

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Методические указания к самостоятельной работе

В методических указаниях изложены объем, порядок выполнения и основные задачи структурного, кинематического и динамического анализа механизмов, решаемые в самостоятельной работе. Представлен пример выполнения самостоятельной работы.

В процессе выполнения самостоятельной работы студент должен получить практические навыки в исследовании структуры, кинематики и кинетостатики плоского рычажного механизма, кинематическая схема которого задается преподавателем.

Структурный анализ механизма приводится с целью определения строения механизма, классов и видов групп Ассура, входящих в механизм, степени свободы механизма, определения лишних связей и степени подвижности.

Задача кинематического исследования состоит в определении положений всех звеньев механизма, траекторий их точек, линейных скоростей и ускорений отдельных точек звеньев, угловых скоростей и - ускорений звеньев. Контроль правильности проведения кинематического исследования механизма методом планов осуществляется с помощью метода кинематических диаграмм, которым отыскиваются скорости и ускорения некоторой точки механизма (ползуна).

Целью кинетостатического расчета является определение реакций в кинематических парах, а также уравновешивающей силы или уравновешивающего момента. Силовой расчет производится по методу академика Н.Г.Бруевича. Для проверки силового расчета уравновешивающая сила (или пара сил) находится также методом жесткого рычага профессора Н.Е.Жуковского.

При выполнении курсовой работы принимается:

1. l_i - длина i -го звена, м.
2. G_i - вес i -го звена, Н. Этот вес условно определяется по формуле $G_i = g \cdot l_i$, где $g = 200$ Н/м – вес погонного метра любого звена кроме кривошипа и ползуна.
3. G_5 - вес ползуна, Н. Этот вес условно определяется по формуле $G_5 = 2G_1$, где G_1 – вес звена, которое полагаем ведущим.
4. S_i - центр тяжести i -го звена (он находится посередине звена).
5. I_{Si} - момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$. Этот момент инерции условно определяется по формуле:

$$I_{Si} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{k},$$

где m_i - масса i -го звена, кг;

$k = 12$ – некоторый числовой коэффициент.

$$Q = 5 \sum_{i=1}^5 G_i - \text{величина силы сопротивления. Н.}$$

Графическая часть курсовой работы выполняется на одном листе формата А1. Все вычисления должны быть представлены в расчетно-пояснительной записке.

Объем курсовой работы и последовательность ее выполнения отражены в ниже рассмотренном примере.

Пример

Произвести структурный, кинематический и кинетостатический анализ механизма, кинематическая схема которого представлена на рис.1.

Дано: $l_{OA} = 0,1$ м; $l_{AB} = 0,25$ м; $l_{O_2B} = 0,3$ м;

$l_{O_2C} = 0,12$ м; $l_{DC} = 0,375$ м; $a = 0,24$ м; $b = 0,175$ м;

$\alpha = 90^\circ$; $n_{OA} = 175$ об/мин.; $Z_2 = 50$; $Z_1 = 20$; $m = 5$;

$d_{шарн.} = 0,01$ м; $f = 0,1$.

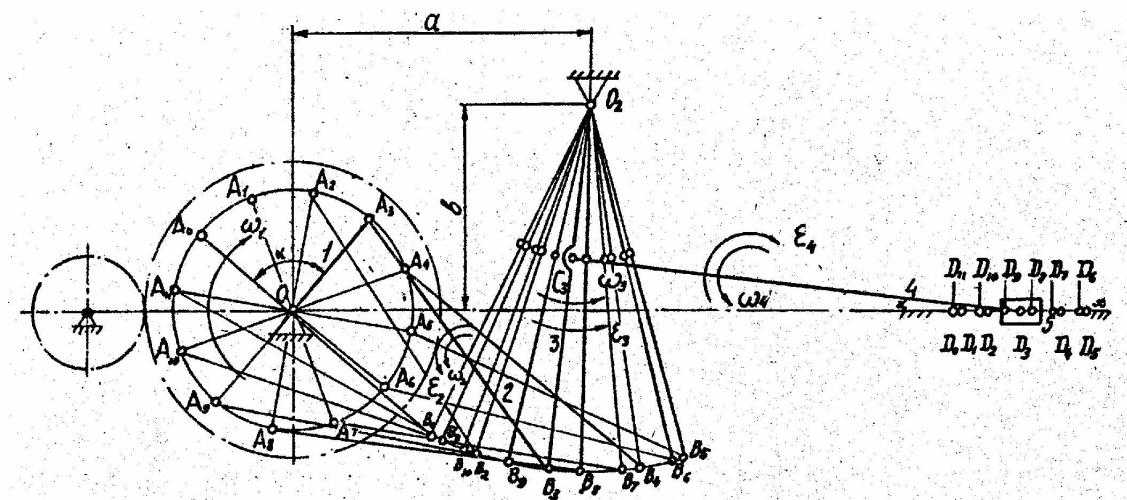


Рис.1. Кинематическая схема механизма в двенадцати положениях $K_S = 0,0025$ м/мм

Для этого механизма $n = 5$, $P_5 = 7$. Следовательно, по формуле П.Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Поэтому для определенности движения всех звеньев механизма необходимо иметь одно ведущее звено.

Разложение механизма на группы Ассура показано на рис.2.

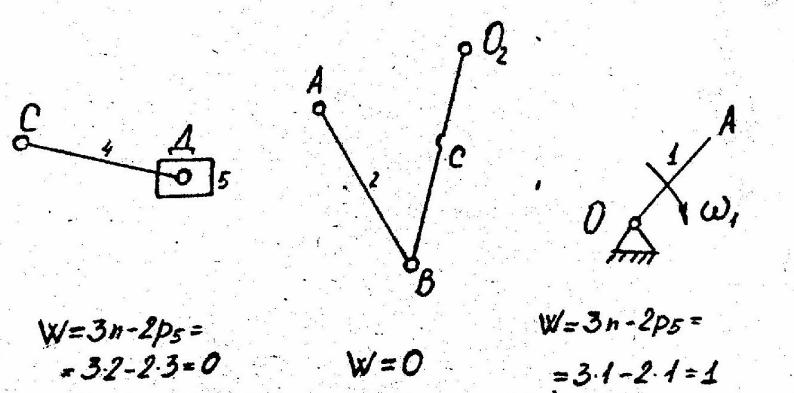


Рис.2

Сначала отсоединяется группа, образованная звеньями 4 и 5 (диада второго вида второго порядка), затем группа, образованная звеньями 2 и 3 (диада первого вида второго порядка). Остается механизм первого класса (стойка О и ведущее звено 1), то есть группа начальных звеньев.

