

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»
Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарева

СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ. ВНУТРЕННИЕ СИЛЫ

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург
2019

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

К48

Рецензент – доцент, доктор технических наук Ю.А.Чирков

Клещарева, Г.А.

К48

Силовой анализ рычажных механизмов. Внутренние силы: методические указания / Г.А. Клещарева; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2019. – 28 с.

Методические указания предназначены для выполнения силового анализа в курсовых проектах (работах), расчетно-графических и контрольных работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Механика», «Прикладная механика», «Машиноведение» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 12.03.04 Биотехнические системы и технологии, 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника, 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника.

Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.828.3(076.5)

ББК 34.442я7

© Клещарева Г.А., 2019

© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	4
1 Силовой анализ плоских рычажных механизмов	6
1.1 Общие сведения.....	6
1.2 Результаты структурного и кинематического анализов	7
2 Внутренние силы кулисного механизма.....	11
2.1 Внутренние силы второй группы Ассура	11
2.2 Построение плана сил второй группы Ассура	15
2.3 Построение плана сил первой группы Ассура	18
2.4 Определение уравновешивающей силы	22
3 Форма отчета	25
4 Вопросы для самопроверки.....	27
Список использованных источников	28

Введение

В процессе изучения дисциплин «Теория механизмов и машин», «Машиноведение», «Прикладная механика», «Механика» обучающиеся получают теоретические знания по расчету, анализу и синтезу, встречающихся в практике различных механизмов. Полученные знания закрепляются выполнением курсовых проектов (работ), расчетно-графических и контрольных работ, в которых обучающиеся на практике выполняют расчеты, анализ и синтез механизмов. Силовой анализ является третьей неотъемлемой частью расчетов, выполняемых обучающимися в процессе работы над курсовыми проектами и расчетно-графическими заданиями. Результаты силового анализа являются исходными данными для проектирования новых механизмов. В настоящих методических указаниях даны общие сведения, исходные данные, подробно рассмотрен пример второй части силового анализа типового кулисного механизма с использованием метода кинетостатики. Поэтапно найдены реакции опор в шарнирах двух групп Ассура и рассмотрена кинетостатика ведущей группы, а также найдены движущая сила и момент.

Методические указания способствуют реализации следующих компетенций для направлений: 12.03.04 Биотехнические системы и технологии – ОПК-4 готовностью применять современные средства выполнения и редактирования изображений и чертежей и подготовки конструкторско-технологической документации; 13.03.02 Электроэнергетика и электротехника – ОПК-2 способностью применять соответствующий физико-математический аппарат, методы анализа и моделирования, при решении профессиональных задач; 15.03.01 Машиностроение – ПК-5 умением учитывать технические и эксплуатационные параметры деталей и узлов изделий машиностроения при их проектировании; 15.03.02 Технологические машины и оборудование – ОПК-1 способностью к приобретению с большой степенью самостоятельности новых знаний с использованием современных образовательных и информационных технологий; 15.03.03 Прикладная механика – ПК-7 готовностью выполнять

расчетно-экспериментальные работы в области прикладной механики на основе достижений техники и технологий, классических и технических теорий и методов, физико-механических, математических и компьютерных моделей, обладающих высокой степенью адекватности реальным процессам, машинам и конструкциям;

15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств – ОПК-4 способностью участвовать в разработке обобщенных вариантов решения проблем, связанных с машиностроительными производствами, выборе оптимальных вариантов прогнозируемых последствий решения на основе их анализа;

15.03.06 Мехатроника и робототехника – ОПК-2 владением физико-математическим аппаратом, необходимым для описания мехатронных и робототехнических систем.

1 Силовой анализ плоских рычажных механизмов

1.1 Общие сведения

Силовой анализ механизмов является одним из важных этапов их проектирования, поскольку силы, действующие на звенья механизма, необходимо знать при: расчете на прочность; подборе подшипников; определении мощности электродвигателя.

Все силы, действующие на звенья механизма можно разделить на две группы:

а) Внешние или активные силы, к которым относятся:

- движущие силы (моменты);
- силы сопротивления движению;
- силы тяжести;
- силы инерции.

б) Внутренние силы или силы реакций в кинематических парах.

Основными задачами силового анализа рычажных механизмов являются:

- определение внешних сил, действующих на отдельные звенья механизма;
- определение сил реакций в кинематических парах механизма;
- определение необходимого движущего (уравновешивающего) момента.

Если при силовом анализе не учитываются силы инерции, то в этом случае пользуются методами статики, и такой расчет называют *статическим*.

Если при силовом анализе учитываются те динамические силы, которые возникают в результате движения механизма (силы инерции), то расчет называют *динамическим*.

Если для выполнения динамического расчета применяют метод кинестатики, основанный на принципе Даламбера, то такой расчет называют *кинетостатическим*. Сущность этого метода может быть сформулирована так: если ко всем внешним действующим на звено силам условно присоединить силы инерции, то под действием всех этих сил звено можно рассматривать условно находящимся в равновесии [1].

1.2 Результаты структурного и кинематического анализов

На предыдущих этапах анализа кулисного механизма было сделано:

1) Построена кинематическая схема механизма в заданном 10 положении для дальнейшего проведения силового анализа. Проведен структурный анализ, найдены действительные размеры звеньев l_i , м, (таблица 1.1) масштабный коэффициент плана положений $\mu_p = 0,005$ м/мм (рисунок 1.1).

2) Для заданного 10 положения механизма проведен кинематический анализ. Построен план скоростей (масштабный коэффициент $\mu_v = 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$), определены скорости центров тяжести V_{S_i} , м/с, угловые скорости вращающихся звеньев ω_4 , рад/с, и их направление. Построен план ускорений (масштабный коэффициент $\mu_a = 0,5 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$), определены ускорения центров тяжести a_{S_i} , м/с², угловые ускорения вращающихся звеньев ε_4 , рад/с², и их направление (таблица 1.1).

3) Для проведения силового анализа были рассчитаны массы звеньев m_i , кг, и собственные моменты инерции J_{S_i} , кг·м², результаты сведены в таблицу 1.2. Рассчитаны скалярные значения сил тяжести F_{G_i} , Н, и сил инерции звеньев $F_{ин_i}$, Н (таблица 1.3). Найдены моменты пары сил инерции $M_{ин_i}$, Н·м, подвижных звеньев кулисного механизма и чертежные значения плеч переноса сил \bar{h}_i , мм (таблица 1.4).

