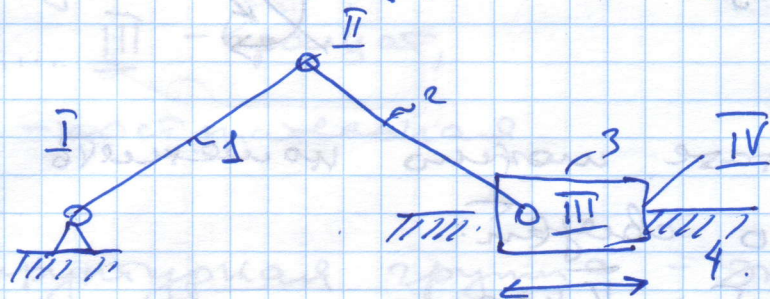


Кинематическая пара.

Кинем. пара - это подвижное соединение (2 и более) любых стоек и привода.

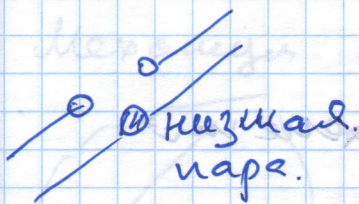
Имеется стойка кинематической пары.

Кинем. пары обозначаются большими римскими цифрами I (1, 4); II (1, 2)



I (4, 1); II (1, 2); III (2, 3); IV (3, 4)

Пара по своему элементу может быть низшей, у которых элемент пары - поверхность.



Высшая - у которых элемент соприкосновения точка или линия.

Это высшая кинематическая пара.

В зависимости от степени (W) подвижности
и количества связей (S)

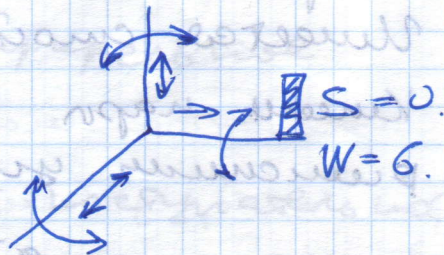
W - степень подвижности.

S - кол-во связей.

при подвижном ПП

при вращающемся ААА

$$W = 6.$$



В результате можно получить
количество связей.

$$\text{Если } W = 1 \quad S = 5 - \underline{\text{IV}} \text{ класс}$$

$$\text{Если } W = 2 \quad S = 4 - \underline{\text{IV}} \text{ кл.}$$

$$W = 3 \quad S = 3 - \underline{\text{III}} \text{ кл.}$$

$$W = 4 \quad S = 2 - \underline{\text{II}} \text{ кл.}$$

Введ. Чебышев:

Формула для определения степени
подвижности механизма

$$W = 3n - 2(p_k + p_v)$$

где n - число подвижных звеньев

$$n = 3$$

$P_n = 4$ - кинематические пары кривошипа..

$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$ след $S = 5$ Механ. I класса

Все пары механизмо I класса.

* Пары бывают вращательные и
поступательные

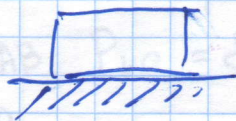
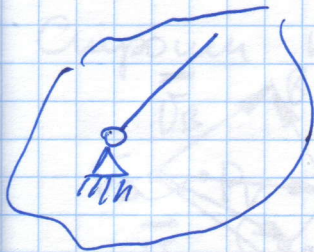
I, ..., III - вращат,

IV - поступательная

* Структурная группа - это
соединение только подвижных
звеньев.

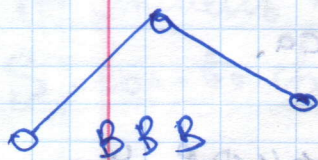
Ассур- гр- и угловой предельный
 \Rightarrow классификация то.

Механизм I класса начальный механизм.