Вывод: рассматриваемый механизм является механизмом второго класса.

2. Кинематический анализ механизма методом построения планов скоростей и ускорений

2.1. Определение скоростей точек звеньев механизма

Скорость точки А:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{OA} = \frac{3.14 \cdot 175}{30} \cdot 0.1 = 1.84 \text{ м/с.}$$

Скорости остальных точек механизма находим путем построения плана скоростей (рис.3). Принимаем длину отрезка $p_V a$, изображающего скорость V_A точки А, равной 46 мм. Тогда масштаб плана скоростей:

$$K_V = \frac{V_A}{p_V a} = \frac{1.81}{46} = 0.04 \text{ м}^{-1}/\text{мм.}$$

Рассматривая движение точки В вместе с точками А и O_2 (переносные движения) и относительно этих точек, получим векторные уравнения для построения скорости В:

$$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2} \end{cases} \quad \begin{array}{l} V_{BA} \perp AB \\ V_{O_2} = 0, \quad V_{BO_2} \perp BO_2 \end{array}$$

Величина (модуль) скорости В:

$$V_B = p_V b \cdot K_V = 67.5 \cdot 0.04 = 2.7 \text{ м/с.}$$

Скорость точки С коромысла определяем по теореме подобия:

$$\frac{V_C}{V_B} = \frac{p_V c \cdot K_V}{p_V b \cdot K_V} = \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}},$$

отсюда:

$$p_V c = p_V b \cdot \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}}$$

$$p_V c = 67.6 \cdot \frac{0.12}{0.3} = 27 \text{ мм.}$$

Следовательно, $V_C = p_V c \cdot K_V = 27 \cdot 0.04 = 1.08 \text{ м/с.}$

Векторные уравнения для нахождения скорости точки имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \vec{V}_D = \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} \\ \vec{V}_D = \vec{V}_{xx} + \vec{V}_{Dxx} \end{cases}$$

Следовательно, $V_D = p_V d \cdot K_V = 28 \cdot 0.04 = 1.12 \text{ м/с.}$

Определение скоростей центров тяжести звеньев производится с помощью теоремы подобия:

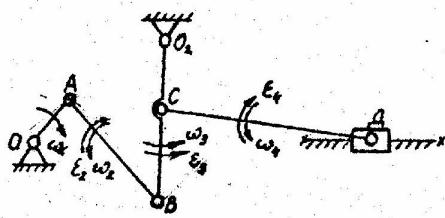
$$\begin{aligned} V_{S_1} &= p_V S_1 \cdot K_V = 0; \\ V_{S_2} &= p_V S_2 \cdot K_V = 54 \cdot 0.04 = 2.16 \text{ м/с;} \\ V_{S_3} &= p_V S_3 \cdot K_V = 34 \cdot 0.04 = 1.36 \text{ м/с;} \\ V_{S_4} &= p_V S_4 \cdot K_V = 27.5 \cdot 0.04 = 1.1 \text{ м/с;} \\ V_{S_5} &= V_D = 1.12 \text{ м/с.} \end{aligned}$$

2.2. Определение угловых скоростей звеньев механизма

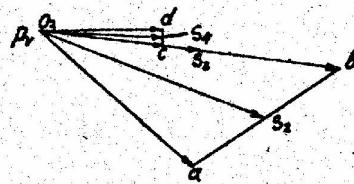
$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{V_A}{l_{OA}} = \frac{1.84}{0.1} = 18.4 \text{ 1/с;} \\ \omega_2 &= \frac{V_{AB}}{l_{AB}} = \frac{ab \cdot K_V}{l_{AB}} = \frac{41.5 \cdot 0.04}{0.25} = 6.62 \text{ 1/с;} \\ \omega_3 &= \frac{V_B}{l_{BO_2}} = \frac{p_V b \cdot K_V}{l_{BO_2}} = \frac{67.5 \cdot 0.04}{0.3} = 9.0 \text{ 1/с;} \\ \omega_4 &= \frac{V_{DC}}{l_{DC}} = \frac{dc \cdot K_V}{l_{DC}} = \frac{2.5 \cdot 0.04}{0.375} = 0.27 \text{ 1/с;} \end{aligned}$$

Направление угловой скорости ω_2 определяется, если в точке В приложить вектор V_{BA} (рис.3а). Направления угловых скоростей остальных звеньев отыскиваются аналогично (см. рис.3а).

Кинематическая схема механизма



*План скоростей для третьего положения механизма
Кv = 0,04 мс⁻¹/мм*



*План ускорений для третьего положения механизма
Ka = 0,8 мс⁻²/мм*

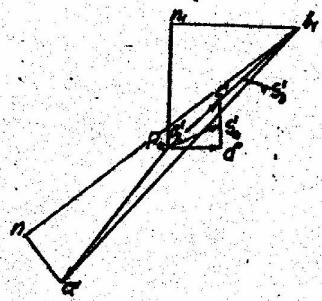


Рис.3

2.3. Определение ускорений точек звеньев механизма

Ускорение точки Ф:

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} = 18.4^2 \cdot 0.1 = 34 \text{ м/c}^2.$$

Примечание. В общем случае $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO} + \vec{a}_{AO}^t$. Но так как $\omega_1 = \text{const}$, то $a_{AO}^t = 0$. Поэтому $\vec{a}_A = \vec{a}_{AO}$.