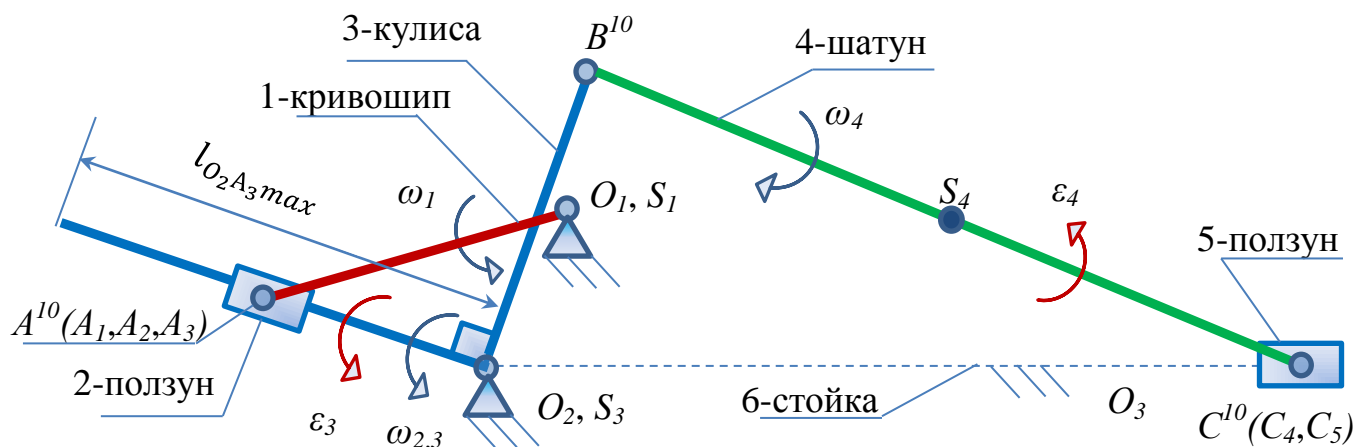


Рисунок 1.1 – План десятого положения кулисного механизма

Таблица 1.1 – Истинные (абсолютные) значения параметров механизма

Результаты предыдущих анализов механизма				
структурного			кинематического	
плана положений			плана скоростей	плана ускорений
№ звена	Звено	$\mu_l = 0,005 \frac{м}{мм}$	$\mu_v = 0,05 \frac{м/с}{мм}$	$\mu_a = 0,5 \frac{м/с^2}{мм}$
1	кривошип	$l_1 = l_{O_1A} = 0,4 м$	$V_{A_1} = 4,82 м/с$	$a_{A_1} = 57,98 м/с^2$
			$\omega_1 = 12,04 рад/с$	$\varepsilon_1 = 0$
2	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_{A_2} = 4,82 м/с$	$a_{A_2} = 57,98 м/с^2$
			$\omega_2 = 13,37 рад/с$	$\varepsilon_2 = 130,27 рад/с^2$
3	коромысло-кулиса (рисунок 1.1)	$l_{O_2A_3} = 0,3 м$	$V_{A_3} = 4,01 м/с$	$a_{A_3} = 66,33 м/с^2$
		$l_{O_2B} = 0,4 м$	$V_{A_3A_2} = 2,66 м/с$	$a_{A_3A_2}^k = 71,13 м/с^2$
		$l_3 = l_{\text{всей кулисы}} = l_{O_2B} + l_{O_2A_3 \text{max}} = (0,4 + 0,75) = 1,15 м$	$\omega_3 = 13,37 рад/с$	$\varepsilon_3 = 130,27 рад/с^2$
4	шатун	$l_4 = l_{BC} = 1 м$	$V_B = 5,35 м/с$	$a_B = 88,40 м/с^2$
			$V_{CB} = 1,74 м/с$	$a_{CB}^t = 54,77 м/с^2$
		$l_{BS_4} = 0,5 м$	$V_{S_4} = 5,42 м/с$	$a_{S_4} = 67,77 м/с^2$
5	ползун	<i>размер не задан</i>	$V_C = 5,62 м/с$	$a_C = 53,57 м/с^2$
			$V_{S_5} = 5,62 м/с$	$a_{S_5} = 53,57 м/с^2$
			$\omega_4 = 1,74 рад/с$	$\varepsilon_4 = 54,77 рад/с^2$

где l – действительные длины звеньев или их частей, м;
 V – скалярные величины скоростей характерных точек звеньев, м/с;
 a – скалярные величины ускорений характерных точек звеньев, м/с²;
 ω – угловые скорости звеньев, рад/с;
 ε – угловые ускорения звеньев, рад/с²;
 μ – масштабные коэффициенты планов.

Таблица 1.2 – Массы и собственные моменты инерции звеньев кулисного механизма

Звено	Формула	Расчет	Результат
Массы звеньев $m_i = g \cdot l_i$, кг			
$g = 10$ – вес 1 метра длины звена, кг/м; l_i – длина звена, м			
m_1	$g \cdot l_1$	$10 \cdot 0,4$	4
m_2	размер не задан	0	0
m_3	$g \cdot l_3$ (всей кулисы)	$10 \cdot 1,15$	11,5
m_4	$g \cdot l_4$	$10 \cdot 1$	10
m_5	$3 \cdot m_1$	$3 \cdot 4$	12
Собственные моменты инерции звеньев относительно оси, проходящей через центр тяжести $J_{S_i} = 0,2 \cdot m_i \cdot l_i^2$, кг·м ²			
J_{S_1}	$0,2 \cdot m_1 \cdot l_1^2$	$0,2 \cdot 4 \cdot 0,4^2$	0,128
J_{S_2}	$0,2 \cdot m_2 \cdot l_2^2$	$0,2 \cdot 0 \cdot 0^2$	0
J_{S_3}	$0,2 \cdot m_3 \cdot l_3^2$	$0,2 \cdot 11,5 \cdot 1,15^2$	3,04
J_{S_4}	$0,2 \cdot m_4 \cdot l_4^2$	$0,2 \cdot 10 \cdot 1^2$	2
J_{S_5}	$0,2 \cdot m_5 \cdot l_5^2$	$0,2 \cdot 12 \cdot 0^2$	0

Таблица 1.3 – Скалярные значения сил тяжести и сил инерции звеньев

Силы	Формула	Расчет	Результат
Силы тяжести (веса) $F_{G_i} = m_i \cdot g$, Н			
$g = 10$ – ускорение свободного падения, м/с ²			
F_{G_1}	$m_1 \cdot g$	$4 \cdot 10$	40
F_{G_2}	$m_2 \cdot g$	$0 \cdot 10$	0
F_{G_3}	$m_3 \cdot g$	$11,5 \cdot 10$	115
F_{G_4}	$m_4 \cdot g$	$10 \cdot 10$	100
F_{G_5}	$m_5 \cdot g$	$12 \cdot 10$	120
Силы инерции $F_{ин_i} = m_i \cdot a_{S_i}$, Н			
$F_{ин_1}$	$m_1 \cdot a_{S_1}$	$4 \cdot 0$	0
$F_{ин_2}$	$m_2 \cdot a_{S_2}$	$0 \cdot 57,98$	0
$F_{ин_3}$	$m_3 \cdot a_{S_3}$	$11,5 \cdot 0$	0
$F_{ин_4}$	$m_4 \cdot a_{S_4}$	$10 \cdot 67,77$	677,70
$F_{ин_5}$	$m_5 \cdot a_{S_5}$	$12 \cdot 53,57$	642,84

Таблица 1.4 – Моменты пары сил инерции подвижных звеньев кулисного механизма

Звено	Формула	Расчет	Результат
Моменты пары сил инерции $M_{ин_i}, Н·м$			$M_{ин_i} = J_{S_i} \cdot \varepsilon_i$
$g = 10$ – ускорение свободного падения, $м/с^2$			
$M_{ин_1}$	$J_{S_1} \cdot \varepsilon_1$	$0,128 \cdot 0$	0
$M_{ин_2}$	$J_{S_2} \cdot \varepsilon_2$	$0 \cdot 130,27$	0
$M_{ин_3}$	$J_{S_3} \cdot \varepsilon_3$	$3,04 \cdot 130,27$	396,02
$M_{ин_4}$	$J_{S_4} \cdot \varepsilon_4$	$2 \cdot 54,77$	109,54
$M_{ин_5}$	$J_{S_5} \cdot \varepsilon_5$	$12 \cdot 10$	0
Плечи переноса сил $h_i, м$, (находят только для тех звеньев, моменты сил инерции которых не равны нулю)			$\frac{M_{ин_i}}{F_{G_i}} = \frac{M_{ин_i}}{F_{ин_i}}$
h_3	$\frac{M_{ин_3}}{F_{G_3}}$	$\frac{396,02}{115}$	3,44
h_4	$\frac{M_{ин_4}}{F_{ин_4}}$	$\frac{109,54}{677,7}$	0,16
Чертежные значения плеч переноса сил $\bar{h}_i, мм$			$\frac{h_i}{\mu_l}$
\bar{h}_3	$\frac{h_3}{\mu_l}$	$\frac{3,44}{0,005}$	688
\bar{h}_4	$\frac{h_4}{\mu_l}$	$\frac{0,16}{0,005}$	32

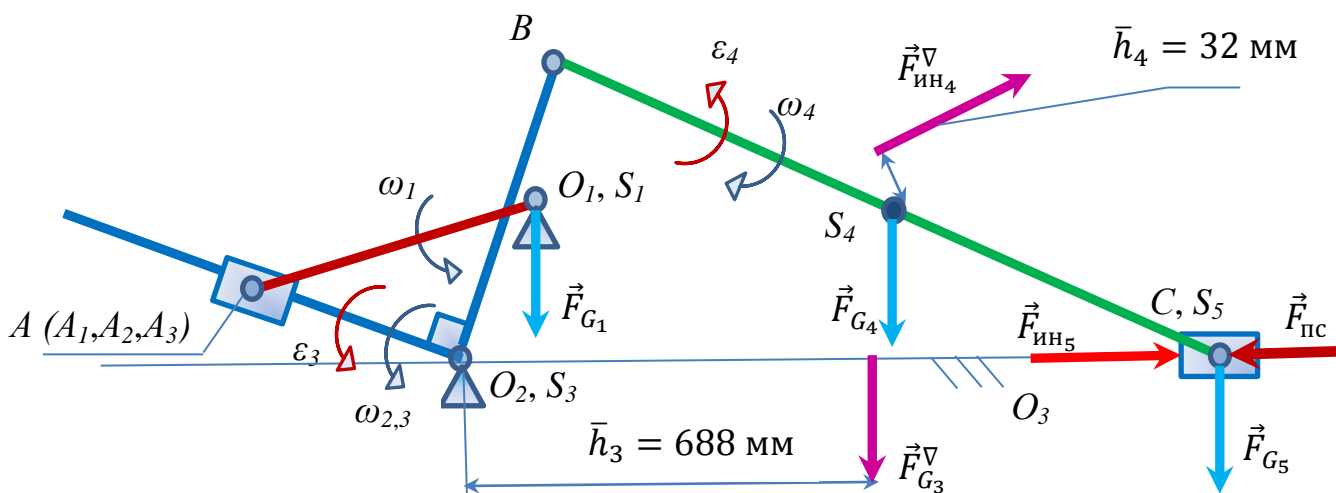


Рисунок 1.2 – Расстановка внешних сил кулисного механизма

2 Внутренние силы кулисного механизма

2.1 Внутренние силы второй группы Ассура

Структурная группа звеньев 4 и 5 (II класс, 2 порядок, 2 вид), изображаем эту группу отдельно в принятом масштабном коэффициенте $\mu_l = 0,005 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$ и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы. Действие отброшенных звеньев 3 – кулисы и 6 – стойки заменяем силами реакций $\vec{F}_{R_{34}}$ и $\vec{F}_{R_{65}}$.