II класс

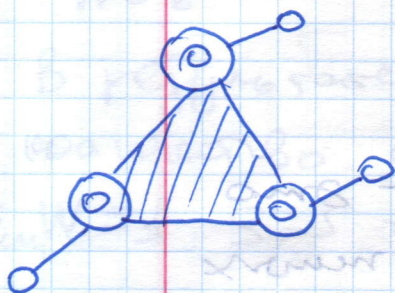
I порядок



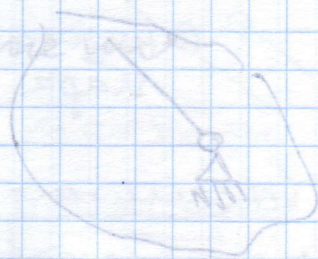
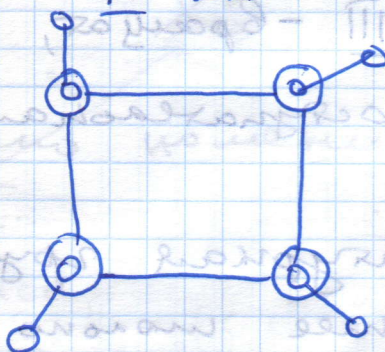
II порядок



III класс



IV класс



Скорость точки D - сумма из скорости
подвижной точки скоростей и скорости
механизма.

$$\frac{v_d}{v_D} = \frac{ab}{AB} \Rightarrow v_d = \frac{BA \cdot ab}{AB}$$

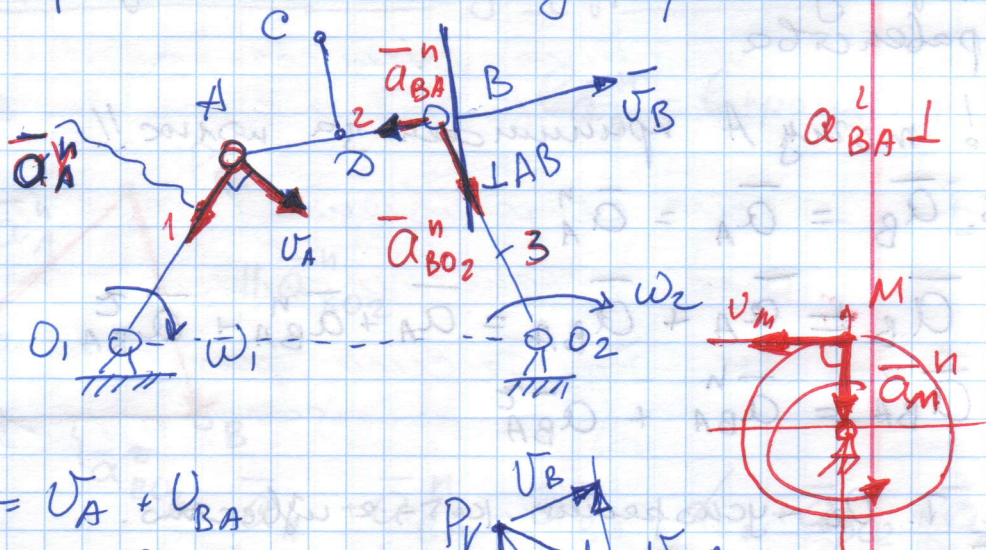
$$\frac{ab}{AB} = \frac{dc}{Dc} \Rightarrow dc$$

$$J_D = l(pvd) \mu_D =$$

$$J_C = l(pvc) \mu_C =$$

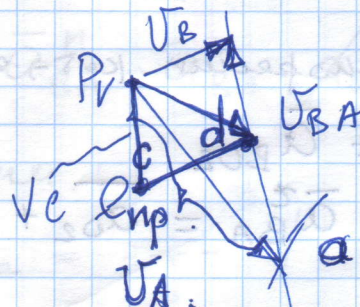
Опред. КПД

Построение плана ускорений.