Принимаем длину отрезка $p_a a'$, изображающего вектор ускорения точки А, равной 42,5 мм. Тогда масштаб плана ускорений (рис.3в):

$$K_a = \frac{a_B}{p_a a'} = \frac{34}{42.5} = 0.8 \text{ м/c}^2/\text{мм}.$$

Рассматривая движение точки В вместе с точками А и О₂ (переносные движения) и относительно этих точек, получим векторные

уравнения для построения ускорения точки В:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^t \end{cases}$$

Первое уравнение: $\vec{a}_A \perp AO$; $\vec{a}_{BA}^n \parallel BA$; $\vec{a}_{BA}^t \perp BA$,
 $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot l_{AB} = 6.62^2 \cdot 0.25 = 10.95 \text{ м/с}^2$.

$$a'n = \frac{a_{BA}^n}{K_a} = \frac{10.95}{0.8} = 13.5 \text{ мм.}$$

Второе уравнение: $\vec{a}_{O_2} = 0$; $\vec{a}_{BO_2}^n \parallel BA$; $\vec{a}_{BO_2}^t \perp BA$,
 $\vec{a}_{BO_2}^n = \omega_3^2 \cdot l_{BO_2} = 9^2 \cdot 0.3 = 24.3 \text{ м/с}^2$;
 $a'_n = \frac{a_{BO_2}^n}{K_a} = \frac{24.3}{0.8} = 30.5 \text{ мм.}$

Величина (модуль) ускорения точки В:

$$a_B = p_a b' \cdot K_a = 41 \cdot 0.8 = 32.8 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение точки С коромысла определяем по теореме подобия:

$$\frac{a_C}{a_B} = \frac{p_a c'}{p_a b'} = \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}},$$

отсюда:

$$p_a c' = p_a b' \cdot \frac{l_{CO_2}}{l_{BO_2}} = 41 \cdot \frac{0.12}{0.3} = 16.5 \text{ мм.}$$

Следовательно, $a_C = p_a c' \cdot K_a = 16.5 \cdot 0.8 = 13.2 \text{ м/с}^2$.

Векторные уравнения для нахождения ускорения точки имеют следующий вид:

$$\begin{cases} \vec{a}_D = \vec{a}_C + \vec{a}_{DC}^n + \vec{a}_{DC}^t \\ \vec{a}_D = \vec{a}_{xx} + \vec{a}_{Dxx}^k + \vec{a}_{Dxx}^e \end{cases}$$

Первое уравнение: $\vec{a}_{DC}^n \parallel DC$; $\vec{a}_{DC}^t \perp DC$,
 $a_{DC}^n = \omega_4^2 \cdot l_{DC} = 0.27^2 \cdot 0.375 = 0.0274 \text{ м/с}^2$.

$$c'n_2 = \frac{a_{DC}^n}{K_a} = \frac{0.0274}{0.8} = 0.00342 \text{ мм} \approx 0.$$

Второе уравнение: $\vec{a}_{xx} = 0$; $\vec{a}_{Dxx_2}^k = 0$; $\vec{a}_{Dxx}^e \parallel xx$,

Следовательно, $a_D = p_a d' \cdot K_a = 10.5 \cdot 0.8 = 8.4 \text{ м/с}^2$.

Определение ускорений центров тяжести звеньев производится с помощью теоремы подобия:

$$a_{S_1} = p_a S_1 \cdot K_a = 0;$$

$$\begin{aligned}
a_{S_2} &= p_a S_2 \cdot K_a = 2 \cdot 0.8 = 1.6 \text{ м/с}^2; \\
a_{S_3} &= p_a S_3 \cdot K_a = 20.5 \cdot 0.8 = 16.4 \text{ м/с}^2; \\
a_{S_4} &= p_a S_4 \cdot K_a = 13 \cdot 0.8 = 10.4 \text{ м/с}^2; \\
a_{S_5} &= a_D = 8.4 \text{ м/с}^2.
\end{aligned}$$

2.2. Определение угловых ускорений звеньев механизма

$$\varepsilon_1 = 0;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^t}{l_{AB}} = \frac{n b' \cdot K_V}{l_{AB}} = \frac{82 \cdot 0.8}{0.25} = 262 \text{ 1/с}^2;$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^t}{l_{BO_2}} = \frac{n_1 b' \cdot K_a}{l_{BO_2}} = \frac{26.5 \cdot 0.8}{0.3} = 70.6 \text{ 1/с}^2;$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{DC}^t}{l_{DC}} = \frac{d' c' \cdot K_a}{l_{DC}} = \frac{12.5 \cdot 0.8}{0.375} = 26.6 \text{ 1/с}^2;$$

$$\varepsilon_5 = 0.$$

Направление углового ускорения ε_2 определяем по направлению вектора \vec{a}_{BA}^t . Приложим вектор \vec{a}_{BA}^t в точку В. Видим, что ε_2 направлено против стрелки часов (рис.3а). Направления угловых ускорений остальных звеньев отыскиваются аналогично (см. рис.3а).

3. Кинематический анализ механизма методом построения кинематических диаграмм

В рассматриваемом примере этим методом определяются величины скоростей и ускорений точки D механизма. Сначала строим диаграмму перемещений ползуна в функции времени $S_D = S_D(t)$ (рис. 4а). Отрезок L оси абсцисс разбиваем на 12 равных частей и в точках 0, 1, 2... откладываем расстояния, пройденные точкой D от крайнего левого положения D_0 ползуна (рис.1). Диаграммы $V_D = V_D(t)$ и $a_D = a_D(t)$ строим графическим дифференцированием соответственно диаграмм $V_D = V_D(t)$ и $a_D = a_D(t)$.

Задачу решаем методом хорд.

