ / 0,3 - (-4749,55) \cos 89,85^\circ / 0,3529) \cdot \sin(344,9^\circ - 89,85^\circ) = 18548,77 \text{ Н};$$

$$F_{36y} = (M_{3C} \sin \varphi_{BD} / \ell_{CD} - M_{238} \sin \varphi_3 / \ell_{BD}) / \sin(\varphi_3 - \varphi_2) = (-5557,59 \sin 344,9^\circ / 0,3 - (-4749,55) \sin 89,85^\circ / 0,3529) \cdot \sin(189,85^\circ - 344,9^\circ) = 8935,10 \text{ Н}.$$

Сила в шарнире D, приложенная к звену 3,

$$F_{36} = \sqrt{F_{36x}^2 + F_{36y}^2} = 20588,7 \text{ Н}.$$

Угловую координату ψ_{36} вектора $\bar{F}_{36}$ от оси X_1 вычисляют по соотношениям

$$\sin \psi_{36} = F_{36y} / F_{36} = 8935,10 / 20588,7 = 0,433981;$$

$$\cos \psi_{36} = F_{36x} / F_{36} = 18548,77 / 20588,7 = 0,900920;$$

$$\psi_{36} = \arctg(\sin \psi_{36} / \cos \psi_{36}) = \arctg(0,481109) = 25,72^\circ.$$

После определения силы в шарнире D остальные две силы в шарнирах С и В находят из уравнений проекций сил на координатные оси X_1, Y_1 .
Для звена 3

Правильного учета сил тяжести звеньев вводит общую для всего механизма систему координат X_0, Y_0 , начало которой совпадает с осью вращения кривошипа, при этом ось A_0 — вертикальна.

На основе изложенного алгоритма составлена программа расчета для ЭВМ. Ввод исходных данных осуществляется в диалоговом режиме в такой последовательности:

VAR — номер варианта задания;

DFC — шаг изменения обобщенной координаты механизма (угла φ'), град;

A, B — координаты a, b шарнира D, м;

L₁ — длина l_1 начального звена (кривошипа), м;

LA2 — относительная длина шатуна 2 ($\lambda_2 = l_2/l_1$);

LA32 — относительное расстояние до центра масс звена 2 ($\lambda_{32} = l_{32}/l_2$);

LA3 — относительная длина плеча коромысла 3 ($\lambda_3 = l_{3c}/l_1$);

LADE — относительная длина другого плеча коромысла ($\lambda_{DE} = l_{DE}/l_1$);

LA4 — относительная длина звена 4 ($\lambda_4 = l_4/l_1$);

LA34 — относительное расстояние до центра масс звена 4 ($\lambda_{34} = l_{34}/l_4$);

LAЕ — внеосность, отнесенная к длине кривошипа ($\lambda_E = e/l_1$);

M₁, M₂, M₃, M₄, M₅ — массы звеньев 1, 2, 3, 4, 5, кг;

I₁ — приведенный момент инерции первой группы звеньев, кг·м²;

I₂, I₃, I₄ — моменты инерции звеньев 2, 3, 4, кг·м²;

OM — средняя угловая скорость звена 1, рад/с;

F_{3(N)} — масса числовых значений силы F_3 , Н.

Если направление силы F_3 совпадает с положительным направлением оси X_2 , то сила считается положительной, в противном случае сила F_3 — отрицательная.

После ввода исходных данных расчет выполняется в такой последовательности. Определяются функции положения механизма, кинематические передаточные функции скоростей и ускорений. Далее — силы инерции и моменты сил инерции звеньев и реакции в кинематических парах механизма. Угловые координаты векторов сил определяются с использованием стандартной подпрограммы ATAN2.

Полный текст программы на языке Фортран приводится в при-

ложении 1. Результаты расчета (см. приложение 2) выводятся на печать в виде таблиц числовых значений текущего угла φ в градусах, модулей векторов сил — в ньютонках и их угловых координат — в градусах. Модули сил выводятся в первой строке, а во второй строке — соответствующие угловые координаты векторов сил относительно оси X_1 (углы $\varphi_{21}, \varphi_{32}, \varphi_{16}, \varphi_{36}$) или относительно оси X_2 (углы $\varphi_{43}, \varphi_{45}$); направление вектора F_{36} совпадает с положительным направлением оси X_2 , если $F_{36} > 0$.

По данным таблиц результатов расчета строят голографы сил $\vec{F}_{21}(\varphi), \vec{F}_{32}(\varphi), \vec{F}_{16}(\varphi), \vec{F}_{36}(\varphi), \vec{F}_{43}(\varphi), \vec{F}_{45}(\varphi)$ и график $\vec{F}_{36}(\varphi)$ желательнее в том же масштабе, что и планы сил. Угловые координаты векторов $\vec{F}_{21}, \vec{F}_{32}, \vec{F}_{16}, \vec{F}_{36}$ фиксируются от положительного направления оси X_1 , векторов $\vec{F}_{43}, \vec{F}_{45}$ — от положительного направления оси X_2 в направлении вращения кривошипа. По виду голографов сил можно судить о характере изменения и нагрузке на звенья и подшипники, о наиболее нагруженных участках элементов кинематических пар, что необходимо для последующих расчетов деталей машин на прочность, жесткость, для расчета ожидаемого износа элементов кинематических пар и т.д.

3. СЛОВОЙ РАСЧЕТ ШЕСТИЗВЕНННОГО КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА НА ЭВМ ПО ПРОГРАММЕ PQR 3807

Расчетная схема шестизвенового кулисного механизма дана на рис. 7а. Механизм состоит из кривошипа 1 — входного звена, к которому приложен движущий момент M_{1d} , кулисы 3, шатунов 2 и 4 (так называемых кулисных камней), ползуна 5 — выходного звена, к которому приложена сила сопротивления F_{5c} , и стойки 6. Схема дана в правой системе координат X_1Y_1 . Механизм работает в установившемся режиме, колебания угловой скорости ω_1 кривошипа 1 незначительны (коэффициент δ неравномерности вращения кривошипа мал), поэтому $\omega_1 \approx \omega_{1cp} = \text{const}$.

Исходные данные для словового расчета на ЭВМ: длина l_{1d} кривошипа 1, межосевое расстояние l_{1c} , длина l_{3c} кулисы 3, расстояние l_{c33} от оси C до центров масс S_3 кулисы 3, массы m_1, m_3 и m_5 звеньев 1, 3 и 5 в килограммах, момент инерции J_{3c} кулисы 3 (массами звеньев 2 и 4 пренебрегаем), ω_1 — среднее значение угловой скорости кривошипа. Сила сопротивления задана в виде массы сил, при этом знак силы должен соответствовать ее направлению по отношению к оси Y : сила положительна, если ее

направление совпадает с направлением оси y , и отрицательна при ее направлении против оси y . Если сила принимает только два числовых значения, как это имеет место, например, в поперечно-строгальных станках /см. график (F_{sc}, S_5) на рис. 7б/, то можно вводить последовательно два значения силы, при вспомогательном ходе и рабочем ходе, т.е. $(F_{sc})_1$ и $(F_{sc})_2$, и угловые координаты кривошипа φ_{nc2} и φ_{nc1} , соответствующие началу и концу действия силы резания, составившей вместе с силой трения значение $(F_{sc})_2$

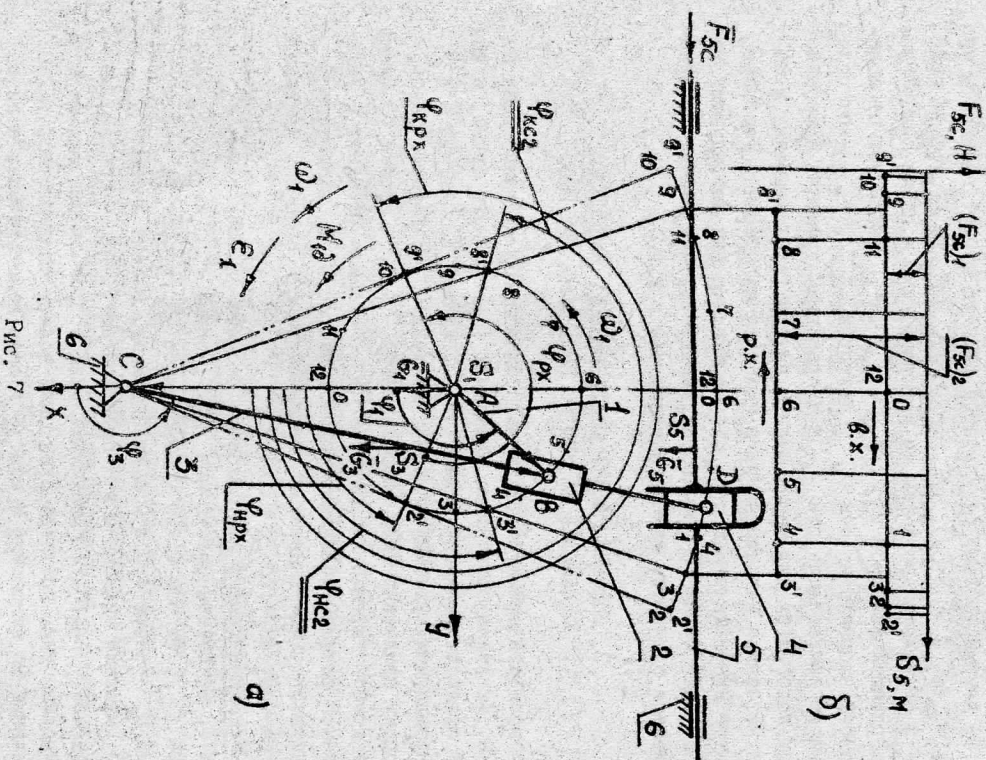


Рис. 7

Число N позиций механизма, для которых должен быть выполнен силовой расчет, определяется требуемым шагом $\Delta\varphi$, изменении обобщенной координаты φ , (угла поворота кривошипа 1). Например, если $\Delta\varphi = 30^\circ$ (как на рис. 7а), то всего позиций от нулевой до двенадцатой $N = 360^\circ/\Delta\varphi + 1 = 13$.

Задача силового расчета — определение за цикл движения механизма сил в кинематических парах в зависимости от обобщенной координаты φ , т.е. $\vec{F}_6(\varphi)$, $\vec{F}_2(\varphi)$, $\vec{F}_3(\varphi)$, $\vec{F}_4(\varphi)$, $\vec{F}_5(\varphi)$, $\vec{F}_8(\varphi)$ и построение подпрофилей сил.

Решение поставленной задачи требует предварительного нахождения кинематических параметров, а именно: ускорений a_{33} и a_{35} центров масс звеньев 3 и 5 и углового ускорения ε_3 кулисы 3. Для этого применяют метод замкнутых векторных контуров: кинематическую цепь (А-В-С-А), состоящую из звеньев 1, 3 и стоек 6, представляют в виде векторного контура, составленного из векторов $\vec{e}_{AB}$, $\vec{e}_{AC}$ с постоянной длиной и вектора $\vec{e}_{CB}$ с переменной длиной.

Условие замкнутости этого векторного контура выражают уравнением $\vec{e}_{AB} = \vec{e}_{AC} + \vec{e}_{CB}$.

Проецируя эти векторы на оси x и y , получают

$$e_{AB} \cos \varphi_1 = e_{AC} + e_{CB} \cos \varphi_3, \quad (19)$$

$$e_{AB} \sin \varphi_1 = e_{CB} \sin \varphi_3 \quad (20)$$

В этих уравнениях известны e_{AB} , e_{AC} и угол φ_1 , который задается в интервале $[0, 2\pi]$. Незвестными являются длина e_{CB} и угол φ_3 , который, согласно рис. 7а, лежит во II или III четверти.

Текущее значение длины вектора e_{CB} определяют по теореме косинусов: $e_{CB} = \sqrt{e_{AB}^2 + e_{AC}^2 - 2e_{AB}e_{AC} \cos \varphi_1}$.

Далее из уравнения (20) получают

$$\sin \varphi_3 = e_{AB} \sin \varphi_1 / e_{CB}$$

и, следовательно,

$$\varphi_3 = \arcsin(e_{AB} \sin \varphi_1 / e_{CB}).$$

Уравнения (19), (20) дифференцируют по φ_1 :

$$\begin{aligned} -e_{AB} \sin \varphi_1 &= -e_{CB} \sin \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + \frac{de_{CB}}{d\varphi_1} \cos \varphi_3, \\ e_{AB} \cos \varphi_1 &= e_{CB} \cos \varphi_3 \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + \frac{de_{CB}}{d\varphi_1} \sin \varphi_3. \end{aligned} \quad (21)$$

В результате преобразования координат (условного поворота осей координат на угол φ_3) получают

$$-l_{A8} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) = -l_{C8} \sin(\varphi_3 - \varphi_3) \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + \frac{dl_{C8} \cos(\varphi_3 - \varphi_3)}{d\varphi_1},$$

$$l_{A8} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) = l_{C8} \cos(\varphi_3 - \varphi_3) \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + \frac{dl_{C8} \sin(\varphi_3 - \varphi_3)}{d\varphi_1}$$

и далее после упрощений:

$$\dot{\varphi}_{31} = \frac{dl_{C8}}{d\varphi_1} = -l_{A8} \sin(\varphi_1 - \varphi_3),$$

$$l_{A8} \cos(\varphi_1 - \varphi_3) = l_{C8} \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1},$$

откуда

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} \cdot \frac{dt}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{l_{A8}}{l_{C8}} \cos(\varphi_1 - \varphi_3).$$

Чтобы найти угловое ускорение кулисы 3, дифференцируют уравнение (21) по φ_1 и после преобразования координат и упрощений получают

$$-l_{A8} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) = 2 \cdot \frac{dl_{C8}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} + l_{C8} \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2},$$

откуда аналог углового ускорения кулисы 3

$$\varepsilon_{p3} = \frac{d^2\varphi_3}{d\varphi_1^2} = \frac{d^2 u_{31}}{d\varphi_1} = -(l_{A8} \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2 \dot{\varphi}_{31} \frac{d u_{31}}{d\varphi_1}) / l_{C8}.$$

Ускорение ε_3 определяют из соотношения

$$\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = \frac{d(u_{31} \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \frac{d u_{31}}{d\varphi_1} = \omega_1 \frac{d u_{31}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \varepsilon_{p3} \cdot \omega_1^2.$$