Линия действия силы реакции $\vec{F}_{R_{34}}$ проходит через центр шарнира В (рисунок 1.2) (вращательная кинематическая пара) [2], а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции $\vec{F}_{R_{34}}$ в центре шарнира В произвольного направления (рисунок 2.1), которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

Линия действия силы реакции $\vec{F}_{R_{65}}$ перпендикулярна линии движения ползуна, (рисунок 1.2) (поступательная кинематическая пара) [2], а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции $\vec{F}_{R_{65}}$ в центре шарнира С произвольного направления (рисунок 2.1), которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

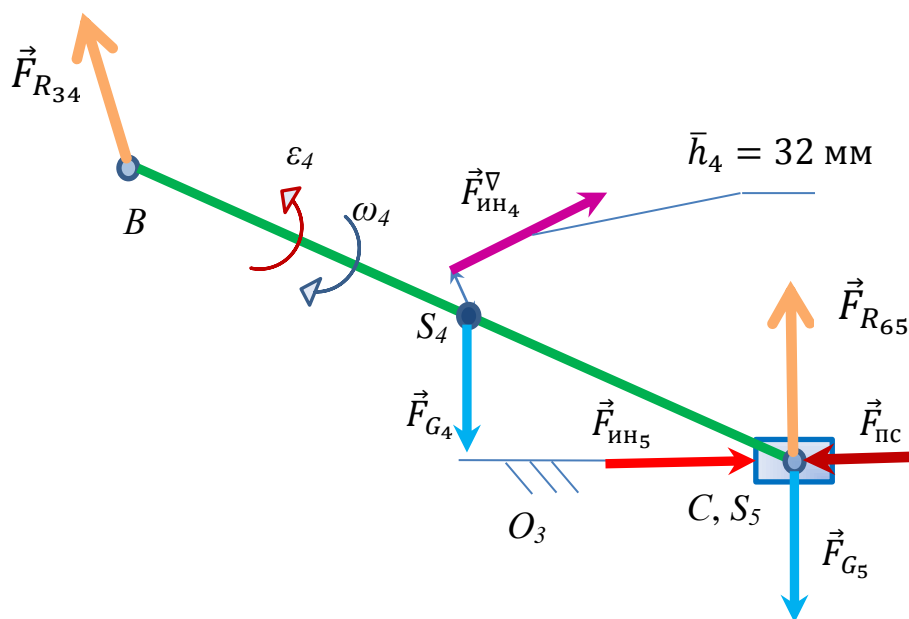


Рисунок 2.1 – Расстановка внутренних сил (реакций в шарнирах)

Для того, чтобы найти неизвестные силы реакций в шарнирах, составим уравнение равновесия. Сумма всех сил, действующих на отсеченную рассматриваемую группу, должна быть равна нулю. При составлении уравнений неизвестные составляющие сил рекомендуется ставить (рисунок 2.1):

- в конце уравнения, если неизвестное одно;
- в начало и конец уравнения, если неизвестных два (как в рассматриваемом варианте)

$$\vec{F}_{R_{34}} + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{ин4}^{\nabla} + \vec{F}_{ин5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (2.1)$$

Для того, чтобы найти неизвестные уравнения (2.1), необходимо сориентировать их по направлению, для этого силу реакции $\vec{F}_{R_{34}}$ раскладываем на две составляющие:

- нормальную $\vec{F}_{R_{34}}^n$ – направленную параллельно звену 4 – BC;
- тангенциальную $\vec{F}_{R_{34}}^t$ – перпендикулярно звену 4 – BC (рисунок 2.2)

$$\vec{F}_{R_{34}} = \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{R_{34}}^n. \quad (2.2)$$

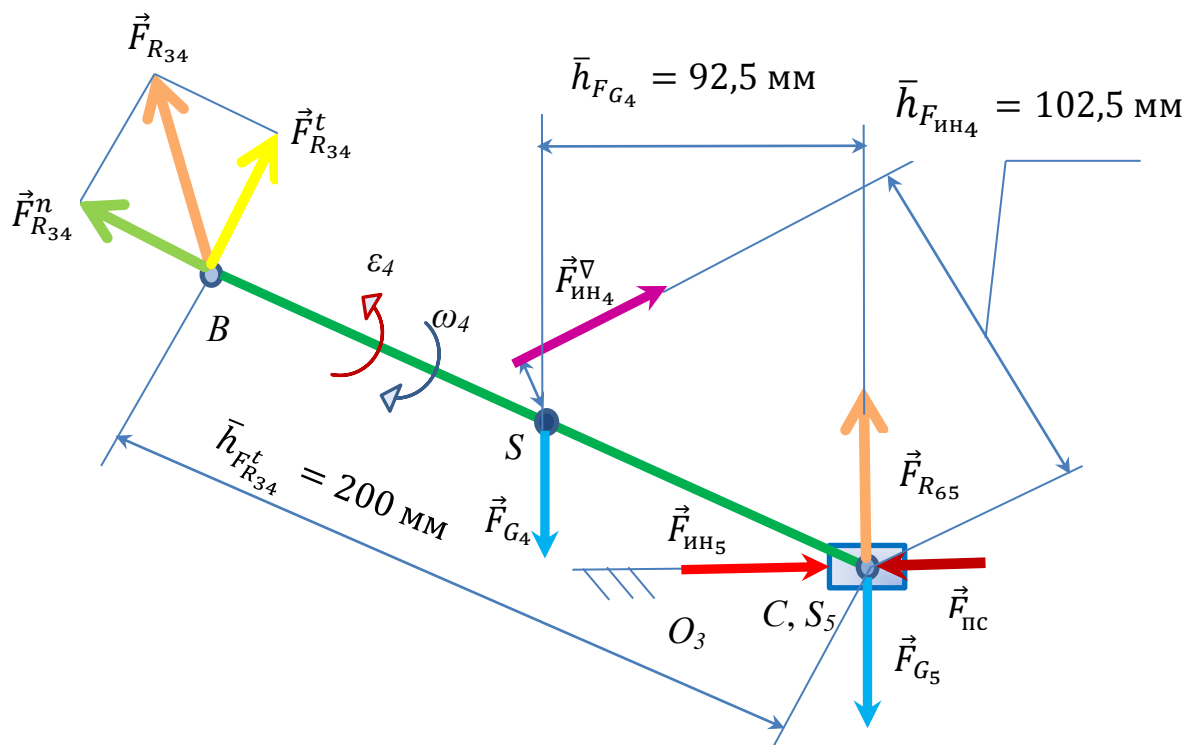


Рисунок 2.2 – Разложение реакции в шарнире В на составляющие

Для определения скалярной величины тангенциальной составляющей реакции $F_{R_{34}}^t$ в шарнире В составляем векторное уравнение моментов всех сил, действующих на звено 4 (сумма произведений всех сил F_i на соответствующие плечи h_{F_i} – кратчайшие расстояния от силы F_i до точки приложения)

$$\sum M_{C_4} = -F_{R_{34}}^t \cdot \bar{h}_{F_{R_{34}}^t} - F_{ин4}^v \cdot \bar{h}_{F_{ин4}^v} + F_{G_4} \cdot \bar{h}_{F_{G_4}} = 0. \quad (2.3)$$

Выражаем неизвестное $F_{R_{34}}^t$ из уравнения (2.3)

$$F_{R_{34}}^t = \frac{-F_{ин4}^v \cdot \bar{h}_{F_{ин4}^v} + F_{G_4} \cdot \bar{h}_{F_{G_4}}}{\bar{h}_{F_{R_{34}}^t}} = \frac{-677,7 \cdot 102,5 + 200 \cdot 92,5}{200} = -254,82 \text{ Н}. \quad (2.4)$$

Так как значение $F_{R_{34}}^t$ получилось отрицательным, значит, направление не совпало с заданным, и его необходимо поменять на противоположное (рисунок 2.3).