Кинематические диаграммы точки D
 $K_s = 0.0025 \text{ м/мм}$; $K_t = 0.00286 \text{ с}^{-1}/\text{мм}$
 $K_v = 0.035 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}/\text{мм}$; $K_a = 0.815 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}/\text{мм}$

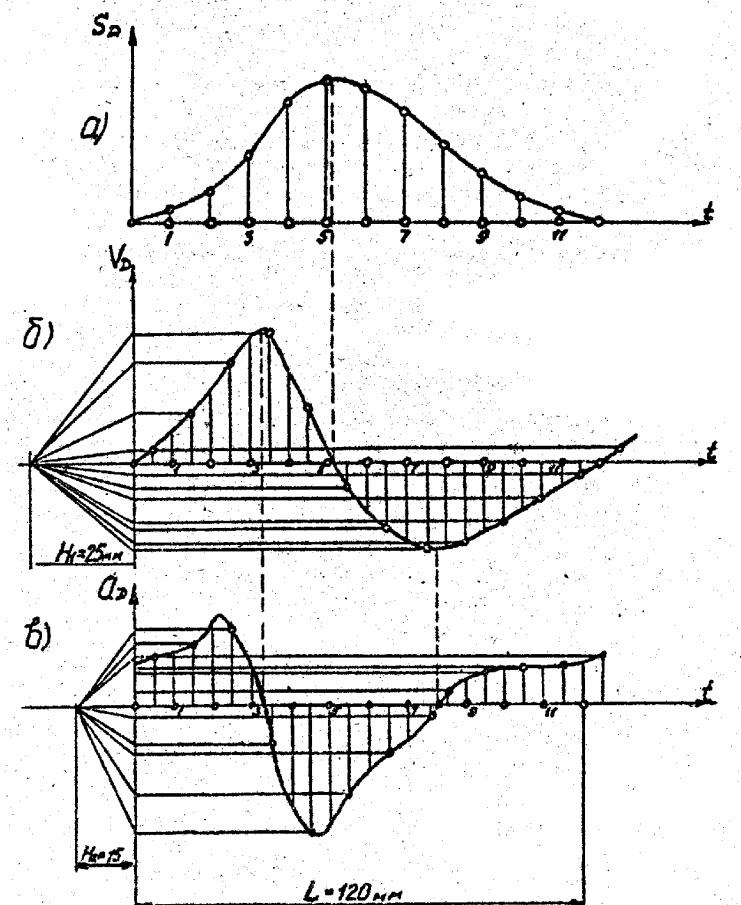


Рис.4

Примечание. Кинематические диаграммы следует располагать в правой части листа. Ось абсцисс должна иметь длину 180-240 мм.

Наибольшие ординаты диаграмм должны быть в пределах 120-180 мм.

Принимаем масштаб $K_s = 0.0025 \text{ м/мм}$.

Время одного оборота кривошипа равно:

$$T = \frac{60}{n_{OA}} \text{ с.}$$

Вычислим масштаб оси абсцисс:

$$K_t = \frac{T}{L} = \frac{T}{L \cdot n_{OA}} = \frac{60}{120 \cdot 175} = 0.00286 \text{ с/мм.}$$

$$K_v = \frac{K_s}{K_t \cdot H_1} = \frac{0.0025}{0.00286} = 0.035 \text{ м/с}^{-1}/\text{мм};$$

$$K_a = \frac{K_v}{K_t \cdot H_2} = \frac{0.035}{0.00286 \cdot 15} = 0.815 \text{ м/с}^{-2}/\text{мм}.$$

Для 3-го положения механизма по кинематическим диаграммам:

$$V_D = V_3 \cdot K_V = 30.5 \cdot 0.035 = 1.06 \text{ м/с},$$

где V_3 – соответствующая ордината диаграммы $V_D = V_D(t)$;

$$a_D = \omega_3 \cdot K_a = 10.5 \cdot 0.815 = 8.55 \text{ м/с}^2,$$

где ω_3 – соответствующая ордината диаграммы $a_D = a_D(t)$.

Примечание. В том случае, когда величины скорости и ускорения точки D, найденные методом планов и методом диаграмм отличаются не более чем на 5%, полагаем, что кинематический анализ механизма выполнен правильно.

По планам скоростей и ускорений составляется таблица скоростей и ускорений точек механизма (табл.1) и таблица угловых скоростей и ускорений звеньев (табл.2).

Таблица 1
Скорости и ускорения точек механизма

Параметр	ТОЧКИ								
	A	B	C	D	S ₁	S ₂	S ₃	S ₄	S ₅
V, м/с	1,84	2,7	1,08	1,12*	0	2,16	1,36	1,1	1,12
a, м/с ²	34	32,8	13,2	8,4*	0	1,6	16,4	10,4	8,4

*По кинематическим диаграммам $V_D = 1,06 \text{ м/с}$ (погрешность от определения скорости точки D различными методами составляет 5,3%); $a_D = 8,55 \text{ м/с}^2$ (соответственно погрешность -1,8%).

Таблица 2
Скорости и ускорения звеньев механизма

Параметр	ЗВЕНЬЯ				
	OA	AB	BO ₂	CD	D
ω , 1/с	18,4	6,62	9	0,27	0
ε , 1/с ²	0	262	70,6	26,6	0

4. Кинетостатический анализ механизма

При проведении силового расчета предполагается, что трение в кинематических парах отсутствует.

4.1. Определение сил, действующих на звенья механизма

Сила тяжести:

$$G_1 = b \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \gamma = 0.05 \cdot \frac{3.14 \cdot 0.25^2}{4} \cdot 7.85 \cdot 10^4 = 192.6 \text{ H};$$

$$G_2 = g \cdot l_2 = 200 \cdot 0.25 = 50 \text{ H};$$

$$G_3 = g \cdot l_3 = 200 \cdot 0.3 = 60 \text{ H};$$

$$G_4 = g \cdot l_4 = 200 \cdot 0.375 = 75 \text{ H};$$

$$G_5 = g \cdot l_5 = 192.6 \cdot 2 = 385.2 \text{ H};$$

Сила сопротивления перемещению груза:

$$Q = 5 \sum_{i=1}^n G_i = 5 \cdot (192.6 + 50 + 60 + 75 + 385.2) = 3814 \text{ H}.$$

Q направлена противоположно скорости V_D .

Величина сил инерции:

$$\Phi_{u1} = \frac{G_1}{g} \cdot a_{S_1} = 0, \text{ т.к. } a_{S_1} = 0;$$

$$\Phi_{u2} = \frac{G_2}{g} \cdot a_{S_2} = \frac{50}{9.81} \cdot 1.6 = 8 \text{ H};$$

$$\Phi_{u3} = \frac{G_3}{g} \cdot a_{S_3} = \frac{60}{9.81} \cdot 1.64 = 100 \text{ H};$$

$$\Phi_{u4} = \frac{G_4}{g} \cdot a_{S_4} = \frac{7.5}{9.81} \cdot 10.4 = 79 \text{ H};$$

$$\Phi_{u5} = \frac{G_5}{g} \cdot a_{S_5} = \frac{385.2}{9.81} \cdot 8.4 = 329.8 \text{ H}.$$

Эти силы прикладываем к центрам тяжести соответствующих звеньев и направляем в сторону, противоположную вектору ускорения центра тяжести.