Чтобы найти проекции на оси x и y ускорения центра массы 3, записывают сначала функции его положения (координаты)

$$x_{33} = l_{C33} \cos \varphi_3, \quad y_{33} = l_{C33} \sin \varphi_3,$$

затем дифференцируют эти выражения и получают формулы для расчета проекций на оси x и y передаточной функции скорости центра масс

$$\dot{v}_{33x} = \frac{v_{33x}}{\omega_1} = \frac{dx_{33}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{dx_{33}}{d\varphi_1} = -l_{C33} \sin \varphi_3, \quad (22)$$

$$\dot{v}_{33y} = \frac{v_{33y}}{\omega_1} = \frac{dy_{33}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{dy_{33}}{d\varphi_1} = l_{C33} \cos \varphi_3. \quad (23)$$

Дифференцируя далее выражения (22) и (23) по φ_1 , выводят формулы для расчета проекций на оси x и y аналога ускорения центра масс

$$a_{p33x} = \frac{d\dot{v}_{33x}}{d\varphi_1} = -l_{C33} \cdot u_{31}^2 \cos \varphi_3 - l_{C33} \sin \varphi_3 \cdot \varepsilon_{p3},$$

$$a_{p33y} = \frac{d\dot{v}_{33y}}{d\varphi_1} = -l_{C33} \cdot u_{31}^2 \sin \varphi_3 + l_{C33} \cos \varphi_3 \cdot \varepsilon_{p3}.$$

Проекция ускорения точки 3 получают из соотношений

$$a_{33x} = \frac{d\dot{v}_{33x}}{dt} = \frac{d(l_{C33} \sin \varphi_3 \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \frac{d(l_{C33} \sin \varphi_3)}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} =$$

$$= a_{p33x} \cdot \omega_1^2, \quad a_{33y} = \frac{d\dot{v}_{33y}}{dt} = \frac{d(l_{C33} \cos \varphi_3 \cdot \omega_1)}{dt} = a_{p33y} \cdot \omega_1^2.$$

Аналогично находят ускорение a_{35} центра масс 5, пользуясь

$$\dot{\varphi}_5 = l_{C5} \sin \varphi_3$$

и далее

$$\dot{v}_5 = \frac{v_5}{\omega_1} = \frac{v_{p5}}{\omega_1} = \frac{d\varphi_5}{d\varphi_1} = l_{C5} \cdot u_{31} \cos \varphi_3,$$

$$a_{p5} = \frac{d\dot{v}_5}{d\varphi_1} = -l_{C5} (u_{31}^2 \sin \varphi_3 - \varepsilon_{p3} \cos \varphi_3),$$

$$a_{35} = a_5 = \frac{d\dot{v}_5}{dt} = \frac{d(l_{C5} \sin \varphi_3 \cdot \omega_1)}{dt} = a_{p5} \cdot \omega_1^2.$$

Главные векторы сил инерции определяют только для звеньев 3 и 5, так как центр масс 3, кривошипа совпадает с неподвижным шарниром А:

$$\varphi_{3x} = -m_3 \cdot a_{33x} = -m_3 \cdot a_{p33x} \cdot \omega_1^2,$$

$$\varphi_{3y} = -m_3 \cdot a_{33y} = -m_3 \cdot a_{p33y} \cdot \omega_1^2,$$

$$\varphi_5 = -m_5 \cdot a_{35} = -m_5 \cdot a_{p5} \cdot \omega_1^2$$

(соответствующие идентификаторы: $FD3x$, $FD3y$, $FD5$).

Главный момент сил инерции звена 3

$$M_{p3} = -J_{35} \cdot \varepsilon_3 = -J_{35} \cdot \varepsilon_{p3} \cdot \omega_1^2$$

(идентификатор $MD3$).

Известной внешней силой является сила сопротивления, приложенная к звену 5, поэтому силовой расчет начинают со структурной группы (статически определимой), состоящей из звеньев 5 и 4 (рис. 8а).

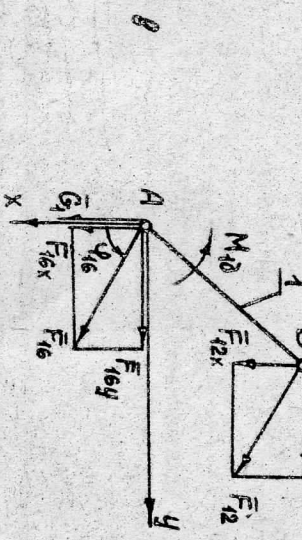
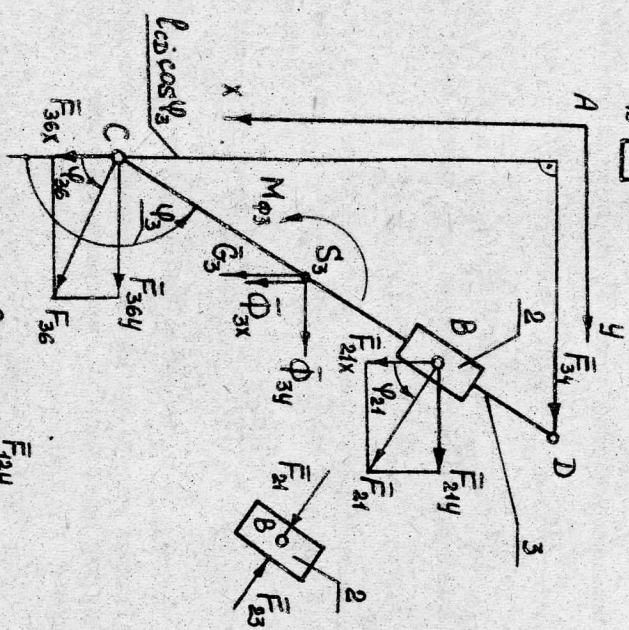
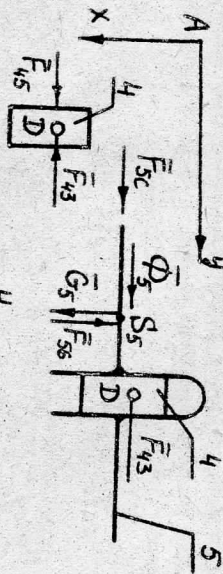


Рис. 8

Сумма проекций сил на оси Ax и Ay для звеньев 5, 4:

$$F_{56} + G_5 = 0,$$

$$F_{43} + F_{5c} + G_5^y = 0.$$

Следовательно,

$$F_{56} = -G_5, \quad F_{43} = -(F_{5c} + G_5^y).$$

Для звена 4

$$F_{45} = -F_{43} \quad \text{или} \quad F_{45} = F_{34}.$$

Далее определяют силы в кинематических парах структурной группы звеньев 2, 3 (рис. 8б) F_{21} и F_{36} . Известны силы F_{34} , G_3^x , G_3^y , G_3 . Незвестные составляющие сил направляют для вывода формул вдоль положительных направлений осей Ax и Ay ; момент $M_{\varphi 3}$ направляют также в положительную сторону (против часовой стрелки).

Сумма моментов сил относительно точки C для звеньев 2, 3:

$$-F_{21} \cdot l_{c\delta} - F_{34} \cdot l_{cd} \cdot \cos \varphi_3 - G_3^y (l_{cs} \cdot \cos \varphi_3) - (G_3 + G_3^y) (l_{cs} \cdot \sin \varphi_3) + M_{\varphi 3} = 0$$

Следовательно,

$$M(F_{21}) = F_{21} \cdot l_{c\delta} = -F_{34} \cdot l_{cd} \cos \varphi_3 - (G_3 + G_3^y) l_{cs} \sin \varphi_3 - G_3^y l_{cs} \cos \varphi_3 + M_{\varphi 3}$$

(идентификатор $M(F_{21})$), F_{21} определяют по формуле

$$F_{21} = \frac{|M(F_{21})|}{l_{c\delta}},$$

а угловую координату силы F_{21} по формуле

$$\varphi_{21} = \varphi_3 - \frac{\pi}{2},$$

если сила F_{21} дает момент по часовой стрелке, т.е. когда $M(F_{21}) < 0$, или по формуле

$$\varphi_{21} = \varphi_3 + \frac{\pi}{2},$$

если сила F_{21} дает момент против часовой стрелки, т.е. когда $M(F_{21}) > 0$.

Составляющая силы F_{21} :

$$F_{21x} = F_{21} \cos \varphi_{21}, \quad F_{21y} = F_{21} \sin \varphi_{21}.$$

Сумма проекций сил на оси Ax и Ay для звеньев 2, 3:

$$F_{36x} + F_{21x} + G_3^x + G_3 = 0, \quad F_{36y} + F_{34} + F_{21y} + G_3^y = 0.$$

Определяется,

$$F_{36x} = -F_{21x} - F_{3x}, \quad F_{36y} = -F_{21y} - F_{3y}, \quad F_{36} = \sqrt{F_{36x}^2 + F_{36y}^2}.$$

$$F_{12x} = F_{21x}, \quad F_{12y} = -F_{21y}.$$

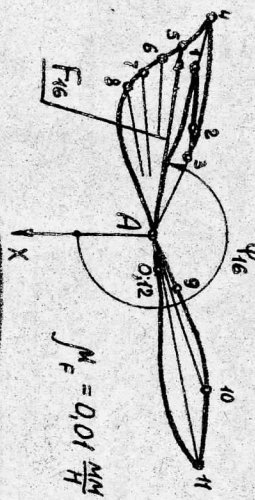
Сумма проекций сил, приложенных к звену I (рис. 8в), на оси Ax и Ay :

$$F_{16x} + G_1 + F_{12x} = 0, \quad F_{16y} + F_{12y} = 0.$$

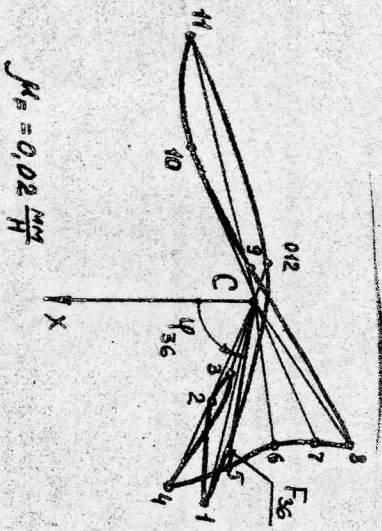
Определяется,

$$F_{16x} = -G_1 + F_{12x}, \quad F_{16y} = -F_{12y}, \quad F_{16} = \sqrt{F_{16x}^2 + F_{16y}^2}.$$

Определение угловых координат φ_{16} и φ_{36} векторов сил F_{16} и F_{36} проводят с помощью подпрограммы-функции $ATG(S, C)$, описания которой дано в [3], или с помощью стандартной подпрограммы $ATAN2$. Расчеты программы ДР 3207 дана в приложении 3, результаты расчета — в приложении 4. По результатам расчета строят графики сил для шарниров A и C (рис. 9).



$$M_F = 0,01 \frac{MM}{H}$$



$$M_F = 0,02 \frac{MM}{H}$$

Рис. 9

4. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕТЫРЕХЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА С РАЧАЮЩИМ ГИДРОЦИЛИНДРОМ НА ДВМ ПО ПРОГРАММЕ ДР 3050

Расчетная схема четырехзвенного коромыслово-кулисного механизма дана на рис. 10а. Механизм состоит из качающегося гидроцилиндра I, штока с поршнем 2, поворотной пластинки 3 и стойки 4. Сила F_2 , создаваемая давлением масла в гидроцилиндре и приложенная к звену 2, вызывает относительное перемещение звеньев 2 и I и требуемый поворот коромысла 3 с угловой скоростью ω_3 , а также совместный поворот звеньев 2 и I с угловой скоростью $\omega_2 = \omega_1$. Схема (рис. 10) дана в правой системе координат xcy : ось x направлена от оси C вращения коромысла 3 к оси поворота цилиндра I, а направление оси y соответствует вращению против часовой стрелки звена 3, принятого за начальное. Поэтому все угловые координаты обозначены от оси x в направлении против часовой стрелки.

Исходные данные для силового расчета: межосевое расстояние l_{CA} , длина коромысла l_{CB} , начальная угловая координата φ_{3N} звена 3, угловая координата φ_{3K} звена 3 в конце поворота, угловая координата φ центра массы S_3 звена 3, расстояние l_{CS3} от оси C до центра массы S_3 , расстояние l_{B32} от шарнира B до центра массы S_2 , расстояние l_{S1A} от центра массы S_1 до оси A, угловая координата β сил тяжести G_1 , G_2 и G_3 , моменты инерции J_{S1} и J_{S3} звеньев 1, 2 и 3 относительно их центров масс S_1 , S_2 и S_3 , массы m_1 , m_2 и m_3 звеньев 1, 2 и 3, массив значений угловых ускорений ϵ_3 звена 3, число N позиций механизма. При шаге $\Delta\varphi_3$ число N определяют по формуле $N = (\varphi_{3K} - \varphi_{3N}) / \Delta\varphi_3 + 1$, где $\varphi_{3K} - \varphi_{3N} = (\varphi_3^*)_{max}$ — максимальный угол поворота коромысла 3.

Задача силового расчета — определение сил в кинематических парах в зависимости от угла поворота $\varphi_3^* = \varphi_3 - \varphi_{3N}$ (идентификатор $F13G$): F_{14} — в шарнире A со стороны стойки 4 на звено I, F_{34} — в шарнире C, F_{32} — в шарнире B (идентификаторы модулей векторов сил и угловых координат: $F14$ и $F14G$, $F34$ и $F134G$, $F32$ и $F132G$). Находят также силу F_2 , приводящую в движение механизм.