Подставив уравнение (2.2) в уравнение (2.1), получим

$$\vec{F}_{R_{34}}^n + \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{ин4}^v + \vec{F}_{ин5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (2.5)$$

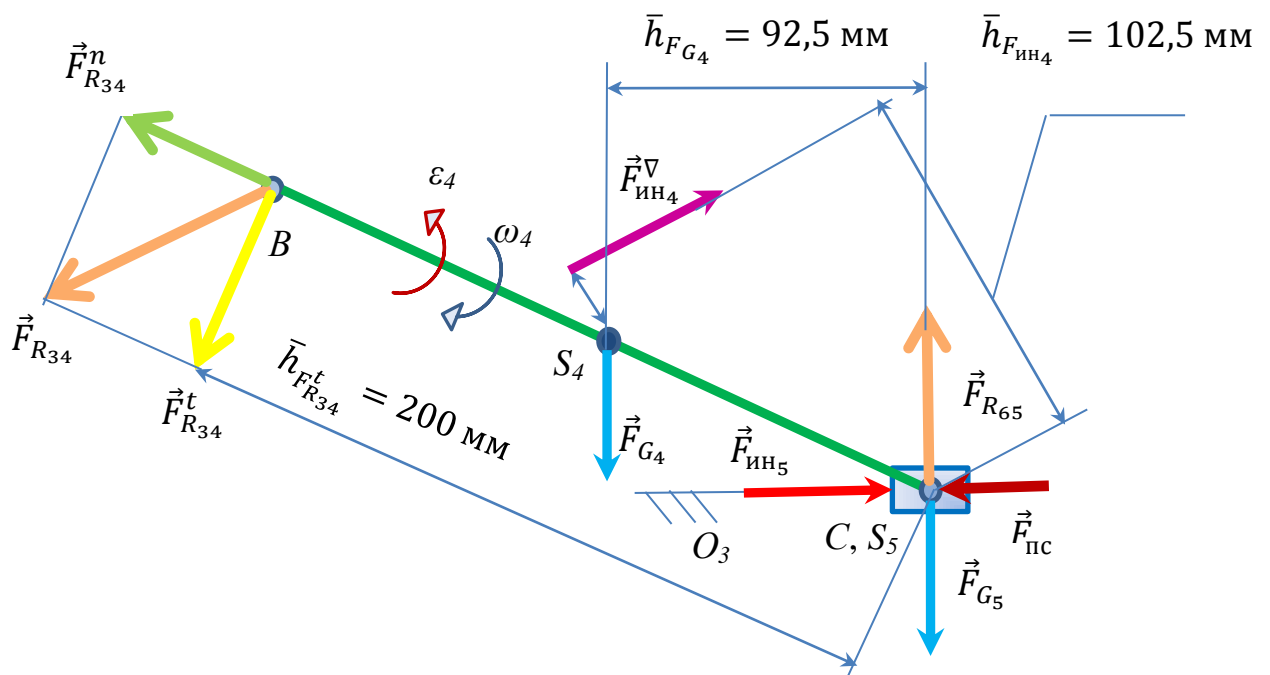


Рисунок 2.3 – Меняем направление реакции в шарнире В на противоположное

Определить направление и величину нормальной составляющей $\vec{F}_{R_{34}}^n$ реакции в шарнире В можно, построив план сил. Для этого необходимо подобрать масштабный коэффициент μ_{F_1} , $H/мм$,

$$\mu_{F_1} = \frac{F_i}{\bar{F}_i}, \quad (2.6)$$

где F_i – сила, действующая на рассматриваемую группу, H ;

\bar{F}_i – размер вектора действующей силы, изображаемого на плане сил, $мм$.

Величина масштабного коэффициента μ_{F_1} , $H/мм$, должна быть выбрана из таблицы 2.1, таким образом, чтобы значения \bar{F}_i , $мм$, векторов, изображаемых на планах сил, умещались на листе выбранного для плана сил формата и не были слишком малы, для зрительного восприятия. Для этого обычно ориентируются на самые малые и самые большие значения сил F_i , H , (для рассматриваемого примера это $F_{G_4} = 100 H$, и $F_{пс} = 1300 H$, $\mu_{F_1} = 10 H/мм$).

Длины векторов сил, изображаемых на плане \bar{F}_i , $мм$, будут равны

$$\bar{F}_i = \frac{F_i}{\mu_{F_1}}. \quad (2.7)$$

Значения величин сил, изображаемых на чертеже \bar{F}_i , $мм$, сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.1 – Численные значения стандартных масштабных коэффициентов

Диапазоны значений				
0,001	0,002	0,0025	0,004	0,005
0,01	0,02	0,025	0,04	0,05
0,1	0,2	0,25	0,4	0,5
1	2	2,5	4	5
10	20	25	40	50
100	200	250	400	500 и так далее

Таблица 2.2 – Силы, действующие на исследуемый кулисный механизм

Действительные параметры, H		Изображаемые силы \bar{F}_i , мм, на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_{F_1} = 10 H/мм$			
$F_{\text{пс}}$	1300	$\bar{F}_{\text{пс}}$	$F_{\text{пс}}/\mu_{F_1}$	1300/10	130
$F_{R_{34}}^t$	254,82	$\bar{F}_{R_{34}}^t$	$F_{R_{34}}^t/\mu_{F_1}$	254,82/10	25,5
F_{G_4}	100	\bar{F}_{G_4}	F_{G_4}/μ_{F_1}	100/10	10
F_{G_5}	120	\bar{F}_{G_5}	F_{G_5}/μ_{F_1}	120/10	12
$F_{\text{ин4}}^\nabla$	677,70	$\bar{F}_{\text{ин4}}^\nabla$	$F_{\text{ин4}}/\mu_{F_1}$	677,7/10	67,8
$F_{\text{ин5}}$	642,84	$\bar{F}_{\text{ин5}}$	$F_{\text{ин5}}/\mu_{F_1}$	642,84/10	64,3

2.2 Построение плана сил второй группы Ассура

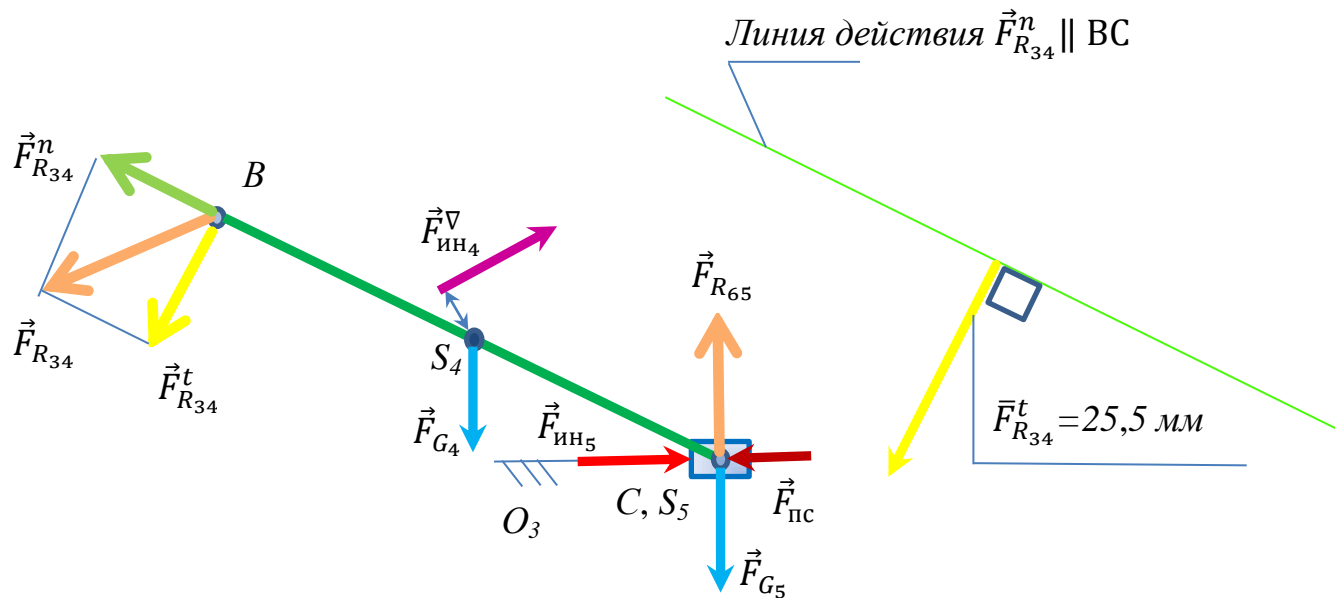
Рекомендации по построению планов сил:

- план сил строят в выбранном [3] масштабном коэффициенте, μ_F ;
- направления сил берут с планов положений, с проставленными на них силами (рисунок 2.3);
- значения длин векторов, изображаемых на плане, из таблицы 2.2;
- порядок построения сил – последовательное (из конца первого вектора – начало второго, из конца второго – начало третьего вектора, ..., последний вектор – в начало первого) как написано в уравнении (2.5).