Моменты от сил инерции звеньев:

$$M_{u1} = I_{S_1} \cdot \varepsilon_1 = 0 \text{ (т.к. } \varepsilon_1 = 0 \text{);}$$

$$M_{u2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = \frac{m_2 l_2^2}{k} \cdot \varepsilon_2 = \frac{5 \cdot 0.25^2}{12} \cdot 262 = 7.1 \text{ H};$$

$$M_{u3} = I_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = \frac{m_3 l_3^2}{k} \cdot \varepsilon_3 = \frac{6 \cdot 0.3^2}{12} \cdot 70.6 = 3.2 \text{ H};$$

$$M_{u4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = \frac{m_4 l_4^2}{k} \cdot \varepsilon_4 = \frac{7.5 \cdot 0.375^2}{12} \cdot 26.6 = 2.4 \text{ H}.$$

4.2. Определение реакций в кинематических парах

Силовой расчет механизма начинаем с диады CD-D (рис.5), на которую действуют известные по величине и направлению силы веса G_1 и G_2 , инерции Φ_{u4} и Φ_{u5} , момент M_{u4} от сил инерции. Эту группу Ассура освобождаем от связей и вместо них прикладываем в паре С реакцию F_{34} , а

в паре D реакцию P_{u5} (обе реакции неизвестны ни по величине, ни по направлению).

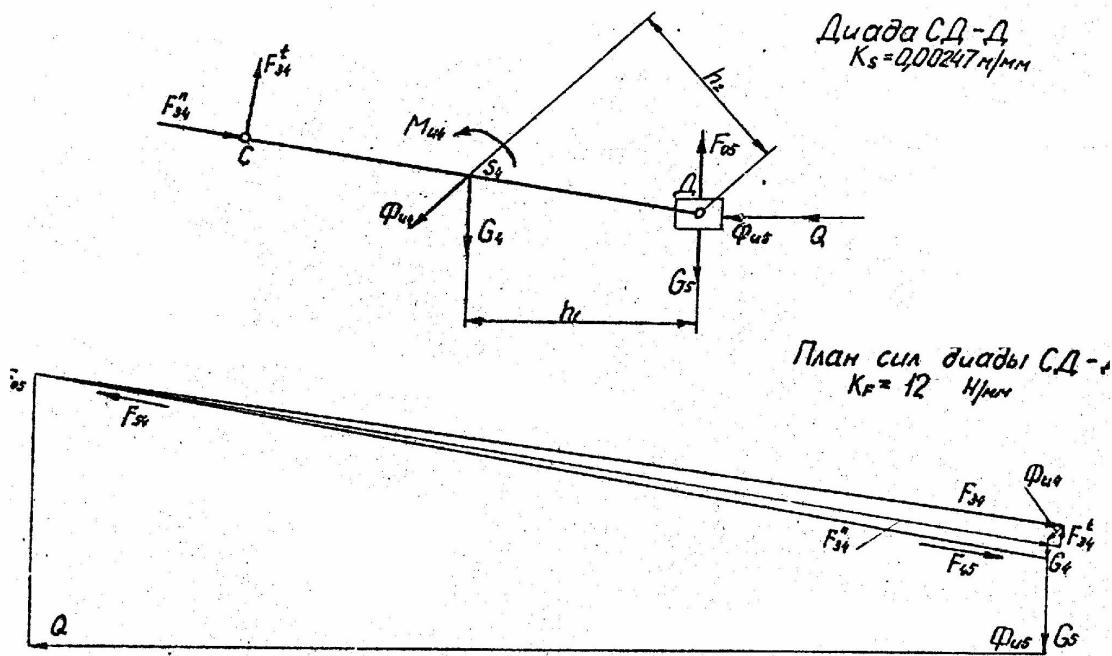


Рис.5

Реакцию \vec{F}_{34} раскладываем на две взаимно перпендикулярные составляющие $\vec{F}_{34}^t \perp CD$ и $\vec{F}_{34}^n \parallel CD$. Запишем уравнение моментов всех сил, действующих на звено 4 относительно точки D:

$$\sum M_D(F) = -F_{34}^t l_4 + \Phi_{u4} h_2 K_S + G_4 h_1 K_S + M_{u4} = 0.$$

Отсюда:

$$F_{34}^t = \frac{\Phi_{u4} h_2 K_S + G_4 h_1 K_S + M_{u4}}{l_4} = \frac{79.62 \cdot 0.00247 + 75.79 \cdot 0.00247 + 2.4}{0.375} = 77.7 \text{ Н.}$$

Далее, приняв масштаб сил $K_F = 12 \text{ Н/мм}$, по векторному уравнению равновесия сил для группы:

$$\vec{F}_{34}^n + \vec{F}_{34}^t + \vec{\Phi}_{u4} + \vec{G}_4 + \vec{G}_5 + \vec{\Phi}_{u5} + \vec{Q} + \vec{F}_{05} = 0,$$

строим план сил (рис.5). По этому плану находим величины и направления сил и \vec{F}_{05} , а также полную реакцию в паре с \vec{F}_{34} .

Чтобы отыскать реакцию \vec{F}_{45} во вращательной кинематической паре D, приравняем нулю сумму всех сил, действующих на звено 5:

$$\vec{G}_5 + \vec{\Phi}_{u5} + \vec{Q} + \vec{F}_{05} + \vec{F}_{45} = 0.$$

Очевидно, что $\vec{F}_{45} = -\vec{F}_{54}$

Переходим к силовому расчету группы Ассура AB-OB₂. Освобождаем ее от связей и прикладываем реакции \vec{F}_{12} и \vec{F}_{03} , которые неизвестны ни по величине, ни по направлению. Реакцию \vec{F}_{12} раскладываем на $\vec{F}_{12}^t \perp AB$ и $\vec{F}_{12}^n \parallel AB$. Аналогично \vec{F}_{03} раскладываем на $\vec{F}_{03}^t \perp BO_2$ и $\vec{F}_{03}^n \parallel BO_2$ (рис.6).