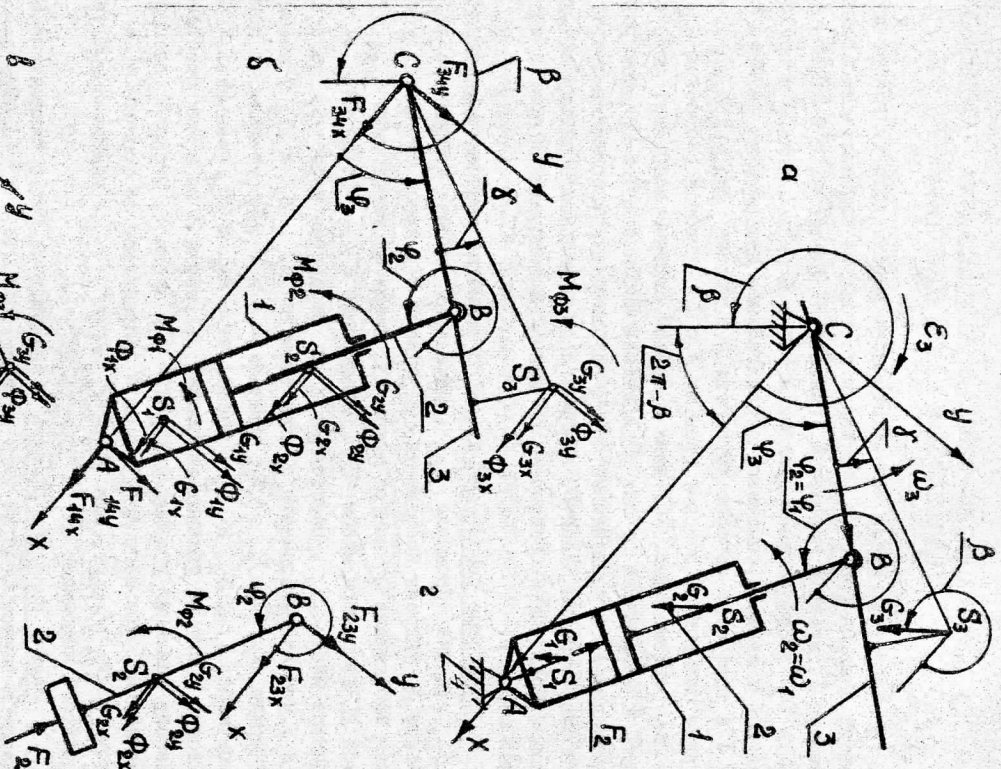


Рис. 10

Решение задачи требует предварительного кинематического исследования с целью определения ускорений $a_{S_1}, a_{S_2}, a_{S_3}$ центров масс S_1, S_2 и S_3 звеньев 1, 2 и 3 и угловых ускорений $\epsilon_1 = \epsilon_2$ звеньев 1 и 2 (угловое ускорение ϵ_3 начального звена задается). Для этого применяют метод замкнутых векторных контуров. Условие замкнутости векторного контура, составленного из звеньев механизма, выражают векторным уравнением $\vec{e}_{cB} + \vec{e}_{BA} = \vec{e}_{cA}$ и проектируют его на оси x и y :

$$\begin{aligned} \epsilon_{cB} \cos \varphi_3 + \epsilon_{BA} \cos \varphi_2 &= \epsilon_{cA}, \quad \epsilon_{cB} \sin \varphi_3 + \epsilon_{BA} \sin \varphi_2 = 0. \end{aligned}$$

Эти уравнения дифференцируют по обобщенной координате φ_3 :

$$-\epsilon_{cB} \sin \varphi_3 + \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} \cos \varphi_3 - \epsilon_{BA} \sin \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} = 0, \quad (24)$$

$$\epsilon_{cB} \cos \varphi_3 + \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} \sin \varphi_3 + \epsilon_{BA} \cos \varphi_2 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} = 0,$$

$$\frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} \cdot \frac{d\varphi_2}{d\varphi_3} = \omega_{23} = \omega_{23}$$

передаточное отношение угловых скоростей звеньев 2 и 3.

В результате преобразования координат (условного поворота осей координат на угол φ_2) получают

$$-\epsilon_{cB} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) - \epsilon_{BA} \sin(\varphi_2 - \varphi_2) \cdot \omega_{23} = 0,$$

$$\epsilon_{cB} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \epsilon_{BA} \cos(\varphi_2 - \varphi_2) \cdot \omega_{23} = 0$$

и далее после упрощений

$$-\epsilon_{cB} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} = 0, \quad (25)$$

$$\epsilon_{cB} \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + \epsilon_{BA} \omega_{23} = 0, \quad (26)$$

где

$$\frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} = \frac{d\epsilon_{cB}}{d\varphi_3} \cdot \frac{d\varphi_3}{d\varphi_3} = \omega_{23} = \omega_{23}$$

передаточная функция относительной скорости звеньев 2 и 1 (аналог относительной скорости). Из уравнений (25), (26) следует, что

$$\begin{aligned} \omega_{23} &= \epsilon_{cB} \sin(\varphi_3 - \varphi_2), \\ \omega_{23} &= -\frac{\epsilon_{cB}}{\epsilon_{BA}} \cos(\varphi_3 - \varphi_2). \end{aligned}$$

функции положения центров масс S_1 , S_2 и S_3 определяют их координаты

$$x_{s1} = \ell_{c4} - \ell_{s14} \cos \varphi_2, \quad y_{s1} = -\ell_{s14} \sin \varphi_2;$$

$$x_{s2} = \ell_{c8} \cos \varphi_3 + \ell_{8s2} \cos \varphi_2, \quad y_{s2} = \ell_{c8} \sin \varphi_3 + \ell_{8s2} \sin \varphi_2;$$

$$x_{s3} = \ell_{c53} \cos(\varphi_3 + \vartheta), \quad y_{s3} = \ell_{c53} \sin(\varphi_3 + \vartheta).$$

Проекции передаточных функций скоростей центров масс на оси x и y находят дифференцированием функций положения по φ_2 :

$$v_{q51x} = \frac{v_{s1x}}{\omega_3} = \frac{dx_{s1}}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_2} = \frac{dx_{s1}}{d\varphi_2} = \ell_{c23} \ell_{s14} \sin \varphi_2, \quad (27)$$

$$v_{q51y} = \frac{v_{s1y}}{\omega_3} = \frac{dy_{s1}}{dt} \cdot \frac{dt}{d\varphi_2} = \frac{dy_{s1}}{d\varphi_2} = -\ell_{c23} \ell_{s14} \cos \varphi_2, \quad (28)$$

$$v_{q52x} = \frac{dx_{s2}}{d\varphi_2} = -\ell_{c8} \cos \varphi_3 - \ell_{c23} \ell_{8s2} \sin \varphi_2, \quad (29)$$

$$v_{q52y} = \frac{dy_{s2}}{d\varphi_2} = \ell_{c8} \cos \varphi_3 + \ell_{c23} \ell_{8s2} \cos \varphi_2, \quad (30)$$

$$v_{q53x} = \frac{dx_{s3}}{d\varphi_2} = -\ell_{c53} \sin(\varphi_3 + \vartheta), \quad v_{q53y} = \frac{dy_{s3}}{d\varphi_2} = \ell_{c53} \cos(\varphi_3 + \vartheta). \quad (31)$$

Передаточную функцию углового ускорения $\varepsilon_{\varphi_2} = \varepsilon_{\varphi_2} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} = \frac{d^2(\varphi_2)}{d\varphi_2^2}$ получают в результате дифференцирования уравнения (24) и применения метода преобразования координат. После упрощений

$$-\ell_{c8} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) + 2 \cdot v_{q21} \cdot \ell_{c23} + \ell_{8a} \cdot \varepsilon_{\varphi_2} = 0,$$

откуда

$$\varepsilon_{\varphi_2} = (\ell_{c8} \sin(\varphi_3 - \varphi_2) - 2 \cdot v_{q21} \cdot \ell_{c23}) / \ell_{8a}.$$

Проекции передаточных функций ускорений (аналогов ускорений) центров масс S_1 , S_2 и S_3 на оси x и y находят дифференцированием проекций передаточных функций скоростей, т.е. уравнений (27) - (31):

$$a_{q51x} = \ell_{s14} \cdot \varepsilon_{\varphi_2} \cdot \sin \varphi_2 + \ell_{s14} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \ell_{c23}^2,$$

$$a_{q51y} = -\ell_{s14} \cdot \varepsilon_{\varphi_2} \cdot \cos \varphi_2 + \ell_{s14} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \ell_{c23}^2,$$

$$a_{q52x} = -\ell_{c8} \cos \varphi_3 - \varepsilon_{\varphi_2} \ell_{8s2} \sin \varphi_2 - \ell_{8s2} \cos \varphi_2 \cdot \ell_{c23}^2, \quad (32)$$

$$a_{q52y} = -\ell_{c8} \sin \varphi_3 + \varepsilon_{\varphi_2} \ell_{8s2} \cos \varphi_2 - \ell_{8s2} \sin \varphi_2 \cdot \ell_{c23}^2,$$

$$a_{q53x} = -\ell_{c53} \cos(\varphi_3 + \vartheta), \quad a_{q53y} = -\ell_{c53} \sin(\varphi_3 + \vartheta).$$

Угловые ускорения $\varepsilon_2 = \varepsilon_1$ звеньев 2 и 1 и проекции ускорений центров масс звеньев:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \varepsilon_{\varphi_2} \cdot \omega_3^2 + \ell_{c23} \cdot \varepsilon_3,$$

$$a_{51x} = a_{q51x} \cdot \omega_3^2 + v_{q51x} \cdot \varepsilon_3; \quad a_{51y} = a_{q51y} \cdot \omega_3^2 + v_{q51y} \cdot \varepsilon_3.$$

$$\varphi_1 = -m_1 \cdot a_{51x}, \quad \varphi_y = m_1 \cdot a_{51y},$$

$$\varphi_2 = -m_2 \cdot a_{52x}, \quad \varphi_y = -m_2 \cdot a_{52y},$$

$$\varphi_3 = -m_3 \cdot a_{53x}, \quad \varphi_y = -m_3 \cdot a_{53y},$$

$$(\text{идентификаторы } FD1x, FD1y, FD2x, FD2y, FD3x, FD3y).$$

Составляющие сил тяжести по осям x и y

$$G_{1x} = g \cdot m_1 \cdot \cos \vartheta, \quad G_{1y} = g \cdot m_1 \cdot \sin \vartheta.$$

На схемах нагружения звеньев механизма (рис. 106-11) указывают положительные направления составляющих всех сил и положительные направления главных моментов сил инерции (против часовой стрелки). Расчет ведут в такой последовательности.

Составляющую F_{3y} силы F_{3y} в шарнире C находят из уравнения моментов для всех трех звеньев относительно шарнира A (см. рис. 106)

$$F_{3y} = (M_{\varphi 1} - (G_{1x} + \varphi_{1x}) \ell_{s14} \sin \varphi_2 - (G_{1y} + \varphi_{1y}) \ell_{s14} \cos \varphi_2 + M_{\varphi 2} -$$

$$-(G_{2x} + \varphi_{2x}) \ell_{c8} \sin \varphi_3 + \ell_{8s2} \sin \varphi_2) - (G_{2y} + \varphi_{2y}) (\ell_{c4} - \ell_{c8} \cos \varphi_2 - \ell_{8s2} \cos \varphi_2) + M_{\varphi 3} - (G_{3x} + \varphi_{3x}) \ell_{c53} \sin(\varphi_3 + \vartheta) - (G_{3y} + \varphi_{3y}) (\ell_{c4} - \ell_{c53} \cos(\varphi_3 + \vartheta)) / \ell_{8a}.$$

Составляющую F_{34x} силы F_{34} в шарнире C определяют из уравнения моментов для звена 3 относительно шарнира B (см. рис. 106)

$$F_{34x} = (F_{34y} \ell_{c8} \cos \varphi_3 - M_{\varphi 3} + (G_{3x} + \varphi_{3x}) \ell_{c53} \sin(\varphi_3 + \vartheta) - \ell_{c8} \sin \varphi_3) -$$

$$-(G_{3y} + \varphi_{3y}) (\ell_{c53} \cos(\varphi_3 + \vartheta) - \ell_{c8} \cos \varphi_3) / (\ell_{c8} \sin \varphi_3).$$

Модуль вектора силы F_{3y} и его угловая координата φ_{3y} :

$$F_{3y} = \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3z}^2}, \quad \varphi_{3y} = \arctg(F_{3z}/F_{3x}).$$

Силу F_{3z} в шарнире B находят из уравнений проекций сил на оси x и y (см. рис. 10в)

$$F_{3zx} + F_{3yx} + G_{3x} + Q_{3x} = 0,$$

$$F_{3zy} + F_{3yx} + G_{3y} + Q_{3y} = 0,$$

$$F_{3zx} = -F_{3yx} - G_{3x} - Q_{3x},$$

$$F_{3zy} = -F_{3yx} - G_{3y} - Q_{3y}.$$

$$F_{3z} = \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2}$$

Силу F_{3y} в шарнире A определяют из уравнений проекций сил для звеньев 1, 2 и 3 (см. рис. 10б)

$$F_{1yx} = -G_{1x} - Q_{1x} - G_{2x} - Q_{2x} - G_{3x} - Q_{3x} - x - F_{3yx},$$

$$F_{1yy} = -G_{1y} - Q_{1y} - G_{2y} - Q_{2y} - G_{3y} - Q_{3y} - F_{3yy},$$

$$F_{1y} = \sqrt{F_{1yx}^2 + F_{1yy}^2}, \quad \varphi_{1y} = \arctg(F_{1yy}/F_{1yx}).$$

Силу F_2 находят из уравнений проекций всех сил, приложенных к звену 2, на направление оси штока 2 (см. рис. 10г)

$$F_2 = (G_{2x} - Q_{2x} - F_{23x}) \cos \varphi_2 - (G_{2y} + Q_{2y} + F_{23y}) \sin(\varphi_2 + \frac{\pi}{2}).$$

Расчетная программа дана в приложении б, распечатка результатов расчета - в приложении в.

5. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РУЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА ПРЕОБРАЗОВАНИЯ АООРДИНАТ (ОМПА)

Аналитические методы получили в последнее время наибольшее распространение в связи с широким внедрением ЭВМ в инженерную практику и учебный процесс. Одним из интересных универсальных методов кинематического и силового исследования механизмов является обобщенный метод преобразования координат.

Достоинства ОМПА заключаются в том, что с его помощью можно проводить кинематическое исследование и определять силы в ки-

нематических парах рычажных механизмов по общим аналитическим зависимостям с использованием ЭВМ. В учебном пособии [4] изложены основы обобщенного метода преобразования координат для кинематического исследования плоских рычажных механизмов, но не затронуется вопрос силового исследования. В данном разделе рассматривается особенность использования ОМПА при силовом исследовании рычажных механизмов.

Сущность метода, изложенная в [4], сохраняется, т.е. группа Ассур второго класса в общем виде представлены как два жестких тела произвольной конфигурации (звенья 1 и 2 на рис. 11), образующих в точке касания высшую кинематическую пару.

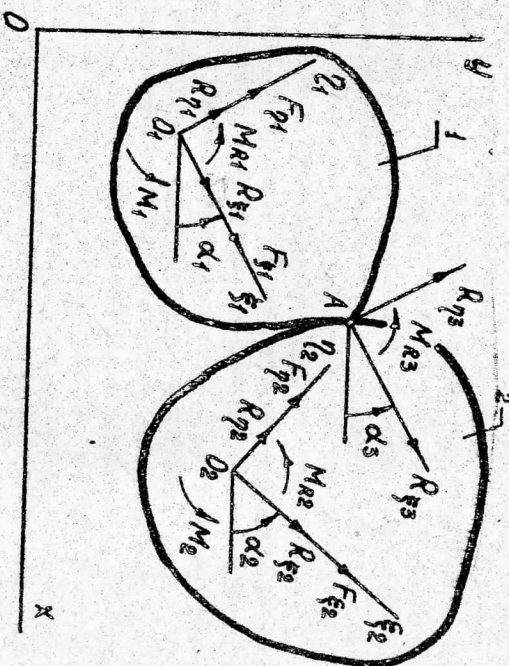


Рис. 11

С каждым телом связаны подвижные оси координат x_1, y_1 и x_2, y_2 . Начало неподвижных осей координат xOy можно выбирать произвольно, но, но удобнее всего связывать начало неподвижных координат с центром вращения начального звена. Ось Ox всегда необходимо располагать горизонтально, а ось Oy - вертикально вверх, так как в подпрограмме приведения сил инерции и тяжести звеньев предусмотрено, что проекция вектора силы тяжести звена на ось Ox равна нулю, а на ось Oy - отрицательна.