В рассматриваемом примере величина и направление первого вектора $\bar{F}_{R_{34}}^n$ неизвестны. Поэтому построение начинаем с линии действия $\bar{F}_{R_{34}}^n$ (рисунок 2.4 а, б), а второй вектор $\bar{F}_{R_{34}}^t$ проводим перпендикулярно (в любой точке) линии действия $\bar{F}_{R_{34}}^n$. Далее последовательно строим известные вектора \bar{F}_{G_4} , $\bar{F}_{\text{ин4}}^\nabla$, $\bar{F}_{\text{ин5}}$, \bar{F}_{G_5} , $\bar{F}_{\text{пс}}$ уравнения (2.8) с учетом найденных значений (рисунок 2.4 в). Отложив длину последнего известного вектора $\bar{F}_{\text{пс}} = 130 \text{ мм}$, проводим линию действия $\bar{F}_{R_{65}}$ перпендикулярно линии движения ползуна 5 до пересечения с линией действия первого вектора $\bar{F}_{R_{34}}^n$.

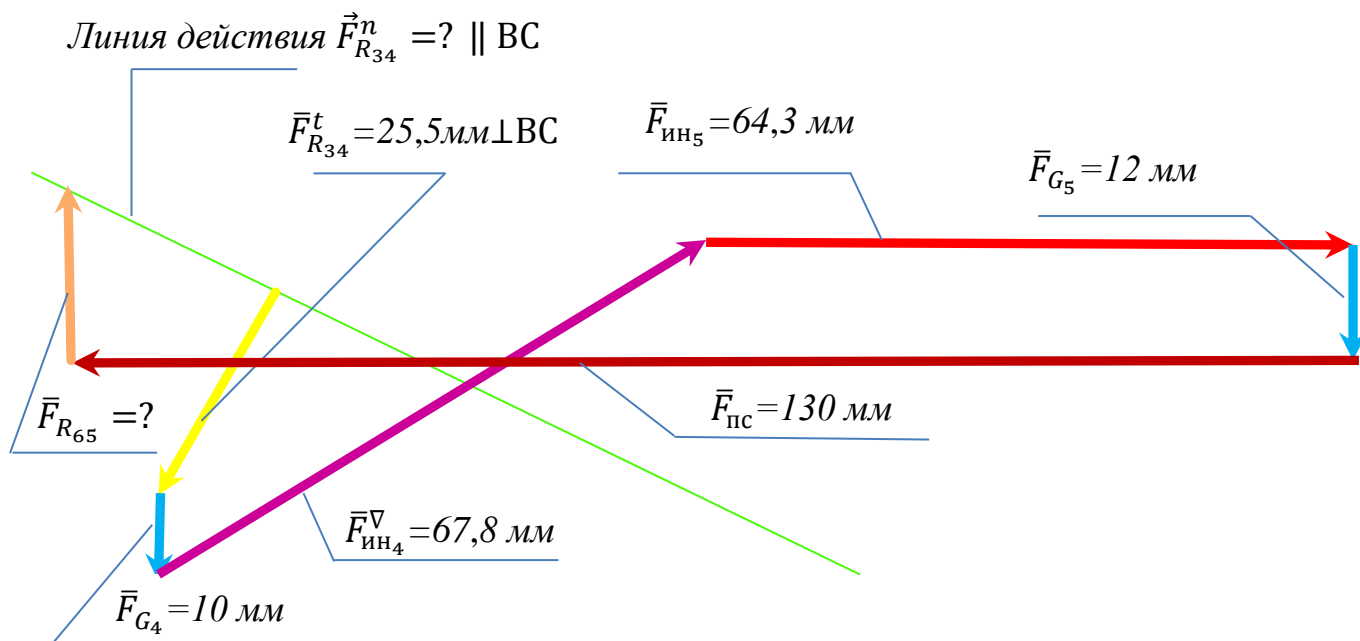
Графическое решение уравнения (2.8) – построение плана сил (рисунок 2.4).

$$\vec{F}_{R_{34}}^n + \vec{F}_{R_{34}}^t + \vec{F}_{G_4} + \vec{F}_{ин4}^\nabla + \vec{F}_{ин5} + \vec{F}_{G_5} + \vec{F}_{nc} + \vec{F}_{R_{65}} = 0. \quad (2.8)$$



а) план положения;

б) начало построения плана сил;



в) план сил.

Рисунок 2.4 – Построение плана сил второй группы Ассур исследуемого механизма

Точка пересечения двух линий действия $\bar{F}_{R_{34}}^n$ и $\bar{F}_{R_{65}}$ дает на плане сил точку, которая и является точкой полюса P_F , то есть той точкой, с которой начинают строить план сил, когда имеют одно неизвестное в уравнении. Складываем графически вектора $\bar{F}_{R_{34}}^n$ и $\bar{F}_{R_{34}}^t$, получаем вектор $\bar{F}_{R_{34}}$. Решив графически уравнение (2.8), то есть, построив план сил (рисунок 2.5 в), получаем длины и точное направление векторов сил, изображаемых на плане, которые были неизвестны. Их необходимо замерить непосредственно с плана сил $\bar{F}_{R_{34}}^n$, $\bar{F}_{R_{34}}$, $\bar{F}_{R_{65}}$, мм, и, умножив на масштабный коэффициент построения $\mu_{F_1} = 10 \text{ Н/мм}$, получаем скалярные величины искомых сил реакций в шарнирах В и С. Результаты сводим в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Силы реакций в шарнирах В и С

Изображаемые \bar{F}_{R_i} , мм, на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_F = 10 \text{ Н/мм}$		Действительные параметры (скалярные величины) F_{R_i} , Н			
$\bar{F}_{R_{34}}^n$	13,78	$F_{R_{34}}^n$	$\bar{F}_{R_{34}}^n \cdot \mu_F$	$13,78 \cdot 10$	137,8
$\bar{F}_{R_{34}}$	30	$F_{R_{34}}$	$\bar{F}_{R_{34}} \cdot \mu_F$	$30 \cdot 10$	300
$\bar{F}_{R_{65}}$	24,91	$F_{R_{65}}$	$\bar{F}_{R_{65}} \cdot \mu_F$	$24,91 \cdot 10$	249,1