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 3 относительно точки B:

$$\sum M_B(F) = -F_{03}^t l_3 + F_{43} h_3 K_S + \Phi_{u3} h_4 K_S - G_3 h_5 K_S - M_{u3} = 0.$$

Отсюда:

$$F_{03}^t = \frac{F_{43} h_3 K_S + \Phi_{u3} h_4 K_S - G_3 h_5 K_S - M_{u3}}{l_3} = \\ = \frac{4248.9 \cdot 0.002 + 100.52 \cdot 0.002 - 60.7 \cdot 0.002 - 3.2}{0.3} = 2570 \text{ Н.}$$

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено 2 относительно точки B:

$$\sum M_B(F) = F_{12}^t l_2 - \Phi_{u2} h_7 K_S + G_2 h_6 K_S - M_{u2} = 0.$$

Отсюда:

$$F_{12}^t = \frac{\Phi_{u2} h_7 K_S - G_2 h_6 K_S + M_{u2}}{l_2} = \frac{8.11 \cdot 0.0002 - 50.36 \cdot 0.002 + 7.1}{0.25} = 14.7 \text{ Н.}$$

Задавшись масштабом $K_F = 17 \text{ Н/мм}$, строим план сил для всей диады AB-BO₂ согласно векторному уравнению (рис.6):

$$\vec{F}_{03}^n + \vec{F}_{03}^t + \vec{F}_{43} + \vec{\Phi}_{u3} + \vec{G}_3 + \vec{G}_2 + \vec{\Phi}_{u2} + \vec{F}_{12}^t + \vec{F}_{12}^n = 0.$$

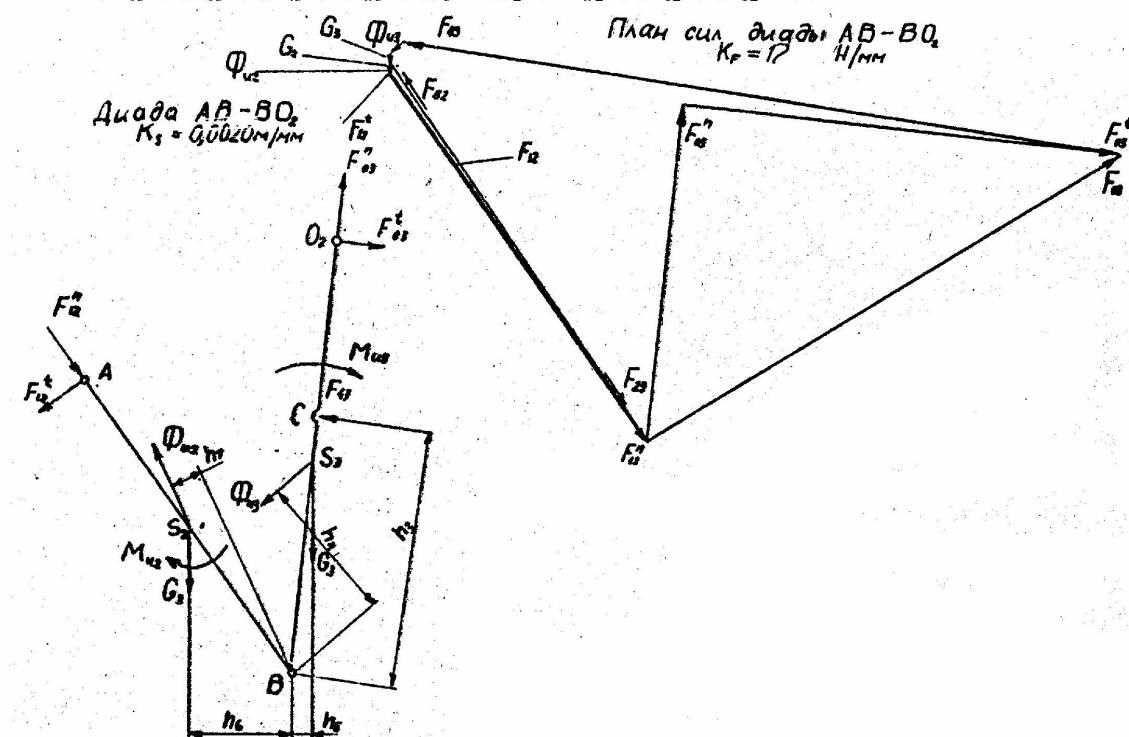


Рис.6

Из плана сил находим величины и направления сил \vec{F}_{03}^n и \vec{F}_{12}^n , а также полные реакции в кинематических парах A ($\vec{F}_{12} = \vec{F}_{12}^t + \vec{F}_{12}^n$) и O₂ ($\vec{F}_{03} = \vec{F}_{03}^t + \vec{F}_{03}^n$).

Чтобы отыскать реакцию \vec{F}_{23} во вращательной паре В, приравняем нулю сумму всех сил, действующих на звено 3:

$$\vec{F}_{03} + \vec{F}_{43} + \vec{\Phi}_{u3} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{23} = 0.$$

Очевидно, что $\vec{F}_{23} = -\vec{F}_{32}$.

4.3. Кинетостатика ведущего звена

Для определения давления F_{01} в кинематической паре, образованной ведущим звеном со стойкой, необходимо уравновесить все силы, действующие на ведущее звено. Поэтому к ведущему звену прикладываем некоторую силу, которую называем уравновешивающей. Уравновешивающая сила является реальной внешней силой, в вашем примере представляет собой действие привода на ведущее звено и направлением перпендикулярно кривошипу.