Известно, что различные виды кинематических пар имеют различное представление реакций. Так, вращательная пара дает два

неизвестных в виде проекций полной реакции на координатные оси, поступательная пара (без учета трения) — реакции, направленные перпендикулярно направлению, и реактивный момент, выходящая пара — нормальную реакцию. Ось вращения кулачка или кривошипа имеет две неизвестных составляющих реакции и реактивный момент, который в теории механизмов принято называть уравновешивающим моментом и т.д. Для вывода общих уравнений принято (см. рис. 11), что в каждой кинематической паре существует три неизвестных реакции (две взаимно перпендикулярные составляющие, составляющие полной реакции R_{F_i} и R_{F_c} и реактивный момент M_{R_c}). Во внешних кинематических парах R_{F_i} и R_{F_c} являются проекциями полной реакции на подвижные оси координат.

Во внутренней кинематической паре (КП) угол $\alpha_j = \alpha_i$, если для внутреннего КП низша. Для внешних КП угол α_j равен углу наклона нормали и вычисляется через проекции относительной скорости.

В каждом конкретном случае в зависимости от вида кинематической пары некоторые составляющие будут равны нулю: для вращательной пары $M_{R_c} = 0$, для поступательной пары $R_{F_c} = 0$, для вращательной пары $R_{F_c} = 0$ и $M_{R_c} = 0$. Для получения наиболее общих зависимостей все внешние силы, действующие на каждое звено, приводят к началу подвижных осей координат. На рис. 11 главный вектор и главный момент внешних сил представлены в виде проекций F_{F_i} , F_{F_c} и M_{R_c} . Такое представление реакций и внешних сил дает возможность получить систему уравнений в наиболее общем виде.

Уравнение равновесия каждого тела в отдельности:

для тела I

$$R_{F_1} + R_{F_3} \cos \alpha_{31} - R_{F_2} \sin \alpha_{31} + F_{F_1} = 0;$$

$$R_{F_1} + R_{F_3} \sin \alpha_{31} + R_{F_2} \cos \alpha_{31} + F_{F_2} = 0; \quad (32)$$

$$R_{F_3} (\sum_i \sin \alpha_{31} - \varphi_1 \cos \alpha_{31}) +$$

$$+ R_{F_2} (\sum_i \cos \alpha_{31} + \varphi_1 \sin \alpha_{31}) + M_{R_1} + M_{R_3} + M_1 = 0;$$

для тела 2

$$R_{F_2} - R_{F_3} \cos \alpha_{32} + R_{F_1} \sin \alpha_{32} + F_{F_2} = 0; \quad (32a)$$

$$R_{F_2} - R_{F_3} \sin \alpha_{32} - R_{F_1} \cos \alpha_{32} + F_{F_1} = 0;$$

$$- R_{F_3} (\sum_i \sin \alpha_{32} - \varphi_2 \cos \alpha_{32}) +$$

$$+ R_{F_1} (\sum_i \cos \alpha_{32} + \varphi_2 \sin \alpha_{32}) + M_{R_2} - M_{R_3} + M_2 = 0,$$

где $\alpha_{31} = \alpha_3 - \alpha_1$; $\alpha_{32} = \alpha_3 - \alpha_2$; $\sum_i$ — координаты точки A в системе $\sum_i O_i$; φ_1 , φ_2 — координаты точки A в системе $\sum_i O_i$.

В полученной системе из шести линейных алгебраических уравнений девять неизвестных: R_{F_1} , R_{F_2} , M_{R_1} , R_{F_3} , R_{F_2} , M_{R_2} , R_{F_3} и M_{R_3} . В каждой конкретной группе Ассура три неизвестных равны нулю, поэтому любая группа Ассура может быть решена, так как полученная система шести уравнений имеет шесть неизвестных.

Система уравнений (32), (32a) может быть представлена в виде матрицы (см. табл. 1) коэффициентов при неизвестных этой системы. В первой строке записаны неизвестные системы, а во второй — их номера по порядку. Под каждой неизвестной — столбец из шести коэффициентов, стоящих перед этой неизвестной в системе уравнений (32), (32a). Удобные члены системы уравнений $F(F) = F_{F_1}, F_{F_2}, M_{R_1}, F_{F_3}, F_{F_2}, M_{R_2}$ образуют вектор-столбец. Алгоритм решения системы уравнений (32), (32a) на ЭВМ заключается в том, что из матрицы в зависимости от вида кинематических пар, входящих в группу Ассура, выбирается шесть столбцов и формируется матрица $SM(6,6)$. После этого осуществляется обращение к программе решения системы линейных алгебраических уравнений из пакета стандартных программ.

Приведение сил тяжести и сил инерции звеньев. Для того, чтобы воспользоваться системой (32), (32a), необходимо привести все силы, приложенные к звену, к началу подвижных осей координат, и числу активных и расчетных сил, рассматриваемых в данной версии системы автоматизированных расчетов цикловых механизмов (САРЦМ), отнесены силы тяжести звеньев, силы инерции, реакции последующей группы на предыдущую, упругие силы пружин, силы сопротивления.

Для приведения сил тяжести и сил инерции с целью получения общих зависимостей представляют звено в виде тела произвольной формы, совершающего плоскопараллельное движение. В процессе ввода исходных данных необходимо ввести в память ЭВМ для каждого звена его массу m_j , момент инерции J_{jz} относительно оси, проходящей через центр масс, и координаты центров масс $\sum_{jz}$ и φ_{jz} . К моменту начала силового расчета уже произведен кинематический расчет механизма и определены ускорения всех звеньев и характерных точек механизма в проекциях на оси координат.

Таблица I

R_{F1}	R_{D1}	M_{R1}	R_{F2}	R_{D2}	M_{R2}	R_{F3}	R_{D3}	
1	0	0	0	0	0	$\cos \alpha_{31}$	$-\sin \alpha_{31}$	0
0	1	0	0	0	0	$\sin \alpha_{31}$	$\cos \alpha_{31}$	0
0	0	1	0	0	0	$F_1 \sin \alpha_{31} - D_1 \cos \alpha_{31}$	$F_1 \cos \alpha_{31} + D_1 \sin \alpha_{31}$	1
0	0	0	1	0	0	$-\cos \alpha_{32}$	$\sin \alpha_{32}$	0
0	0	0	0	1	0	$-\sin \alpha_{32}$	$-\cos \alpha_{32}$	0
0	0	0	0	0	1	$F_2 \sin \alpha_{32} + D_2 \cos \alpha_{32}$	$-F_2 \cos \alpha_{32} - D_2 \sin \alpha_{32}$	-1

После этого находят проекции главных векторов сил инерции и главные моменты сил инерции звеньев (рис. 12):

$$\varphi_{six} = -m_i a_{six}; \quad \varphi_{siy} = -m_i a_{siy}; \quad M_{\varphi si} = -J_{si} \epsilon_i.$$

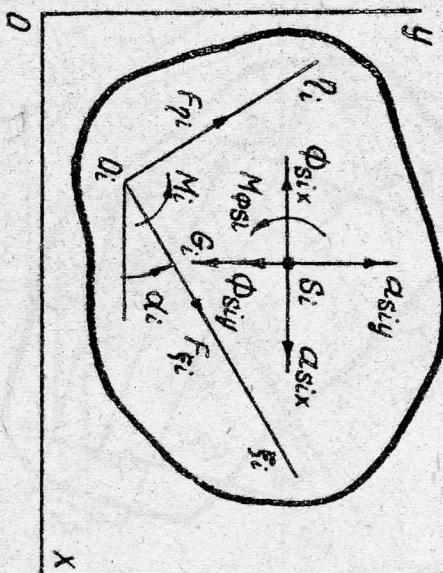


Рис. 12

Приведение сил тяжести звеньев и сил инерции выполняется переносом сил в начало подвижных осей координат с добавлением присоединенной пары. Проецируя все силы на оси $O_i \xi_i$ и $O_i \eta_i$ и беря сумму моментов всех сил относительно O_i , получаем

$$F_{\xi i} = \varphi_{six} \cos \alpha_i + (\varphi_{siy} - G_i) \sin \alpha_i,$$

$$F_{\eta i} = -\varphi_{six} \sin \alpha_i + (\varphi_{siy} - G_i) \cos \alpha_i;$$

$$M_i = -G_i (x_{si} - x_{oi}) - \varphi_{six} (y_{si} - y_{oi}) +$$

$$+ \varphi_{siy} (x_{si} - x_{oi}) - J_{si} \epsilon_i.$$

Приведение реакций от последующих групп Ассура на предыдущую. При силовом расчете группы Ассура, входящей в механизм, реакция кинематической пары отброшенной группы Ассура известна и

считается внешней силой. Ее также необходимо привести к началу подвижной системы координат. На рис. 13 изображено обобщенное звено механизма, к которому в точке O_{i+2} присоединено звено последующей группы Ассура (присоединение групп Ассура ведется от входного звена механизма).

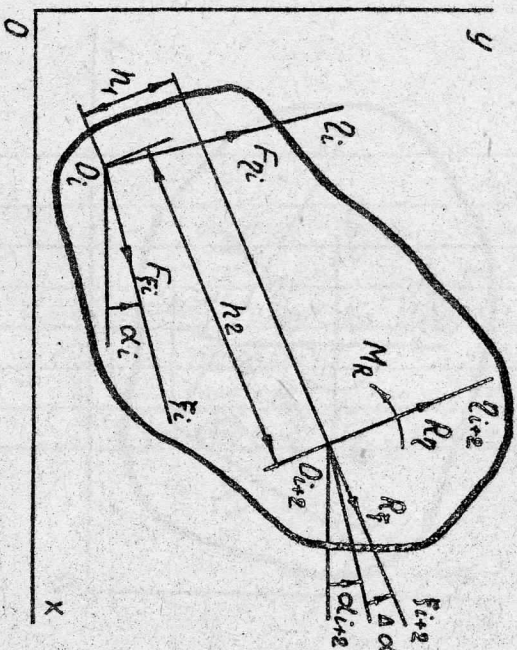


Рис. 13

В точке O_{i+2} расположен полный набор реакций (R_{xi+2} , R_{yi+2} , M_{xi+2}), которые необходимо привести к началу подвижных осей координат ξ_i, η_i . По координатам точек O_i и O_{i+2} , определенным в кинематическом расчете, можно вычислить плечи реакций R_{xi+2} и R_{yi+2} :

$$h_1 = (y_{O_{i+2}} - y_{O_i}) \cos \alpha_{i+2} - (x_{O_{i+2}} - x_{O_i}) \sin \alpha_{i+2} \quad (33)$$

$$h_2 = (y_{O_{i+2}} - y_{O_i}) \sin \alpha_{i+2} + (x_{O_{i+2}} - x_{O_i}) \cos \alpha_{i+2}$$

Введя обозначение $d\alpha = \alpha_{i+2} - \alpha_i$ и учитывая выражения (33), получим формулы для приведения реакции из точки O_{i+2} в точку O_i :

$$F_{xi} = R_{xi+2} \cos d\alpha - R_{yi+2} \sin d\alpha;$$

$$F_{yi} = R_{xi+2} \sin d\alpha + R_{yi+2} \cos d\alpha; \quad (34)$$

$$M_{xi} = -R_{xi+2} \cdot h_1 + R_{yi+2} \cdot h_2 + M_{xi+2}$$

Определение реакций на кривошипе. Чтобы найти реакции в кинематических парах всех групп Ассура для механизма с числом степеней свободы $W = 1$, необходимо определить реакции начального звена. Как правило, начальное звено механизма — кривошип. На рис. 14 изображен кривошип с приложенными к нему силами.

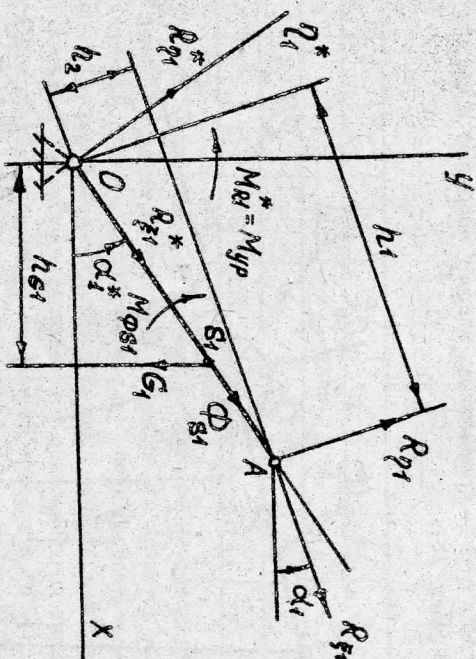


Рис. 14

В их число входят сила тяжести кривошипа, главный вектор Φ_{y1} и главный момент $M_{\Phi y1}$ сил инерции, реакция отброшенной группы Ассура R_{y1}^* и R_{x1}^* . Неизвестными реакциями в шарнире O являются R_{y1}^* , R_{x1}^* , $M_{y1}^* = M_{y1}^0$. Уравновешивающий момент M_{y1}^0 определяется как реактивный момент в шарнире O и входит в число неизвестных реакций.

Вводят следующие обозначения:

$$d\alpha = \alpha_1^* - \alpha_1; \quad h_1 = l_{O_A} \cos d\alpha; \quad (35)$$

$$h_2 = l_{O_A} \sin d\alpha; \quad h_{y1} = l_{O_{y1}} \cos \alpha_1^*$$

Из уравнения равновесия кривошипа получают реакции

$$\begin{cases} R_{y1}^* = R_{y1} \cos d\alpha + R_{x1} \sin d\alpha + \Phi_{y1}^0 + G_1 \sin \alpha_1^* \\ R_{x1}^* = -R_{y1} \sin d\alpha + R_{x1} \cos d\alpha - G_1 \cos \alpha_1^* \\ M_{y1}^0 = -R_{y1} \cdot h_2 + R_{x1} \cdot h_1 - G_1 h_G + M_{\Phi y1} \end{cases} \quad (36)$$

результаты силового расчета в САПР для механизма, рассмотренного ранее (см. рис. 5). Учитывая прямые, изложенные в [4], составляют матрицу строения механизма, матрицу координат и матрицу со-
длинений (рис. 15).