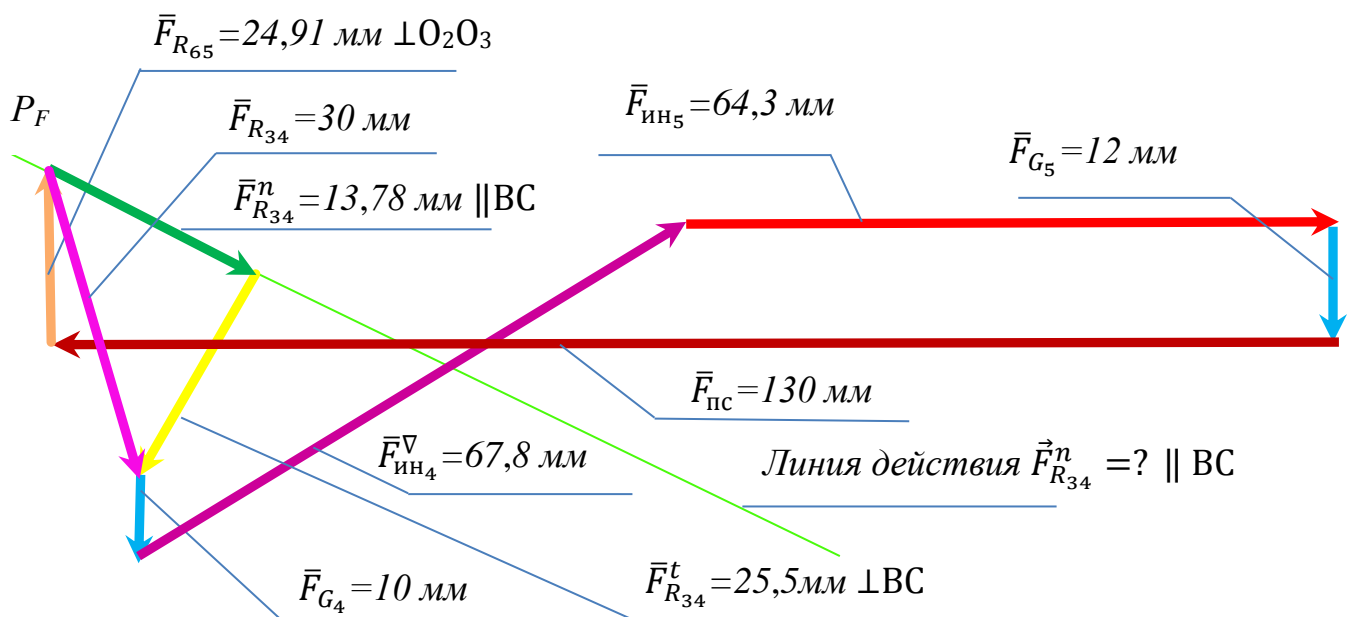
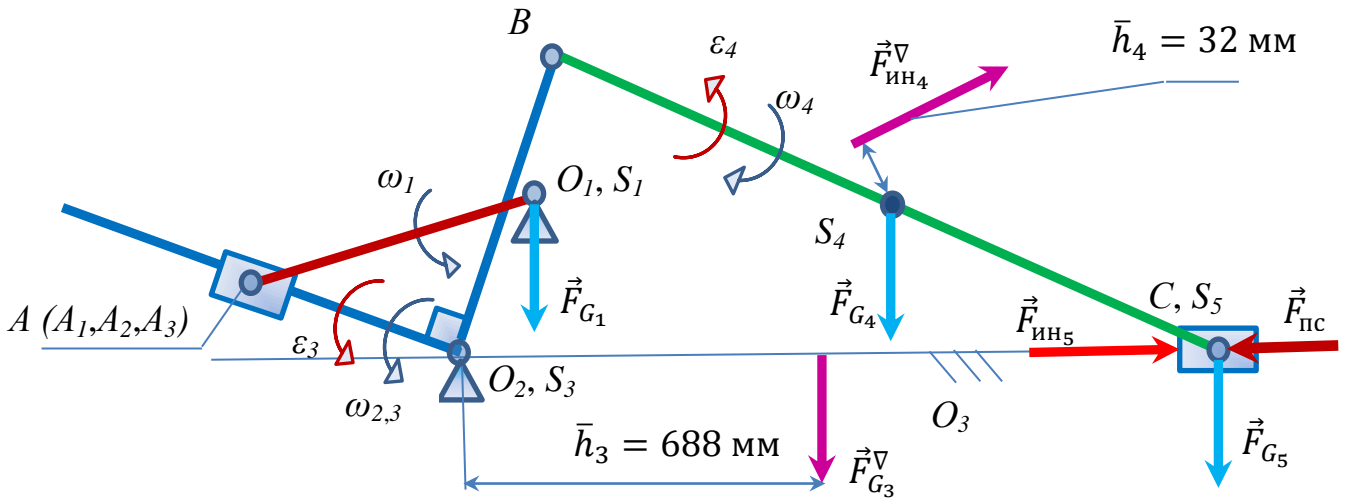


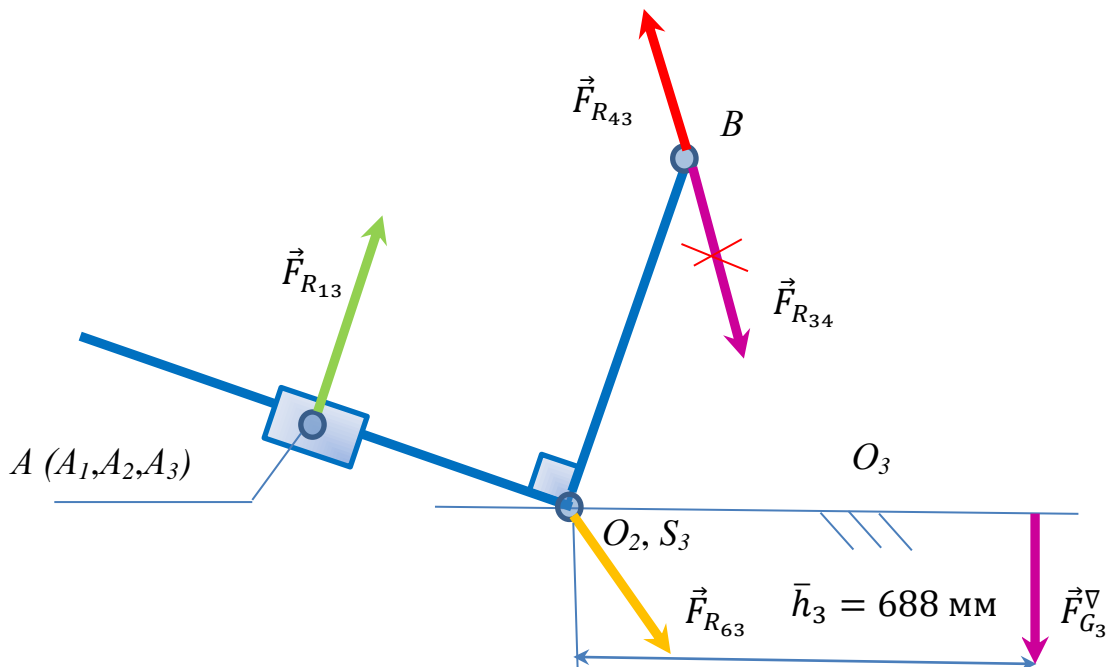
Рисунок 2.5 – План сил второй группы Ассура кулисного механизма

2.3 Построение плана сил первой группы Ассура

Первая группа Ассура исследуемого механизма состоит из звеньев 2 – ползуна и 3 – треугольной кулисы с углом при вершине 90° (II класс, 2 порядок, 3 вид). Изображаем эту группу отдельно в масштабе $\mu_p = 0,005 \text{ м/мм}$, и приложенные в соответствующих точках звеньев внешние силы (рисунок 2.6 а).



а) план исследуемого десятого положения кулисного механизма;



а) план исследуемого десятого положения для первой группы Ассура.

Рисунок 2.6 – План положения исследуемого механизма

Действие отброшенных звеньев заменяем силами реакций:

1 В точке В на звено – 3 (кулису) действует сила реакции со стороны звена – 4 (шатуна) – $\vec{F}_{R_{43}}$, которая равна по модулю и противоположно направлена, найденной ранее силе реакции – $\vec{F}_{R_{34}}$, то есть (рисунок 2.6 б)

$$\vec{F}_{R_{43}} = -\vec{F}_{R_{34}}. \quad (2.9)$$

2 В точке O_2 на звено 3 действует сила реакции со стороны стойки 6 – $\vec{F}_{R_{63}}$, которая известна по точке приложения и неизвестна по модулю и направлению. Сила реакции во вращательной кинематической паре приложена в центре шарнира, величина и направление неизвестны, поэтому предварительно направляем $\vec{F}_{R_{63}}$ в произвольном направлении. В процессе построения плана сил реакция $\vec{F}_{R_{63}}$ будет определена по величине и направлению.

3 В точке А на звено 2 – шатун действует сила реакции со стороны звена 1 – кривошипа $\vec{F}_{R_{13}}$. Так как массу звена 2 не учитываем, то оно является промежуточным передаточным звеном силы реакции от звена 1 к звену 3, то есть

$$\vec{F}_{R_{23}} = -\vec{F}_{R_{32}} = \vec{F}_{R_{13}} = -\vec{F}_{R_{31}}. \quad (2.10)$$

Линия действия силы реакции $\vec{F}_{R_{13}}$ перпендикулярна линии движения ползуна 2, (рисунок 2.7) (поступательная кинематическая пара), а величина и направление неизвестны, поэтому прикладываем силу реакции $\vec{F}_{R_{13}}$ в центре шарнира А произвольного направления (рисунок 2.7), которое будет уточнено после построения плана сил для этой структурной группы.