Величину уравновешивающей силы F_{yp} находим из уравнения моментов относительно точки О всех сил, действующих на звено 1:

$$\sum M_0(F) = -F_{yp} \cdot h_9 + F_{21} \cdot h_8 = 0.$$

Отсюда:

$$F_{yp} = \frac{F_{21} \cdot h_8}{h_9} = \frac{2652 \cdot 38}{45} = 2239.5 \text{ Н.}$$

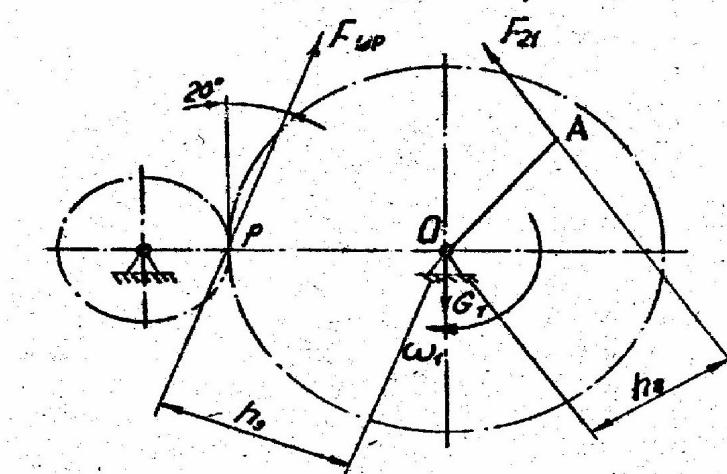
Векторное уравнение равновесия сил ведущего звена имеет вид:

$$\vec{F}_{21} + \vec{F}_{yp} + \vec{G}_1 + \vec{\Phi}_{u1} + \vec{F}_{01} = 0.$$

Для определения численного значения F_{01} согласно этому уравнению строим план сил в масштабе $K_F = 20 \text{ Н/мм}$.

5. Определение уравновешивающей силы методом профессора Н.Е.Жуковского

Группа начальных звеньев
 $K_s = 40025 \text{ Н/мм}$



План сил группы
начальных звеньев
 $K_F = 20 \text{ Н/мм}$

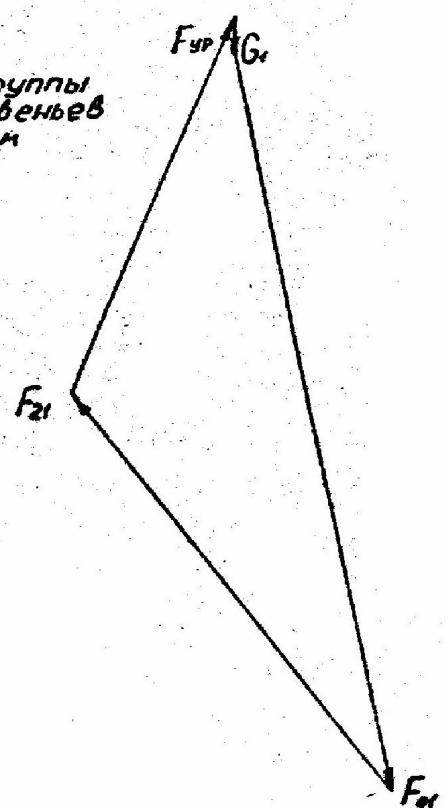


Рис.7

Определение уравновешивающей силы методом профессора Н.Е.Жуковского
 $K_v = 0,0183 \text{ мс}^{-1}/\text{мк}$

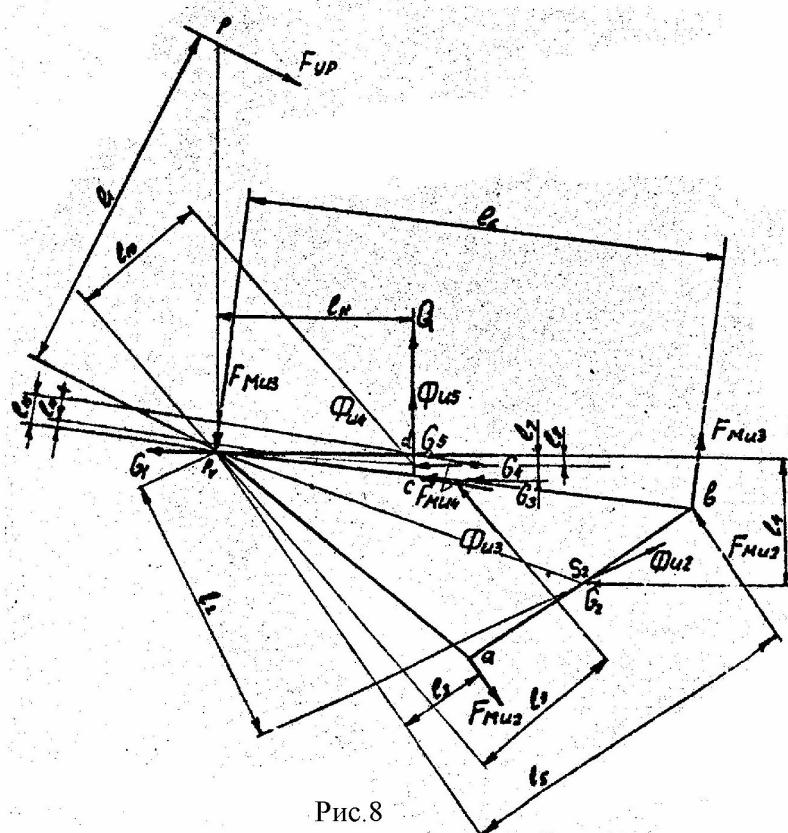


Рис.8

Чтобы найти уравновешивающую силу с помощью теоремы Н.Е.Жуковского, следует построить план скоростей (см. рис.7 и 8) и в соответствующие точки этого плана перенести все силы (внешние и силы инерции), действующие на звенья механизма (в том числе и уравновешивающую силу), предварительно повернув силы в том же направлении на угол 90° (в нашем примере по часовой стрелке). Рассматривая план скоростей (рис.8) как жесткий рычаг, который находится в равновесии, возьмем сумму моментов всех перенесенных сил относительно полюса:

$$\sum M_{pv}(F) = F_{yp}l_1 + G_4l_8 + G_3l_7 + F_{mu4}(l_{13} - l_{12}) + G_2l_4 + F_{mu2}(l_3 - l_5) - l_{11}(Q + \Phi_{u5}) - \Phi_{u4}l_{10} - \Phi_{u3}l_9 - F_{mu3}l_6 - \Phi_{u2}l_2 = 0.$$