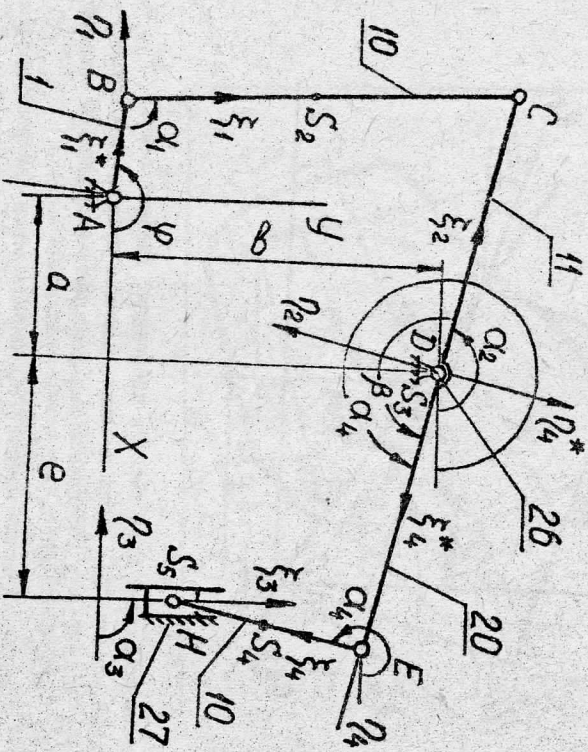


Рис. 15

Согласно банку данных (каталогу) базовых звеньев, содержащихся в [4], звенья данного механизма имеют номера, указанные на рис. 1б. Эти номера составляют матрицу строения механизма $MNS(2,4)$, которая имеет вид табл. 2.

Таблица 2

I	10	11	26
27	12	10	20

5 механизма (см. табл. 3).

Таблица 3

X_{01}	Y_{01}	$\bar{X}_1$	$\bar{Y}_1$	α_1	X_{02}	Y_{02}	$\bar{X}_2$	$\bar{Y}_2$	α_2
		$\bar{X}_0$	0	α_1	a	b	$\bar{X}_0$	0	α_2
X_{03}	Y_{03}	$\bar{X}_3$	$\bar{Y}_3$	α_3	X_{04}	Y_{04}	$\bar{X}_4$	$\bar{Y}_4$	α_4
a+c	0	$\bar{X}_3$	0	90°			$\bar{X}_4$	0	α_4

Таблица 4

X_{01}^*	Y_{01}^*	Z_{11}^*	Q_1^*	α_1^*				
0	0	P_{A8}	0	φ				
					X_{02}^*	Y_{02}^*	Z_{12}^*	α_2^*
					0	0	Q_{0E}	α_2^*

 $(2, 10).$

весовую матрицу C (2,8), которая имеет вид табл. 5.

Активная нагрузка аппроксимируется в общем случае полино-

мом до девятой степени включительно,

$$F_i(\xi) = \sum_{i=0}^{10} P_i \xi^i,$$

и является функцией перемещения выходного звена с момента начала действия силы в диапазоне изменения обобщенной координаты $[\varphi_{1n}, \varphi_{1k}]$.

Таблица 5

m_1	y_1	f_{s1}	e_{s1}	m_2	y_2	f_{s2}	e_{s2}
m_1	y_{1s}	e_{s2}	0	m_2	y_{2s}	0	0
m_3	y_3	f_{s3}	e_{s3}	m_4	y_4	f_{s4}	e_{s4}
m_3	0	e_{s3n}	0	m_4	y_{4s}	e_{s4}	0

В рассматриваемом примере сила аппроксимируется ступенчатой функцией

$$F_i(\xi) = 1000 \text{ Н} = \text{const}$$

в интервале координаты $\Delta\varphi [0, 180^\circ]$, отсчитываемой от крайнего положения механизма $\varphi = 100, 235^\circ$. Эта координата становится известной в результате кинематического расчета по САРДМ после уточнения крайнего положения выходного звена.

Все исходные данные в соответствии с матрицей строения механизма M_S ЭДМ "собирает" в единый файл (см. приложение 7).

В этом файле указаны наименования параметров, а также элементы матриц, которые вводятся в память ЭДМ.

В результате расчета по САРДМ вычисляются силы и моменты во внутренней и внешней кинематических парах группы Ассура, реакция на оси кривошипа и уравновешивающий момент.

Результаты силового расчета рассматриваемого шестизвенного механизма даны в приложении 8.

Результаты располагаются группами данных, разделенных горизонтальными отсечками, для ряда последовательных положений механизма от $\varphi_{1n} = 100, 235^\circ$ до $\varphi_{1k} = 460, 25^\circ$ с шагом $\Delta\varphi = 30^\circ$, как это указано в файле исходных данных. Звено и кинематическая пара, которым соответствует строка результатов, указаны слева.

Например, первая строка результатов в группе данных, где записано "внешняя all $M_S(1,2)$ ", читается следующим образом: R_f^1, R_p^2 и M относятся к внешней all пары звена, указанного в элементе матрицы строения $M_S(1,2)$. Таковым звеном является шатун 10.

50

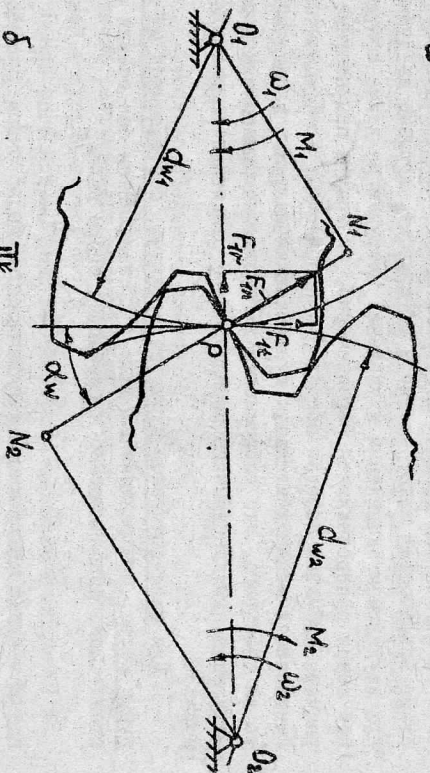
т.е. шатун ВС на рис. 1б. Внешняя пара шатун ВС, входящего в первую группу Ассура - это кинематическая пара В. Последняя строка в группе данных содержит реакцию на кривошипе R_{f4}^4 , R_{p4}^4 и уравновешивающий момент M_{up}^4 .

6. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ЗАУБЫТЫХ МЕХАНИЗМОВ

Для расчета на прочность зубьев колес, валов, осей и их опор в зубчатых механизмах силу взаимодействия между зубьями приближенно рассматривают без учета трения на середине ширины колеса в положении, когда общая контактная точка совпадает с полюсом зацепления P .

Для притянутой цилиндрической эвольвентной зубчатой передачи (рис. 1б) эту силу взаимодействия между зубьями F_{12} , приложенную к колесу 1 и направленную по нормали к рабочей поверхности зубьев, а, следовательно, по линии зацепления N_1/N_2 , раскладывают на две составляющие: окружную F_{1t} и радиальную F_{1r} .

а



б

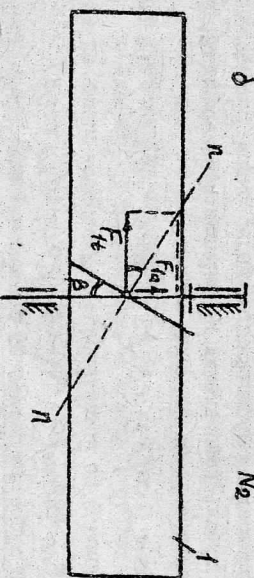


Рис. 1б

Окружная сила определяется по формуле

$$F_{t1} = 2M_1/d_{w1},$$

где M_1 - передаваемый момент, d_{w1} - диаметр начальной окружности колеса 1. Приближенно вместо величины d_{w1} можно принять диаметр делительной окружности $d_1 = Z_1 m$, где Z_1 - число зубьев колеса 1, m - модуль, мм.

Реальная сила, действующая по нормали к рабочей поверхности зуба и служащая для нахождения контактных напряжений,

$$F_{t2} = F_{t1} / \cos \alpha_w,$$

где α_w - угол зацепления, определяемый из геометрического расчета зубчатой передачи.

Радиальная составляющая, раздвигающая зубчатые колеса,

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_w.$$

Для колеса 2

$$F_{t2} = F_{t1} = 2M_2/d_{w2}; \quad F_{r2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = F_{r1}.$$

Следует отметить, что в реальных зубчатых передачах вследствие неточностей изготовления и деформаций нагрузка на зубья при двухпарном зацеплении и удельная нагрузка по длине контактной линии распределяются неравномерно, поэтому в прочностные расчеты зубчатых передач вводят ряд поправочных коэффициентов.

Учитывается и дополнительная динамическая нагрузка в виде момента за счет того, что погрешности изготовления приводят к переменному значению мгновенного передаточного отношения $\epsilon_{12} = \epsilon_1/\epsilon_2 \neq \text{const}$.

Для цилиндрической зубчатой передачи, составленной из косозубых колес, при разложении силы F_{t2} получается еще осевая составляющая, дополнительно нагружающая опоры валов,

$$F_{a2} = F_{t2} \tan \beta = 2M_2/d_{w2} \tan \beta,$$

где β - угол наклона линии зуба (рис. 16б).

Нагрузка на зубья, действующая по нормали к поверхности, в этом случае определяется по формуле

$$F_{t2} = F_{t1} / (\cos \alpha_w \cos \beta) = 2M_1/(d_{w1} \cos \alpha_w \cos \beta);$$

радиальная сила

$$F_{r2} = F_{t2} \tan \alpha_w / \cos \beta = 2M_1/d_{w1} \tan \alpha_w / \cos \beta.$$

В конической зубчатой передаче, составленной из прямозубых колес, составляющие силы F_{t2} , приложенной к зубьям колеса 1

(рис. 17), находят по среднему торцовому сечению $m-m$.

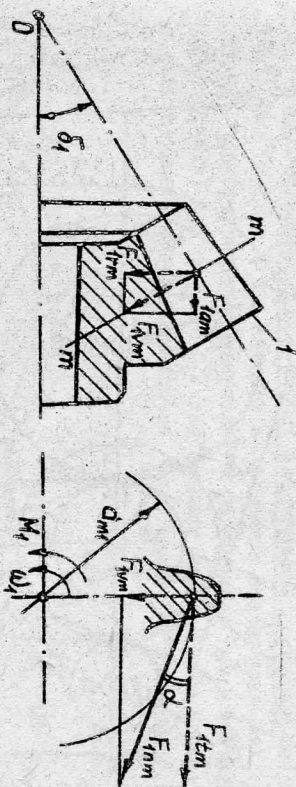


Рис. 17

Окружная сила

$$F_{t1m} = 2M_1/d_{m1},$$

где M_1 - крутящий момент на валу колеса 1; d_{m1} - диаметр окружности делительного конуса в среднем сечении $m-m$.

Реальная сила, действующая по нормали к рабочей поверхности зуба,

$$F_{t2m} = F_{t1m} / \cos \alpha,$$

где α - угол профиля зуба исходного производящего контура (среднестатистическая величина $\alpha = 20^\circ$).

Радиальная сила $F_{r1m} = F_{t1m} \cos \delta_1 = F_{t1m} \tan \alpha \cos \delta_1$, где δ_1 - угол делительного конуса.

Осевая сила $F_{a1m} = F_{r1m} \sin \delta_1 = F_{t1m} \tan \alpha \sin \delta_1$.

Аналогично рассчитывают составляющие силы $F_{2m} = F_{1m}$ приложенной к зубьям колеса 2.

После того как найдены составляющие нормальной нагрузки в зацеплениях, можно определить силы, действующие от зубчатых колес на валы, оси и их опоры.

На рис. 18 дан пример силового расчета двухрядного редуктора трапецеидеским способом.

Сила F_{12} , приложенная к колесу 1 от колеса 2 и действующая по линии зацепления, определяется по формуле

$$F_{12} = F_{t2} = M_2/(r_{w1} \cos \alpha_{w1}),$$

где M_2 - крутящий момент на входном валу 1; r_{w1} - радиус начальной окружности колеса 1; α_{w1} - угол зацепления для передачи, составленной из колес 1, 2.

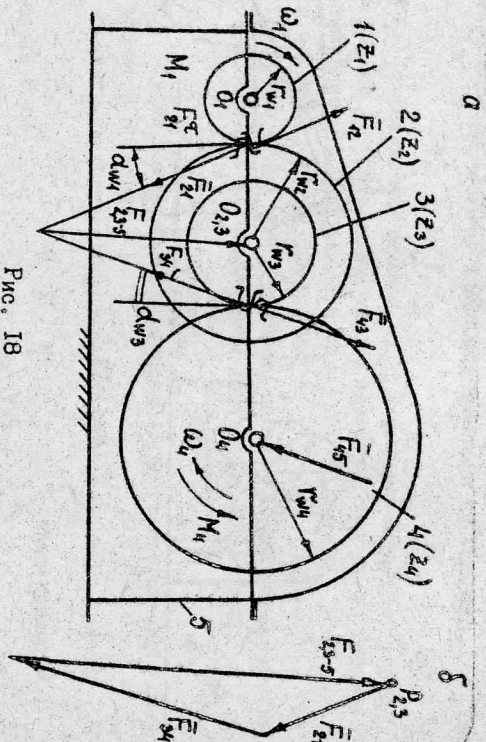


Рис. 18

Сила $\vec{F}_{21} = -\vec{F}_{12}$ приложена к колесу 2 (рис. 18а). Вторая передача составлена из колес 3, 4, причем колесо 3 закреплено на том же валу, что и колесо 2. На колесо 3 от колеса 4 действует сила $\vec{F}_{34}$ по линии зацепления, наклоненной под углом зацепления α_{w3} . В результате на вал с осью $O_{2,3}$, на котором закреплены колесо 2, 3, действуют три силы (без учета сил тяжести и трения): $\vec{F}_{21}$, $\vec{F}_{34}$ сила $\vec{F}_{2,3-5} = \vec{F}_{21} + \vec{F}_{34} = 0$, откуда построением треугольника сил (рис. 18б) можно найти силу $\vec{F}_{2,3-5}$. Сила в опоре O_4 , приложенная к выходному валу,

$$\vec{F}_{45} = -\vec{F}_{54} = \vec{F}_{34}$$

Момент на выходном валу редуктора $M_4 = F_{45} / (\gamma_{w4} \cdot \cos \alpha_{w3})$. Этот момент без учета потерь на трение можно найти также из равенства мощностей

$$M_4 \omega_4 = M_1 \omega_1,$$

откуда

$$M_4 = M_1 \cdot \frac{\omega_1}{\omega_4} = M_1 \cdot \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3},$$

где $\omega_4 = \frac{\omega_1}{u_{14}}$ - передаточное отношение редуктора; z_i - число зубьев колес.

$$\text{Силы } \vec{F}_{51} = \vec{F}_{12}, \vec{F}_{5-2,3} = -\vec{F}_{2,3-5}, \vec{F}_{34} = -\vec{F}_{45} \text{ ду-}$$

Для нужды для прочностного расчета корпуса редуктора и крепления его к основанию.