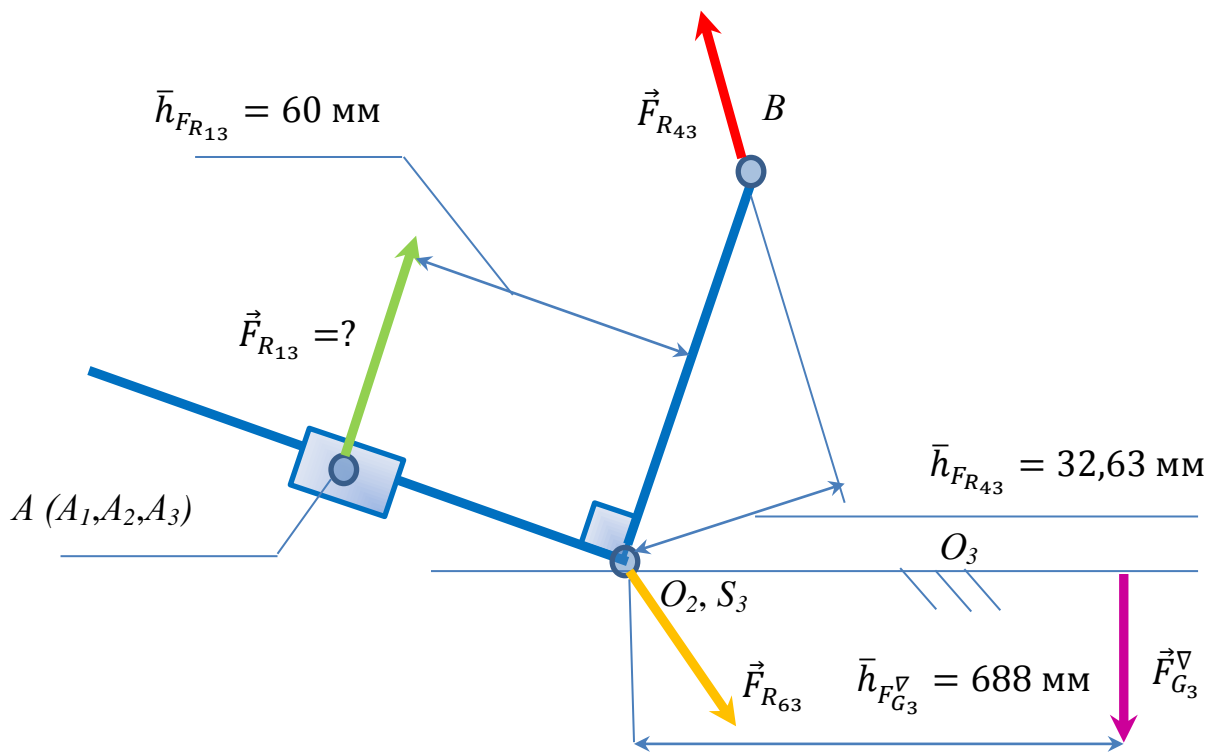


Рисунок 2.7 – Силы, действующие на первую группу Ассура

Для определения значения и направления реакции $\vec{F}_{R_{13}}$ составим уравнение равновесия (сумма моментов всех сил относительно точки O_2 равна нулю)

$$\sum M_{O_2} = -F_{R_{13}} \cdot \bar{h}_{F_{R_{13}}} + F_{R_{43}} \cdot \bar{h}_{F_{R_{43}}} - F_{G_3}^v \cdot \bar{h}_{F_{G_3}^v} = 0. \quad (2.11)$$

Выразим неизвестное $F_{R_{13}}$ из уравнения (2.11) и найдем его значение

$$F_{R_{13}} = \frac{+F_{R_{43}} \cdot \bar{h}_{F_{R_{43}}} - F_{G_3}^v \cdot \bar{h}_{F_{G_3}^v}}{\bar{h}_{F_{R_{13}}}} = \frac{+300 \cdot 32,63 - 115 \cdot 688}{60} = -1155,52 \text{ Н}. \quad (2.12)$$

Если значение искомой реакции в шарнире А получается положительным, значит выбранное ранее направление вектора $\vec{F}_{R_{13}}$ верное. Если же значение отрицательное (как в рассматриваемом примере), то необходимо поменять направление $\vec{F}_{R_{13}}$ на противоположное (рисунок 2.8 а)

Чтобы определить значение и направление реакции в шарнире O_2 – $\vec{F}_{R_{63}}$ составим векторное уравнение равновесия (2.13) и построим план сил. Для этого выберем новый масштабный коэффициент $\mu_{F_2} = 10 \text{ Н/мм}$, учитывая (2.6), (2.7) (таблица 2.1), и определим длины векторов \vec{F}_i , мм, изображаемых на плане сил. Результаты расчетов сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Силы, действующие на первую группу Ассура

Действительные параметры, H		Изображаемые \bar{F}_i , mm , на плане сил в масштабном коэффициенте, $\mu_{F_2} = 10 H/mm$			
$F_{R_{13}}$	1155,52	$\bar{F}_{R_{13}}$	$\bar{F}_{R_{13}}/\mu_{F_2}$	1155,52/10	115,6
$F_{R_{43}}$	300	$\bar{F}_{R_{43}}$	$F_{R_{43}}/\mu_{F_2}$	300/10	30
F_{G_3}	115	\bar{F}_{G_3}	F_{G_3}/μ_{F_2}	115/10	11,5

Векторное уравнение сил с одним неизвестным в конце уравнения (рисунок 2.8 б)

$$\vec{F}_{R_{13}} + \vec{F}_{R_{43}} + \vec{F}_{G_3}^\nabla + \vec{F}_{R_{63}} = 0. \quad (2.13)$$

Строим план сил, следуя пункту 2.2, начиная с произвольной точки полюса плана сил P_F (графически решаем уравнение (2.13)). Из точки полюса P_F последовательно проводим вектора $\bar{F}_{R_{13}}$, $\bar{F}_{R_{43}}$, \bar{F}_{G_3} , затем из конца вектора \bar{F}_{G_3} проводим вектор $\bar{F}_{R_{63}}$ в начало первого вектора $\bar{F}_{R_{13}}$, тем самым замыкая цепь.

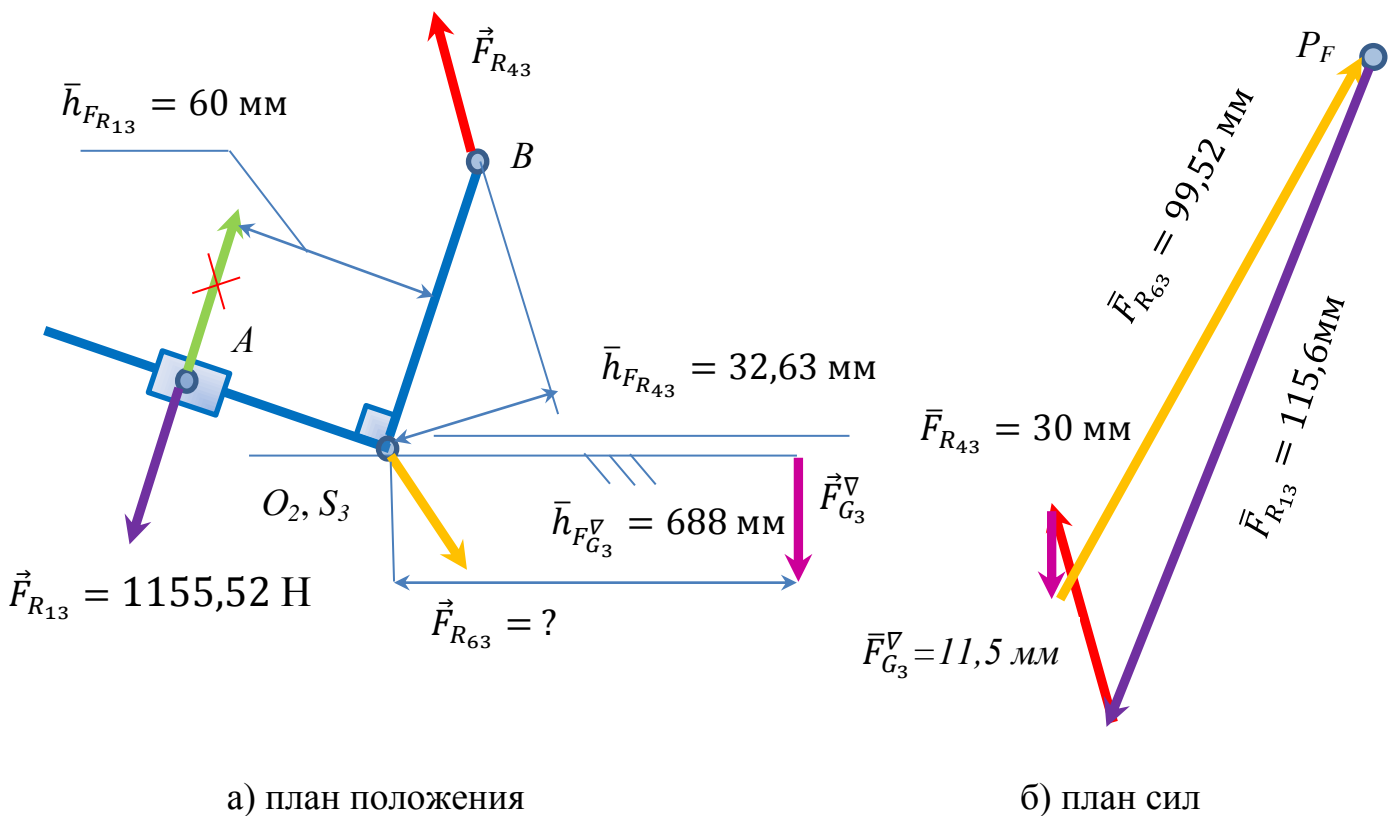


Рисунок 2.8 – План сил первой группы Ассура

Решив графически уравнения (2.13), то есть, построив план сил, получили длину и точное направление вектора силы $\bar{F}_{R_{63}}$, мм, изображаемой на плане, которая была неизвестна. Вектор необходимо замерить непосредственно с плана сил и, умножив на масштабный коэффициент построения $\mu_{F_2} = 10$ Н/мм, получим скалярную величину искомой силы реакции $F_{R_{63}}$, Н, в шарнире O_2 (рисунок 2.8 б)