$$F_{yp} = \frac{l_{11}(Q + \Phi_{u5}) + \Phi_{u4}l_{10} + F_{mu4}(l_{13} - l_{12}) + \Phi_{u3}l_9 + F_{mu3}l_6 + F_{mu2}(l_3 - l_5) + \Phi_{u2}l_2 - G_4l_8}{l_1}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{-G_3l_7 - G_2l_4}{l_1} = \\
& = \frac{112 \cdot (3814 + 329.8) + 79.42 + 6.4 \cdot 2 + 100 \cdot 49 + 10.7 \cdot 146 + 28.4 \cdot 109 + 8 \cdot 8.4 - 75 \cdot 3 - 60 \cdot 8 - }{112} \\
& - \frac{6.4 \cdot 9 - 50 \cdot 39 - 28.4 \cdot 28}{112} = 2309.7 \text{ H}
\end{aligned}$$

Таблица 3

Результаты силового расчета по методу Н.Г.Бруевича

Сила	F ₀₁	F ₁₂	F ₂₃	F ₀₃	F ₃₄	F ₄₅	F ₀₅	F _{yp}
Величина, Н	3860	2652	2686	3281	4248	4212	1116	2239,5*

*По теореме Н.Е.Жуковского F_{yp} = 2309,7 (погрешность от определения величины уравновешивающей силы различными методами составляет 3,2%).

6. Определение приведенного к начальному звену ОА момента

При динамическом анализе действие всех активных сил на звенья механизма заменяется действием приведенной силы или приведенного момента, приложенного к начальному звену. Условием приведения является равенство мощности приведенного момента сумме мощностей всех активных сил. Действие сил инерции здесь не учитывается.

Для отыскания M_{пр} можно использовать теорему Н.Е.Жуковского (рис.8):

$$M_{np} = \frac{Q \cdot l_{11} - G_4l_8 - G_3l_7 - G_2l_4}{p_V a \cdot l_{OA}}.$$

В числителе отсутствуют члены, содержащие С1 и С2, так как их плечи относительно полюса плана скоростей равны нулю.

7. Определение приведенной массы и приведенного момента инерции подвижных звеньев механизма

$$\begin{aligned}
m_{np} &= \frac{1}{V_A^2} \cdot \sum_{i=1}^n (m_i \cdot V_{S_i}^2 + I_{S_i} \cdot \omega_i^2) = \frac{1}{V_A^2} \cdot (I_{S_1} \cdot \omega_1^2 + m_1 \cdot V_{S_1}^2 + I_{S_1} \cdot \omega_1^2 + m_1 \cdot V_{S_1}^2 + I_{S_3} \cdot \omega_3^2 + \\
& + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + I_{S_4} \cdot \omega_4^2 + m_5 \cdot V_{S_5}^2) = \frac{1}{1.84^2} \cdot (0.151 \cdot 18.4^2 + 5 \cdot 2.16^2 + 0.026 \cdot 6.62^2 + 6 \cdot 1.36^2 + \\
& + 0.045 \cdot 9^2 + 7.5 \cdot 1.1^2 + 0.088 \cdot 0.27^2 + 38.5 \cdot 1.12^2) = 43.6 \text{ кг}.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{np} &= \frac{1}{\omega^2} \cdot \sum_{i=1}^n (m_i \cdot V_{S_i}^2 + I_{S_i} \cdot \omega_i^2) = \frac{1}{\omega_1^2} \cdot (I_{S_1} \cdot \omega_1^2 + m_1 \cdot V_{S_1}^2 + I_{S_1} \cdot \omega_1^2 + m_1 \cdot V_{S_1}^2 + I_{S_3} \cdot \omega_3^2 + \\
& + m_4 \cdot V_{S_4}^2 + I_{S_4} \cdot \omega_4^2 + m_5 \cdot V_{S_5}^2) = \frac{1}{18.4^2} \cdot 147.61 = 0.436 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.
\end{aligned}$$

8. Определение мгновенного коэффициента полезного действия

механизма

$$\eta = \frac{F_{yp} \cdot l_1 \cdot K_V}{F_{yp} \cdot l_1 \cdot K_V + P_{mp}}; \quad P_{mp} = \sum_{i=1}^7 P_{i\ mp}.$$

$$P_{1\ mp} = P_{01} = f \cdot F_{01} \cdot \omega_1 \cdot r = 0.1 \cdot 3860 \cdot 18.4 \cdot 0.005 = 35.5 \text{ Bt};$$

$$P_{2\ mp} = P_{12} = f \cdot F_{12} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot r = 0.1 \cdot 2652 \cdot (18.4 + 6.62) \cdot 0.005 = 33.2 \text{ Bt};$$

$$P_{3\ mp} = P_{23} = f \cdot F_{23} \cdot (\omega_3 - \omega_2) \cdot r = 0.1 \cdot 2686 \cdot (9 - 6.62) \cdot 0.005 = 3.2 \text{ Bt};$$

$$P_{4\ mp} = P_{34} = f \cdot F_{34} \cdot (\omega_3 - \omega_4) \cdot r = 0.1 \cdot 4248 \cdot (9 - 0.27) \cdot 0.005 = 18.5 \text{ Bt};$$

$$P_{5\ mp} = P_{45} = f \cdot F_{45} \cdot \omega_4 \cdot r = 0.1 \cdot 4212 \cdot 0.27 \cdot 0.005 = 0.6 \text{ Bt};$$

$$P_{6\ mp} = P_{03} = f \cdot F_{03} \cdot \omega_3 \cdot r = 0.1 \cdot 3281 \cdot 9 \cdot 0.005 = 14.8 \text{ Bt};$$

$$P_{7\ mp} = P_{05} = f \cdot F_{05} \cdot V_D = 0.1 \cdot 1116 \cdot 1.12 = 125.0 \text{ Bt}.$$

$$\eta = \frac{2239 \cdot 92 \cdot 0.0183}{2239 \cdot 92 \cdot 0.0183 + 35.5 + 33.2 + 3.2 + 18.5 + 0.6 + 14.8 + 125.0} = 0.94.$$