$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$$

$$-\vec{v}_A = \omega_1 \rho_{O_1 A}$$



1. Ускорение по методу подобия \$A\$.

$$\vec{a}_A = \vec{a}^n + \vec{a}^{\tau}$$

$$\omega_1 = \text{const.}, \quad a^{\tau} = \epsilon \rho_{O_1 A} = 0$$

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \rho_{O_1 A} = \dots$$

$$n \Rightarrow \omega = \frac{2\pi n}{60} \approx 0,1 n$$

определим масштаб ускорения

$$\mu_a = \frac{a_A}{\rho_{\text{произв. (мм)}}} = \dots$$

Формула определения векторного равенства

! точку A принимаем за полюс!!

$$3. \bar{a}_B = \bar{a}_A = \bar{a}_A^n$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^{\tau}$$

$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^{\tau}$$

4. Т. O₂ - ускорение к-т - е известно.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}$$

$$\bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^{\tau} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}$$

уск. известно

$$\bar{a}_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{r_{BA}} = \omega^2 l_{AB}$$

$$\omega_2 AB = v_{BA}$$

$$l \bar{a}_{BA}^n = \frac{a_{BA}^n}{\mu a}$$

$$\bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^{\tau} = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}$$

$$\bar{a}_{BO_2} = \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^{\tau}$$

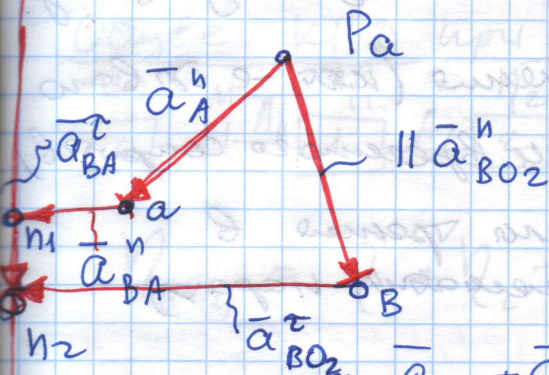
$$v_B = \omega_3 l_{O_2 B}$$

$$\bar{a}_{BO_2} = \omega_3^2 l_{O_2 B}$$

$$l(\bar{a}_{BO_2}^n) = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu a} = \dots \text{мм.}$$

По строению механизма ускорений.

\bar{a}_A^n - производная,



$$\bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau = \bar{a}_{O2} + \bar{a}_{BO2}^n + \bar{a}_{BO2}^\tau$$

Далее определяем:

$$\bar{a}_{BA}^\tau = \epsilon_{1,2} M_a = \dots \quad | \quad | - \text{по модулю}$$

M_a - масса ускорения

$$\bar{a}_{BO2}^\tau = \epsilon_{2,3} M_a = \dots$$

$$\bar{a}_B = \epsilon_{(pa)h_2} M_a = \dots$$

$$\bar{a}_{BA}^\tau = \epsilon_{RA(2)BA} \cdot \text{угловое ускорение второго звена.}$$

$$\epsilon_2 = \bar{a}_{BA}^\tau / \bar{a}_B$$

$$\epsilon_3 = \bar{a}_{BO2}^\tau / \bar{a}_B$$

Кинематический анализ плоских рычажных механизмов

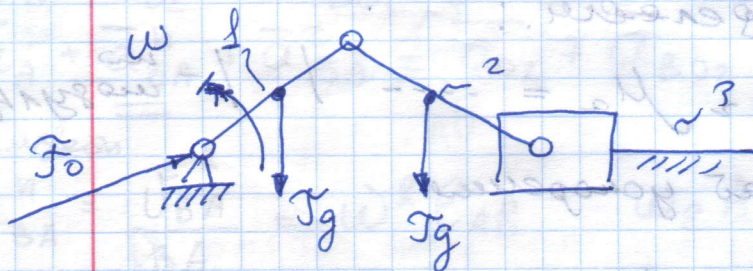
Силовой анализ механизма

F_0 — движущие силы кот-рые прикладываются к входному звену.

F_c — сила сопротивления (кот-е бывает сила полезного и вредного сопротивл.)

$\Rightarrow F_{nc}$ и F_{vc} F_c сила трения в шлицевых парах

F_g сила тяжести.



В шлицевых парах сила трения всегда вредного действия.)

$$\eta = \frac{A_{n.c}}{A_0} = \frac{P_{n.c}}{P_0}$$

η кпд

η = коэф. по КПД.