Приближенный силовой расчет планетарных редукторов без учета сил инерции и сил тяжести выполняется аналогично. Так, например, для однорядного планетарного редуктора с тремя сателлитами (рис. 19а) три силы $\vec{F}_{12}$ в зацеплениях центрального колеса 1 с сателлитами 2 будут одинаковыми, если колесо 1 "плавающее".

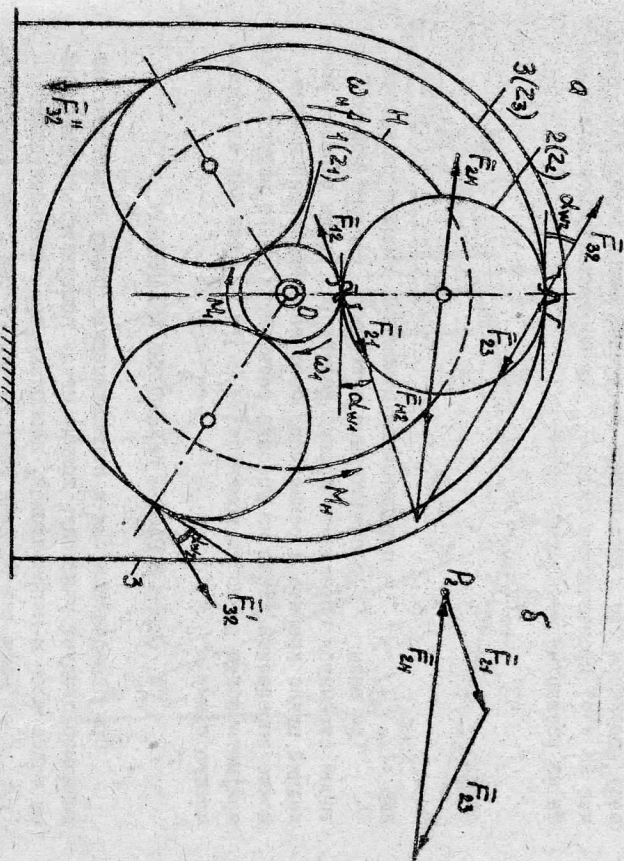


Рис. 19

Если же ось вращения 0 этого колеса фиксирована, распределение сил $\vec{F}_{12}$ будет зависеть от точности изготовления, так как механизм будет статически неопределим. Но и в этом случае приближенно можно считать распределение этих сил равномерным, и тогда сила

$$F_{12} = 2M_1 / (d_{w1} \cdot k \cdot \cos \alpha_{w1}),$$

где M_1 - крутящий момент на входном валу редуктора; d_{w1} - диаметр начальной окружности колеса 1; k - число сателлитов; α_{w1} - угол зацепления.

В зацеплении сателлита 2 и неподвижного колеса 3 с внут-

реними зубьями сила взаимодействия между зубьями $\vec{F}_{23}$, приложенная к сателлиту 2, направлена по соответствующей линии зацепления с наклонном под углом зацепления $\propto \omega_2$.

В результате можно найти силу $\vec{F}_{2H}$, приложенную к сателлиту 2 от волиа Н, из векторного уравнения сил для звена 2

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{23} + \vec{F}_{2H} = 0$$

путем построения плана сил (рис. 196). Момент M_H на выходном валу редуктора без учета потерь на трение можно найти как утроенное ($k=3$) произведение силы $\vec{F}_{2H}$ на соответствующее плечо или же из равенства мощностей

$$M_H \omega_1 = M_H \omega_H,$$

откуда

$$M_H = M_1 \cdot u_{1H},$$

где $u_{1H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$ — передаточное отношение данного редуктора.

При силе $\vec{F}_{32}$, приложенные к корпусу, создают момент, который стремится опрокинуть корпус редуктора, таким образом последний нужно закрепить к основанию. Этот опрокидывающий момент можно определить также из условия равновесия всего редуктора как арифметическую разность моментов $|M_2| - |M_1|$ (или как алгебраическую сумму $M_1 + M_2$).

7. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

При определении сил в кинематических парах кулачковых механизмов следует учитывать трение между поступательно движущимся толкателем и направляющей, поскольку при небольшой длине l (рис. 20а) возможна большая сила трения, а при значительном угле давления ν может наступить самоторможение (заклинивание) толкателя. Поэтому при силовом расчете, в зависимости от рода метериалов и условий работы, принимают ориентировочные значения коэффициента трения скольжения f_T и находят угол трения $\varphi_T = \arctan f_T$.

Нагрузка на толкатель 2 в виде силы $\vec{F}_2$ включает в себя силу полезного (производительного) сопротивления, силу тяжести, усилие пружины или другую силу, обеспечивающую замкание вышней кинематической пары, силу инерции толкателя (последнюю можно не учитывать, если механизм тихоходный). К толкателью 2 приложены четыре силы: $\vec{F}_2$, реакция направляющей $\vec{F}'_{23}$, $\vec{F}''_{23}$ и сила

$\vec{F}_{21}$ от кулачка (направления сил $\vec{F}'_{23}$, $\vec{F}''_{23}$ и $\vec{F}_{21}$ известны). Поэтому из уравнения моментов сил, приложенных к звену 2, относительно точки С можно найти силу $\vec{F}_{21}$:

$$F_{21} \cdot h_{F_{21}} - F_2 \cdot l_{CD} = 0,$$

откуда

$$F_{21} = F_2 \cdot l_{CD} / h_{F_{21}},$$

где плечи сил $l_{CD} = l(2.5 \sin \varphi_T)$; $h_{F_{21}} = l_{CD} \cos \nu - l_{BD} \sin \nu$.

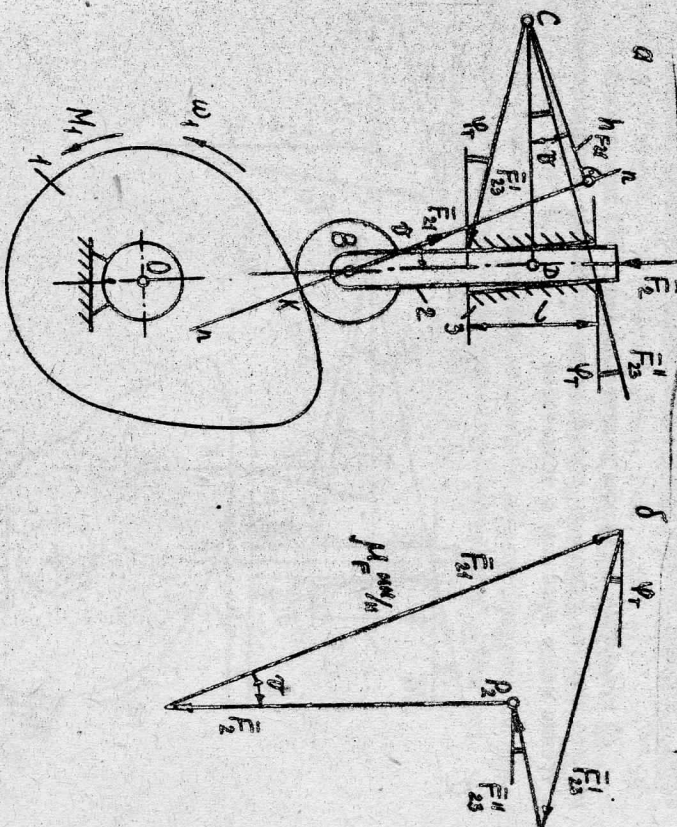


Рис. 20

Силы $\vec{F}'_{23}$ и $\vec{F}''_{23}$ определяют из плана сил (рис. 20б), построенного по уравнению

$$\vec{F}_2 + \vec{F}'_{21} + \vec{F}'_{23} + \vec{F}''_{23} = 0.$$

Если не учитывать силу тяжести кулачка, трение во вращательной паре 0 и инерционную нагрузку в виде силы и пары сил

инерции кулачка, то усилие, приложенное к стойке от кулачка, $F_{21} = F_{21}'$.

С уменьшением длины направляющей ℓ сила F_{21} и реакции F_{23}' , F_{23}'' увеличиваются, что приводит к посту сил трения, поэтому для надежной работы механизма необходимо принимать длину направляющей так, чтобы коэффициент возрастания усилий (по Л.Н.Решетову) соответствовал условию

$$K_F = F_{21}' / F_2 \leq 2.$$

Во избежание отрыва толкателя от кулачка при работе механизма (особенно быстрогоходного) необходимо выполнение условия $F_{21} > 0$.

В механизме с плоским толкателем (рис. 21) при силовом расчете следует учитывать трение между толкателем и направляющей ℓ и трение между кулачком и толкателем.

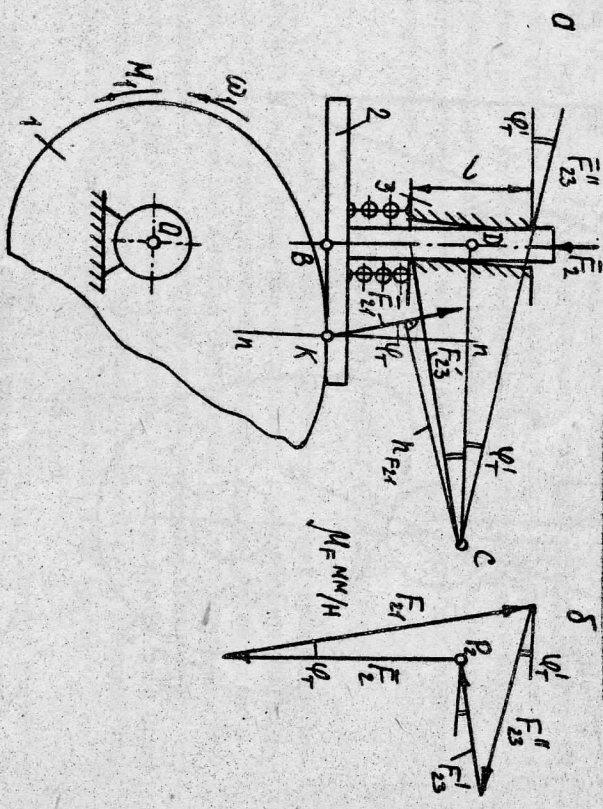


Рис. 21

Решение задачи аналогично предыдущему. Нужно обратить внимание на то, что, хотя угол давления здесь всегда равен нулю, возможно заклинивание толкателя. Поэтому, как и в предыдущем случае,

необходимо выбрать длину направляющей ℓ так, чтобы коэффициент возрастания усилий ограничивался условием

$$K_F = F_{21}' / F_2 \leq 2.$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин / Под ред. Н.В.Фролова. - М.: Высшая школа, 1987. - 496 с.
2. Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. - М.: Высшая школа, 1986. - 294 с.
3. Лукичев Д.М., Тимофеев Л.А. Определение усилий в кинематических парах рычажных механизмов с применением ЕС ЭВМ. - М.: МВТУ, 1983. - 41 с.
4. Учебное пособие для выполнения домашних заданий по первой части дисциплины "Основы проектирования машин" / Под ред. В.А.Икономова. - М.: МВТУ, 1989. - 81 с.


```

C-----24/10/89-----
C      ПРОГРАММА РАСЧЕТА К.П.Ф. И УСКИМЫ
C      КРИВОЛИННО-КОРРОСИДОВО-ПОДЪЗУНОГО
C      МЕХАНИЗМА
C      * * * I.F.T.N * * *
C
C      BYTE NAMEF,TEXTNA(20),SYN,VAR1(8),VARIF(16)
C      DIMENSION HHH(2)
C      COMMON /IIT/ IIT
C      DATA NAMEF/'S','Y','Z','T','I','N','P','D','A','T',
C      * 9*0/,NSYN,NLINES,NNAM/80,21,11/ I ПАРАМЕТРЫ
C      CALL CLRRAG
C      CALL PLI(' *** ПРОГРАММА РАСЧЕТА К.П.Ф. И УСКИМЫ
C      * 5,15,' ***',0)
C      CALL PLI(' *** КРИВОЛИННО-КОРРОСИДОВО-ПОДЪЗУНОГО
C      * 7,15,' ***',0)
C      CALL PLI(' *** МЕХАНИЗМА ***',9,23,0,0)
C      CALL PLI(' МТУ им. Н.З.Батурина',12,10,0,0)
C      CALL PLI(' КАДЕРА ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ',14,26,0,0)
C      CALL RLINES(' ВВЕДИТЕ ФАЙЛЫ: ',TEXTNA,MISTM,0,
C      * 19,10,16)
C      CALL PLI(TEXTNA,19,28,0,0)
C      CALL VAR(VAR1,VARIF)
C      MIST=0
C      CALL EXAM(12,4,18,'SYNTAX.DAT',11,NR,MIST)
C      OPEN(UNIT=3,NAME=VARIF,FORM='FORMATTED',
C      * TYPE='NEW',INITIALSIZE=10,ERR=1001)
C      CALL IDATE(132,131,133)
C      CALL TIME(MHH)
C      WRITE(3,12)I31,I32,I33,MHH,(TEXTNA(I),I=1,16)
C      * MIST
C      12
C      FORMAT(1X,68(1H-)/8X,
C      * КТО И УСКИМЫ КРИВОЛИННО-КОРРОСИДОВО-ПОДЪЗУНОГО МЕХАНИЗМА
C      * 2X,'DATA',12,'-',12,'-',12,2X,'ВРЕМЯ',26,2X,
C      * ФАЙЛЫ: ',16,1X,'ЭКРАНЫ: ',11)
C      IF(MIST.LE.1)GOTO 1002
C      CALL FRI(' ПОДЪЗУНО-ОШИБКА: ',MIST,' ПРОГРАММА ДЛЯ
C      * РАСЧЕТА НЕУДОСТУПНА',10,5)
C      GOTO 101
C      1002
C      CALL I
C      CALL OUTPUT(VARIF)
C      11=INKEY(' ЖЕЛАЕТЕ ПОТОРНИТЬ РАСЧЕТ (ДА/НЕТ)? '
C      * 'DA,YES;NO,NET,NET',22,1)
C      IF(11=2)1000,101,101
C      1001
C      CALL PLI(' ОШИБКА ОТКРЫТИЯ ФАЙЛА ',23,1,VARIF,0)
C      CALL EXIT
C      END
C-----
C      SUBROUTINE I
C      IMPLICIT REAL (I,M)