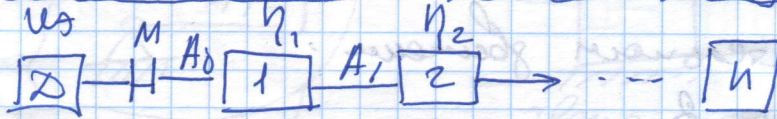
$$\gamma = \frac{A_{в.с}}{A_0} = \underline{\hspace{2cm}}$$

γ коэф. потерь

$$\eta + \gamma = 1 \quad \eta = 0,85 \quad \gamma = 15\%$$

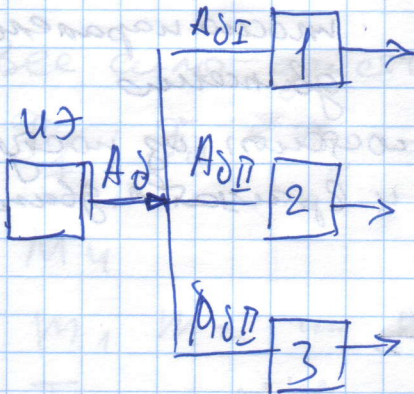
15% потерь идёт на работу $A_{н.с.}$
 (полезной сил)
 сопротивление

Общее КПД при послед. соединении



$$\eta_{общ} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_n \dots \eta_n$$

Общее КПД при параллельном соединении



$$\eta_{общ} = \frac{\eta_I A_I + \eta_{II} P_{II} + \dots}{P_I + P_{II} + \dots}$$

КПД не может быть больше 1.

Кинетическая энергия механизма

$T = T_1 + T_2 + \dots + T_N$ - состоит из кинет. энерг. всех подвижных звеньев.

При поступательном движении:

$$T_{\text{пост}} = \frac{m v_c^2}{2}$$

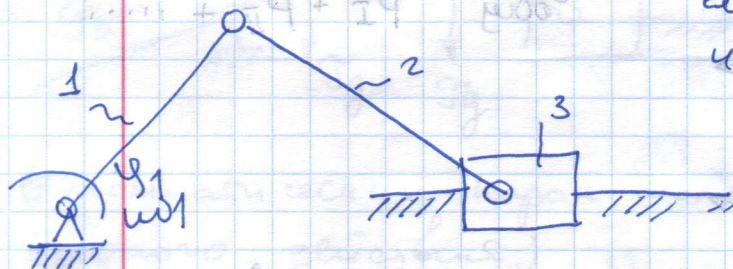
$$T_{\text{вр}} = J_c \omega^2 / 2$$

(коромысло, балансер).

$$T_{\text{плоск.дв}} = \frac{m v_c^2}{2} + J_c \omega^2 / 2$$

относительно параллельно движению

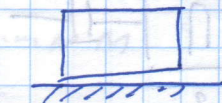
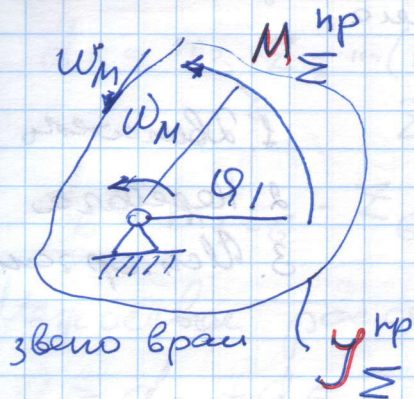
состоит из поступ. и вращат. движений



ось вращ.

$$T_{\text{общ}} = T_{\text{вр}}(1) + T_{\text{пл}}(2) + T_{\text{пост}}(3)$$

Динамическая модель механизма



звено попутная
и стойка

условия согласованности.

$$\omega_1 = \omega_M; \varphi_M = \varphi_1$$

Все силы действ. в механизме.

$$F_1; F_2; F_3 = M_{\Sigma}^{np}$$

M_{Σ}

$$m_1, m_2, \dots, m_n \Rightarrow \sum_{np}^{\Sigma}$$

$$T_{обш} = \sum_{\Sigma}^{np} \omega_M^2$$