```

```

C-----
C      BYTE NAMEB
C      REAL I1,12,13,14,15,F5(25)
C      COMMON /DAT/ NAMEB(12),NV
C      DATA NAMEB/'T','D','A','T',' ','D','A','T','4*0/,NV/0/
C      CALL CLRRAG
C      CALL PLI(' ВВЕДИТЕ ЧИСЛО (1 или 2) : ',8,25,0,0)
C      CALL PLI(' 1 - ДЛЯ РАСЧЕТА К.П.Ф.',12,25,0,0)
C      CALL PLI(' 2 - ДЛЯ РАСЧЕТА К.П.Ф. И
C      * 14,25,'УСКИМЫ',0)
C      NR=JNP(0,8,55,1,2)
C      CALL CLRRAG
C      1001
C      IF(NR=1)1002,1002,1002
C      CALL INPUT(18,1)
C      READ(1,END=1000,ERR=1000)D6,A,B,L1,LA2,LA52,LA3,
C      * LA54,LA4,LA54,LA54,LA5,M2,M3,M4,M5,12,13,14
C      GOTO 1003
C      1002
C      CALL INPUT(20,1)
C      READ(1,END=1000,ERR=1000)D6,A,B,L1,LA2,LA52,LA3,
C      * LA54,LA4,LA54,LA54,LA5,M2,M3,M4,M5,12,13,14
C      * 0M,M1
C      READ(1,END=1000,ERR=1000)N
C      CALL CLOSE(1)
C      1003
C      CALL CLRRAG
C      IF(NR=2)1005,1004,1005
C      1004
C      CALL PLI(' ВВЕДИТЕ МАССИВ СИМ',2,25,0,0)
C      CALL RHAS(N,F5)
C      1005
C      CALL PLI(' ЗАДАЧА ВЫПОЛНИЛАСЬ. АДТЕ ЗАВЕРШЕНИИ',12,20,0,0)
C      WRITE(3,11)D6,A,B,L1,
C      * LA2,LA52,LA3,LA54,LA4,LA54,LA5
C      FORMAT(25X,'ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:/X,
C      * 'N=-J=',13,5X,'DGETPJ=',F7,2,5X,'ALM3=',F7,3,
C      * 4X,'BEM3=',F7,3,3X,'L1CM3=',F7,3,2X,'LA2C-1=',
C      * F7,3,2X,'LA52C-1=',F7,3,2X,'LA5C-1=',F7,3/
C      * 1X,'LA5C-1=',F7,3,2X,'LA4C-1=',F7,3,2X,
C      * 'LA54C-1=',F7,3,2X,'LA5C-1=',F7,3)
C      WRITE(3,14)M2,M3,M4,12,13,14,M5
C      14
C      FORMAT(7X,'M2ENTJ=',F8,4,7X,'M3ENTJ=',F8,4,
C      * 7X,'M4ENTJ=',F8,4,1X,
C      * 1X,'12ENTJ***2J=',F8,4,2X,'13ENTJ***2J=',F8,4,
C      * 2X,'14ENTJ***2J=',F8,4,7X,'M5ENTJ=',F8,4)
C      IF(NR.EQ.2)WRITE(3,18)M1,0M
C      18
C      FORMAT(7X,'M1ENTJ=',F8,4,7X,'0M1/CD=',F8,3)
C      IF(NR.EQ.2)WRITE(3,65)(F5(I),I=1,N)
C      65
C      FORMAT(25X,'MASSIB СИМ F5/(5X,5F10,3))
C      WRITE(3,61)
C      61
C      FORMAT(23X,'РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА')
C      IF(NR.EQ.1)WRITE(3,611)
C      611
C      FORMAT(5X,'F0',7X,'XF',9X,'VUF',9X,'IP2P',
C      * 7X,'IP4P',6X,'IP5/6X',6X,'U31',9X,'IP3',9X,'IP2V',
C      * 7X,'IP4V',6X,'IP5/1X,60(',''))
C      IF(NR.EQ.2)WRITE(3,64)
C      64
C      FORMAT(2X,'ФУНКЦИИ ПОМОЩЕНЫ
C      * LA6=SQRT((A+R*B)/I1
C      * P=(1,LA2+LA3+LA6)/2.
C      * A1=(P-1,-LA2)*(P-LA6)

```

```

B1=P*(P-LA3)
F1=2.*ATAN(SQRT(A1/B1))
F1=3.1415926
DF=DFG*P1/180.
DO 100 K=1,N
  F=F1+(K-1)*DF
  F3=F*180./PI
  LAC=SQRT(1.+LA6*LA6-2.*LA6*COS(F))
  SR= SIN(F)/LAC
  CD=SQRT(1.-SD*SD)
  D=ATAN2(SD,CD)
  CFS=(LAC**2+LA3**2-LA2**2)/2./LAC/LA3
  FFS=SR*11.-CFS**2)
  PS=ATAN2(SFS,CFS)
  G=PI-D-PS
  GG=6*180./PI
  ST=(LA3*SIN(G)-SIN(F))/LA2
  CT=SQRT(1.-ST*ST)
  T=ATAN2(ST,CT)
  B1=ATAN(G/B)
  SALF=(LAE-LACD*SIN(G-BT))/LA4
  CALF=SQRT(1.-SALF**2)
  XF=1*(LACD*COS(G-BT)-LA4*SALF)
  C----- КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ФУНКЦИИ
  IF (G-T) 3B,105,3B
38      U21= SIN(F-G)/LA2/SIN(G-T)
      U31= SIN(F-T)/LA3/SIN(G-T)
      V052X=-1*(SIN(F)+LA52*SIN(T)*U21)
      V052Y=1*(COS(F)+LA52*COS(T)*U21)
      V052=SQRT(V052X**2+V052Y**2)
      U41=-LACD*COS(G-BT)*U31/LA4/CALF
      V054Y=1*(LACD*SIN(G-BT)*U31+LA4*LA54*SALF*U41)
      V054X=-1*(LACD*SIN(G-BT)*U31+LA4*LA54*SALF*U41)
      V054Y=1*(LACD*COS(G-BT)*U31+LA4*LA54*CALF*U41)
      V054=SQRT(V054X**2+V054Y**2)
  C----- ПРАВЕДЕННЫЕ МОМЕНТЫ ИНЕРЦИИ
      R1P2P=2*V052**2
      R1P2V=12*U21**2
      R1P3=13*U31**2
      R1P4P=4*V054**2
      R1P4V=14*U41**2
      R1P5=5*U0F**2
      R1P5= R1P2P+R1P2V+R1P3+R1P4P+R1P4V+R1P5
  C----- ИЕЧАТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ РАЧЕТА
      IF (NR.EQ.1) WRITE(3,62) F,G,XF,V0F,R1P2P,R1P4P,R1P5,
        68,U31,R1P3,R1P2V,R1P4V,R1P5
*
62      FORMAT(2X,F6.1,2X,E11.3/3X,F6.1,2X,E11.3)
      IF (NR.EQ.1) GO TO 100
  C----- К.П.Ф. УСКОРЕНИЯ
105      EQ2=(COS(F-G)+LA2*U21**2+COS(G-T)-LA3*U31**2)/LA2/SIN(G-T)
      EQ3=(COS(F-T)-LA3*U31**2+COS(G-T)+LA2*U21**2)/LA3/SIN(G-T)
      EQ41=LACD*(U31**2*SIN(G-BT)-EQ3*COS(G-BT))+LA4*SALF*U41**2
      EQ42=LA4*CALF
      EQ4=EQ41/EQ42
      A052X=-1*(COS(F)+LA2*LA52*CT*U21**2+ST*E02)
      A052Y=-LA1*(SIN(F)+LA2*LA52*(ST*U21**2-CT*E02))

```

```

A054X1=LACD*(COS(G-BT)*U31**2+SIN(G-BT)*E03)
A054X2=LACD*LA54*(CALF*U41**2+SALF*E04)
A054X=-1*(A054X1+A054X2)
A054Y1=LACD*(SIN(G-BT)*U31**2+COS(G-BT)*E03)
A054Y2=LACD*LA54*(SALF*U41**2+CALF*E04)
A054Y=1*(A054Y1+A054Y2)
A0F1=LACD*(COS(G-BT)*U31**2+SIN(G-BT)*E03)
A0F2=LACD*(CALF*U41*U41+E04*SALF)
A0F=-1*(A0F1+A0F2)
A52X=A052X*U0*U0
A52Y=A052Y*U0*U0
  C----- СИЛЫ ИНЕРЦИИ И МОМЕНТЫ СИЛ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ
      FDX=-M2*AS2X
      FDY=-M2*AS2Y
      MF2=-12*EQ2*U0*U0
      MF3=-13*EQ3*U0*U0
      FDX=-M4*A054X*U0*U0
      FDY=-M4*A054Y*U0*U0
      MF4=-14*E04*U0*U0
      FDS=-M5*A0F*U0*U0
  C----- СИЛЫ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРКАХ
      GSP=9./B1
      F43X=-CF5(K)+FD5+FDAX+M3*GSP+M4*GSP)
      F45Y=CF5(K)+M5*GSP+FD5
      F45Y1=FA5X*SALF/CALF-FD4Y*LA54+(FD4X+M4*GSP)*SALF/CALF
      F45Y2=MF4/L1/LA4/CALF
      F45Y=FA5Y1-F45Y2
      F45Y=-F45Y+FD4Y)
      F56=FA5Y
      F43=SQRT(F43X**2+F43Y**2)
      F1436=ATAN2(F43Y,F43X)*180./PI
      F45=SQRT(F45X**2+F45Y**2)
      F1456=ATAN2(F45Y,F45X)*180./PI
      F143=F1436*PI/180.
      F1436=ATAN2(F143*BT)**(LA2*CT-(LA3+LACD)*COS(G))
      MF341=2*SIN(F143*BT)**(LA2*ST-(LA3+LACD)*SIN(G))
      MF342=U0S(F143*BT)**(LA2*ST-(LA3+LACD)*SIN(G))
      MF34=F43*F143*(MF341-MF342)
      SRT=SIN(BT)
      CBT=COS(BT)
      A31=MF34+MF2*MF3-M3*GSP*LA1*(CBT*SIN(F)+SRT*(LA6-COS(F)))
      A32=1*(LA2*LA52*(FD2Y-M2*GSP*SRT)*CT-(FD2X-M2*GSP*CBT)*ST)
      A3=A31+A32
      MF34=F43*LA1*(LA3+LACD)*SIN(BT+G-F143)
      A4=MF34+M3*GSP*LA1*LA3*SIN(BT-G)*MF3
      A5=A4*(COS(F)-LA6)-A3*LA3*COS(G)
      A6=1*(LA3*(SIN(F)*COS(G)+SIN(G)*LA6-COS(F)))
      F36Y=AS/AS6
      F36Y=(A3*LA1*SIN(F)+F36X)/LA1/(COS(F)-LA6)
      F36=SQRT(F36X**2+F36Y**2)
      F366=ATAN2(F36Y,F36X)*180./PI
      F32X=M3*GSP*CBT-F36X-F43*COS(F143+BT)
      F32Y=M3*GSP*SRT-F36Y-F43*SIN(F143+BT)
      F32=SQRT(F32X**2+F32Y**2)
      F1336=ATAN2(F32Y,F32X)*180./PI
      F21Y=F32Y+M2*GSP*CBT-FD2Y
      F21Y=F32Y+M2*GSP*SRT-FD2Y

```


047000

РЕЗУЛЬТАТЫ СИЛОВОГО РАСЧЕТА КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА

F11C	F16	F116C	F21=F12	F121C	F36	F136C	F34=F45	F36
3.8	665.75	197.14	436.18	98.08	457.22	252.55	-288.08	-686.70
33.83	3732.65	255.54	3685.72	256.54	2112.88	76.87	1282.97	-686.70
68.83	2188.05	248.78	2435.88	253.80	1107.58	69.42	1858.73	-686.70
98.83	1562.83	247.81	1897.43	253.32	756.44	70.38	967.92	-686.70
123.87	4859.88	255.81	4812.88	257.27	2136.41	67.81	12633.51	-686.70
158.88	4193.82	288.55	4188.09	263.21	1719.77	81.18	1288.24	-686.70
183.88	3775.31	267.22	3768.21	278.88	1583.45	98.22	1288.08	-686.70
218.88	3484.38	273.55	3582.05	276.79	1645.71	113.88	1999.76	-686.70
248.88	3255.22	279.34	3292.83	282.73	1815.13	122.65	1764.49	-686.70
273.88	1152.11	116.89	1888.31	186.78	324.67	273.23	-567.92	-686.70
308.88	3456.44	118.11	3393.99	187.88	1691.39	293.32	1458.73	-686.70
338.88	4887.29	183.71	4844.55	181.46	2878.44	284.27	1682.97	-686.70
368.23	665.79	187.18	636.22	98.08	457.25	252.55	-288.01	-686.70

Приложение 5

ВХОДЯЩЕ АННУА

[illegible][illegible][illegible][illegible]

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ, (ГРУППА ЗАДАНИЯ)

VAR=5; P LCA=1,668 LCB=1,222 F13= 43,72 F13K= 88,72 GAN=10,58 LCS3=2,310 LBSA=0,480 L31A=0,490
 BETA=313,720 J15=1,500 J25=2,500 J35= 600,0 F1= 15,0 F2= 28,0 F3= 858,0 N=18
 K3= 0,8 0,400 0,500 0,500 0,472 0,380 0,260 0,180 0,085 0,0
 F3= 1,470 1,000 0,500 0,5 0,300 0,500 0,300 0,250 0,200 2,0

РЕЗУЛЬТАТЫ СИЛОВОГО РАСЧЕТА МЕХАНИЗМА С КАЧАЮЩИМСЯ ЦИЛИНДРОМ

F13G	F14	F114G	F34	F134G	F32	F132G	F2
0,2	0,222E 05	0,134E 05	0,107E 05	0,311E 05	0,218E 05	0,134E 05	0,221E 05
5,00	0,222E 05	0,134E 05	0,069E 04	0,329E 05	0,198E 05	0,134E 05	0,221E 05
10,00	0,176E 05	0,135E 05	0,032E 04	0,310E 05	0,174E 05	0,135E 05	0,177E 05
15,00	0,163E 05	0,135E 05	0,079E 04	0,311E 05	0,149E 05	0,135E 05	0,152E 05
20,00	0,135E 05	0,136E 05	0,053E 04	0,320E 05	0,131E 05	0,137E 05	0,134E 05
25,00	0,121E 05	0,138E 05	0,045E 04	0,329E 05	0,117E 05	0,138E 05	0,120E 05
30,00	0,124E 05	0,139E 05	0,043E 04	0,333E 05	0,120E 05	0,139E 05	0,123E 05
35,00	0,119E 05	0,140E 05	0,038E 04	0,340E 05	0,115E 05	0,141E 05	0,118E 05
40,00	0,114E 05	0,142E 05	0,037E 04	0,349E 05	0,110E 05	0,142E 05	0,112E 05
45,00	0,115E 05	0,144E 05	0,032E 04	0,352E 05	0,111E 05	0,144E 05	0,113E 05

1 2 110112627121020

2 ***** ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ВХОДНОГО ЗВЕНА *****

3 АРГУМЕНТ ЗАДАЕТ В СЕК.-(1) ИЛИ В ГРАД.-(0) -----:LARG= 0,0

4 НАЧАЛЬНЫЕ ЗНАЧЕНИЯ АРГУМЕНТА -----:FNG= 100,2350

5 ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ АРГУМЕНТА -----:LFE= 30,00000

6 КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ АРГУМЕНТА -----:FK= 450,2350

7 УГЛОВАЯ СКОРОСТЬ ВХОДНОГО ЗВЕНА -----:LPM= 100,0000

8 ТОЧНОСТЬ ВЫЧИСЛЕНИЙ -----:DEL= 0,0001

9 ***** КРИВОЙ РМ ПО СХЕМЕ 1 *****

10 ДЛИНА КРИВОЙ РМ ПО СХЕМЕ 1 -----:L(1, 3) = 0,1000000

11 КООРДИНАТА X ОСИ ВРАЩЕНИЯ КРИВОЙ РМ -----:C(1, 1) = 0,0000000

12 КООРДИНАТА Y ОСИ ВРАЩЕНИЯ КРИВОЙ РМ -----:C(1, 2) = 0,0000000

13 МАССА ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 50,00000

14 КООРДИНАТА X СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,0000000

15 КООРДИНАТА Y СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,0000000

16 ***** ШАГ ПО СХЕМЕ 10 *****

17 ДЛИНА ШАГНА -----:L(1, 3) = 0,4000000

18 УГЛ НАКЛОНА ШАГНА -----:L(1, 5) = 100,0000

19 IN(1, 1) = 5,000000

20 МАССА ЗВЕНА -----:L(1, 1) = 5,000000

21 МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,1000000E-01

22 КООРДИНАТА X СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 3) = 0,2000000

23 КООРДИНАТА Y СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 4) = 0,0000000

24 ***** КОРОМЫСЛО РМ ПО СХЕМЕ 11 *****

25 ДЛИНА КОРОМЫСЛА -----:L(1, 8) = 0,3000000

26 КООРДИНАТА X НЕПОДВИЖНОГО ШАРНИРА -----:L(1, 6) = 0,1700000

27 КООРДИНАТА Y НЕПОДВИЖНОГО ШАРНИРА -----:L(1, 7) = 0,3400000

28 УГЛ НАКЛОНА КОРОМЫСЛА -----:L(1, 10) = 170,0000

29 IN(1, 2) = 10,00000

30 МАССА ЗВЕНА -----:L(1, 5) = 0,000000

31 МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,2000000

32 КООРДИНАТА X СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 3) = 0,0000000

33 КООРДИНАТА Y СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 4) = 0,0000000

34 ***** ПОДУЗН РМ ПО СХЕМЕ 12 *****

35 ЭКСПЕНДИЕНТ ПОДУЗНА -----:L(1, 4) = 0,0000000

36 КООРДИНАТА X НАЧАЛА ПОС -----:L(1, 2) = 0,4200000

37 КООРДИНАТА Y НАЧАЛА ПОС -----:L(1, 3) = 0,0000000

38 УГЛ НАКЛОНА ПОС -----:L(1, 5) = 90,00000

39 IN(1, 1) = 3,000000

40 МАССА ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,000000

41 СМЕЩЕНИЕ П.М. ПО ОСИ X ОТ ШАРНИРА -----:L(1, 3) = 0,0000000

42 КООРДИНАТА X СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 4) = 0,0000000

43 ***** ШАГ ПО СХЕМЕ 10 *****

44 ДЛИНА ШАГНА -----:L(1, 8) = 0,2000000

45 УГЛ НАКЛОНА ШАГНА -----:L(1, 10) = 280,0000

46 IN(1, 2) = 10,00000

47 МАССА ЗВЕНА -----:L(1, 5) = 2,000000

48 МОМЕНТ ИНЕРЦИИ ЗВЕНА -----:L(1, 2) = 0,7000000E-02

49 КООРДИНАТА X СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 3) = 0,1000000

50 КООРДИНАТА Y СИ ЦЕНТРА МАСС ЗВЕНА -----:L(1, 4) = 0,0000000

51 ***** ПРИБЛИЖЕНИЕ ГА ПО СХЕМЕ 20 *****

52 РАСТОЯНИЕ ДО ТОЧКИ ПРИСЛЕДИТЕЛИЯ ГА -----:L(1, 8) = 0,3000000

53 УГЛ МЕЖДУ ПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ КООРДИНАТ -----:L(1, 10) = 180,0000

54	***** ПАРАМЕТРЫ АКТИВНОЙ СИЛЫ (FAS) (ACTISIL.DOC)*****	
55	НОМЕР ГЛА В КУБОМ ДЕЙСТВУЕТ FAS (FAS) (ACTISIL.DOC)*****	2.000000
56	НОМЕР ЯЧЕЙКИ МАТРИЦЫ MS ДЛЯ ЗВЕНЫ ПРИКЛЕПКИ FAS (FAS) (ACTISIL.DOC)*****	2.000000
57	КОордината KSI ЮЖКИ ПРИКЛЕПКИ FAS (FAS) (ACTISIL.DOC)*****	0.000000
58	КОордината KSI ЮЖКИ ПРИКЛЕПКИ FAS (FAS) (ACTISIL.DOC)*****	0.000000
59	УГЛО НАКЛОНА FAS К ОСИ KSI	180.0000
60	НАЧАЛЬНЫЙ УГЛО ПОВОРОТА ВХОДНОГО ЗВЕНЫ	100.2000
61	КОНЕЧНЫЙ УГЛО ПОВОРОТА ВХОДНОГО ЗВЕНЫ	280.2000
62	КОэффициент ПОДЖИНА ДИСКОВАЩЕГО	1000.0000
63	ИЗМЕНЕНИЕ FAS КАК ФУНКЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ	0.000000
64	ЗВЕНЫ, К КОТОРОМУ ПРИКЛЕПКА FAS	0.000000
65	(ИЗМЕНЕНИЕ ЗВЕНЫ ОТЧИСЛЯЕТСЯ	0.000000
66	ОТ ПОДЖИНА, СООТВЕТСТВУЮЩЕ FAS	0.000000
67	И ВЕРЕТСЯ ПО АВСОЛЮТНОЙ ВЕЛИЧИНЕ	0.000000
68	НАПРАВЛЕНИЕ СИЛЫ (СЗ ЗНАК)	0.000000
69	ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ КОЭ-ИМ ПОДЖИНА	0.000000
70	И COS (FAS))	0.000000
71	(РАЗМЕРНОСТЬ ИТОГОВОЙ СИЛЫ - СД)	0.000000

САРЦА (ИНТЕСТАТИКА)			
ДАТА : 29-11-89 ВРЕМЯ : 12:05:04			
ВЕЩДКА МАТРИЦА G:			
59.500	0.010	0.270	0.000
49.850	0.000	0.000	0.000
59.850	0.000	0.000	0.000
ВЕЩДКА МАТРИЦА ПЕРВИЧНОГО МЕХАНИЗМА БКRV:			
0.4900E+03	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
СРЛ= 0.0000E+00 G= 0.0000E+00			
FAS= 100.200	FAS= 280.200	GAS= 180.000	RKAS= 0.000
КОэффициенты ПОДЖИНА АКТИВНОЙ НАПРУЖКИ FAS:			
0.1000E+04	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00	0.0000E+00
F= 100.24			
F= 100.24			
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,2)	-0.2679E+05	0.1282E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,3)	0.2043E+05	-0.2667E+05	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 1	0.2116E+05	0.1416E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,2)	0.0000E+00	0.2122E+03	-0.2526E+01
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,3)	-0.1172E+05	0.5013E+03	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 2	0.9794E+04	-0.2122E+03	0.0000E+00
ПЕРВИЧНЫЙ МЕХАНИЗМ	-0.2631E+05	0.1212E+04	0.1299E+03
F= 130.24			
F= 130.24			
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,2)	-0.1607E+05	-0.3495E+03	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,3)	0.9180E+04	-0.1852E+05	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 1	0.1188E+05	-0.2332E+03	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,2)	0.0000E+00	0.6127E+03	0.3589E+01
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,3)	-0.8777E+04	0.1033E+03	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 2	-0.6854E+04	-0.6127E+03	0.0000E+00
ПЕРВИЧНЫЙ МЕХАНИЗМ	-0.1292E+05	0.8722E+04	0.9039E+03
F= 150.24			
F= 150.24			
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,2)	-0.6480E+04	-0.1461E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,3)	0.1190E+04	-0.8955E+04	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 1	0.4575E+04	-0.1371E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,2)	0.0000E+00	0.7445E+03	0.3711E+02
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,3)	-0.4189E+04	-0.2143E+03	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 2	0.3379E+04	-0.7445E+03	0.0000E+00
ПЕРВИЧНЫЙ МЕХАНИЗМ	-0.3690E+04	0.4947E+04	0.5409E+03
F= 190.24			
F= 190.24			
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,2)	0.1605E+04	-0.1761E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,3)	-0.1614E+04	0.9912E+03	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 1	-0.1082E+04	-0.1683E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,2)	0.0000E+00	0.6919E+02	0.7226E+01
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,3)	0.3836E+03	-0.2089E+03	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 2	-0.5059E+02	-0.6919E+02	0.0000E+00
ПЕРВИЧНЫЙ МЕХАНИЗМ	-0.2009E+04	-0.1891E+04	-0.1408E+03
F= 230.24			
F= 230.24			
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,2)	0.6821E+04	-0.1465E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(1,3)	-0.9324E+03	0.70E+04	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 1	-0.4307E+04	-0.1395E+04	0.0000E+00
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,2)	0.0000E+00	-0.6053E+03	0.9352E+02
ВНЕШНЯЯ КИ MS(2,3)	0.3320E+04	-0.2777E+02	0.0000E+00
ВНУТРЕННЯЯ КИ ГРУППЫ 2	-0.2133E+04	0.6053E+03	0.0000E+00
ПЕРВИЧНЫЙ МЕХАНИЗМ	-0.5221E+04	-0.5217E+04	-0.4952E+03
F= 270.24			
F= 270.24			

Продолжение прил. 8

Внешняя кп MS(1,2)	0.930E+04	-0.915E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.127E+03	0.938E+04	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	-0.555E+04	-0.866E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	-0.846E+03	-0.161E+03
Внешняя кп MS(2,3)	0.426E+04	0.150E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.298E+04	0.846E+03	0.000E+00
Первичный механизм	-0.077E+04	-0.450E+04	-0.433E+03
Внешняя кп MS(1,2)	0.112E+05	-0.381E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.710E+03	0.118E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	-0.691E+04	-0.380E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	-0.110E+04	-0.229E+03
Внешняя кп MS(2,3)	0.553E+04	0.348E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.408E+04	0.110E+04	0.000E+00
Первичный механизм	-0.116E+05	-0.156E+04	-0.165E+03
Внешняя кп MS(1,2)	0.121E+05	-0.125E+02	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.968E+02	-0.129E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	-0.771E+04	-0.683E+02	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	-0.120E+04	-0.250E+03
Внешняя кп MS(2,3)	0.606E+04	0.266E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.445E+04	0.120E+04	0.000E+00
Первичный механизм	-0.122E+05	-0.290E+04	-0.258E+03
Внешняя кп MS(1,2)	0.137E+05	0.154E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	-0.178E+04	0.156E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	-0.981E+04	0.147E+02	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	-0.151E+04	-0.281E+03
Внешняя кп MS(2,3)	0.729E+04	0.194E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.535E+04	0.151E+04	0.000E+00
Первичный механизм	-0.112E+05	-0.853E+04	-0.897E+03
Внешняя кп MS(1,2)	0.130E+05	0.716E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	-0.468E+04	0.158E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	-0.109E+05	0.159E+01	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	-0.146E+04	-0.265E+03
Внешняя кп MS(2,3)	0.730E+04	-0.814E+02	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.537E+04	0.146E+04	0.000E+00
Первичный механизм	-0.554E+04	0.123E+05	-0.117E+04
Внешняя кп MS(1,2)	-0.480E+04	0.842E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.314E+04	-0.394E+04	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	0.312E+04	0.673E+03	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	0.478E+03	0.343E+02
Внешняя кп MS(2,3)	-0.158E+04	-0.425E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.110E+04	-0.478E+03	0.000E+00
Первичный механизм	-0.139E+04	-0.410E+04	-0.456E+03
Внешняя кп MS(1,2)	-0.295E+05	-0.172E+04	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.231E+05	-0.281E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	0.240E+05	0.195E+04	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	0.995E+03	0.984E+01
Внешняя кп MS(2,3)	-0.130E+05	0.134E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	-0.982E+04	-0.993E+03	0.000E+00
Первичный механизм	-0.236E+05	-0.170E+05	-0.172E+04

Окончание прил. 8

Внешняя кп MS(1,2)	-0.256E+05	0.128E+04	0.000E+00
Внешняя кп MS(1,3)	0.192E+05	-0.249E+05	0.000E+00
Внутренняя кп группы 1	0.200E+05	0.141E+04	0.000E+00
Внешняя кп MS(2,2)	0.000E+00	0.169E+03	-0.201E+01
Внешняя кп MS(2,3)	-0.117E+05	0.501E+03	0.000E+00
Внутренняя кп группы 2	0.879E+04	-0.169E+03	0.000E+00
Первичный механизм	-0.251E+05	0.121E+04	0.129E+03

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Методика силового расчета рычажных механизмов	4
2. Пример силового расчета шестизвенного рычажного механизма графическим способом и аналитическим на ЭВМ	12
3. Силовой расчет шестизвенного кулисного механизма на ЭВМ по программе <i>РР 3207</i>	27
4. Силовой расчет четырехзвенного механизма с качающимся гидроцилиндром на ЭВМ по программе <i>РР 3050</i>	35
5. Силовой расчет рычажных механизмов с использованием обобщенного метода преобразования координат	40
6. Силовой расчет зубчатых механизмов	51
7. Силовой расчет кулачковых механизмов	56
Литература	59
Приложения	60