$$F_{R_{63}} = \bar{F}_{R_{63}} \cdot \mu_{F_2} = 99,52 \cdot 10 = 995,2 \text{ Н.} \quad (2.14)$$

2.4 Определение уравновешивающей силы

Изображаем начальное звено 1 в масштабе $\mu_\rho = 0,005$ м/мм и приложенные к нему силы [4], [5]. В точке А на звено 1 – кривошип действует сила реакции со стороны звена 2 – ползун $\vec{F}_{R_{23}}$, которая равна по величине и противоположна по направлению найденной ранее силе реакции $\vec{F}_{R_{12}}$, то есть

$$\vec{F}_{R_{23}} = -\vec{F}_{R_{32}} = \vec{F}_{R_{12}} = \vec{F}_{R_{13}} = -\vec{F}_{R_{21}} = -\vec{F}_{R_{31}}. \quad (2.15)$$

В точке O_1 на звено 1 действует сила реакции со стороны стойки (звена б) – $\vec{F}_{R_{61}}$, которую необходимо определить (рисунок 2.9).

Для определения реакции $\vec{F}_{R_{61}}$, составим векторное уравнение сил звена 1

$$\vec{F}_{R_{21}} + \vec{F}_{G_1} + \vec{F}_{R_{61}} = 0. \quad (2.16)$$

Это векторное уравнение решаем графически [6], [7], то есть строим план сил в масштабе $\mu_{F_3} = 10 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$. Векторы сил $\bar{F}_{R_{21}}$, мм, и \bar{F}_{G_1} , мм, изображаемый на чертеже

$$\bar{F}_{R_{21}} = \frac{F_{R_{21}}}{\mu_{F_3}} = \frac{1155,52}{10} = 115,6 \text{ мм,} \quad (2.17)$$

$$\bar{F}_{G_1} = \frac{F_{G_1}}{\mu_{F_3}} = \frac{40}{10} = 4 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

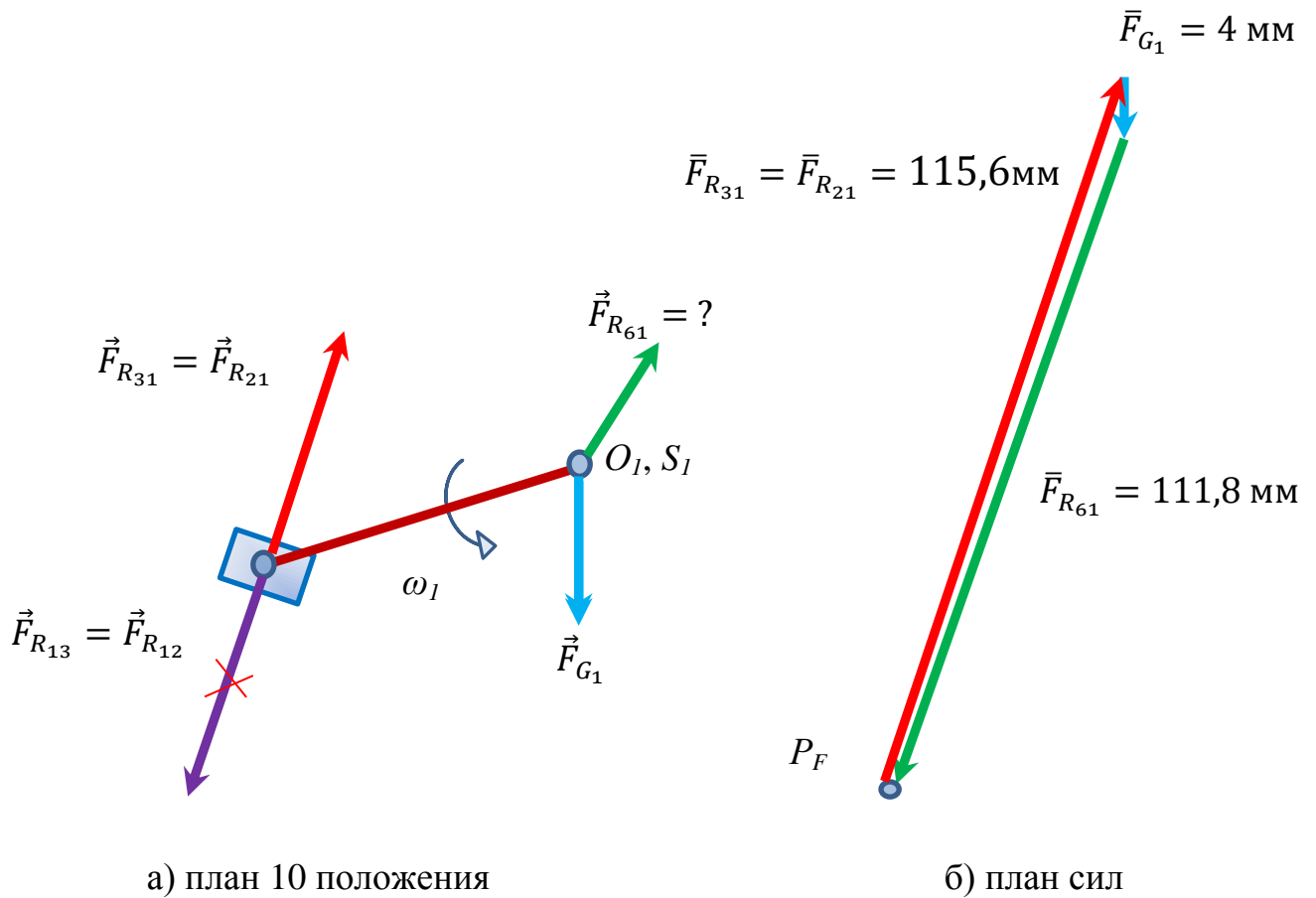


Рисунок 2.9 – Силы, действующие на ведущую группу

Построение плана сил ведущей группы.

Из точки полюса P_F откладываем вектор силы изображаемой на чертеже $\bar{F}_{R_{21}} = 171,8 \text{ мм}$, из конца вектора $\bar{F}_{R_{21}}$ строим вектор $\bar{F}_{G_1} = 4 \text{ мм}$, затем из конца вектора \bar{F}_{G_1} проводим вектор $\bar{F}_{R_{61}}$ в начало вектора $\bar{F}_{R_{21}}$, то есть в точку полюса P_F , тем самым замыкая силовую цепь. Из плана находим $\bar{F}_{R_{61}}$ (измеряем в миллиметрах) (рисунок 2.9 б) и, умножив на масштабный коэффициент μ_{F_3} , получим скалярную величину силы реакции стойки на кривошип $F_{R_{61}}, H$

$$F_{R_{61}} = \bar{F}_{R_{61}} \cdot \mu_{F_3} = 111,8 \cdot 10 = 1118 \text{ Н.} \quad (2.19)$$

Так как степень подвижности ведущей группы (механизма I класса) не равна нулю, то её необходимо уравновесить.

Для уравнивания звена 1 в точках А и O_1 прикладываем к концам звена уравнивающие силы \vec{F}_{yp} перпендикулярно звену 1 в произвольном направлении [8] (рисунок 2.10). Теперь считаем, что система находится в равновесии, и значение F_{yp} , H , можно найти из уравнения суммы моментов всех сил относительно точки O_1

$$\sum M_{O_1} = -F_{yp} \cdot \bar{l}_{AO_1} + F_{R_{21}} \cdot \bar{h}_{FR_{21}} = 0. \quad (2.20)$$

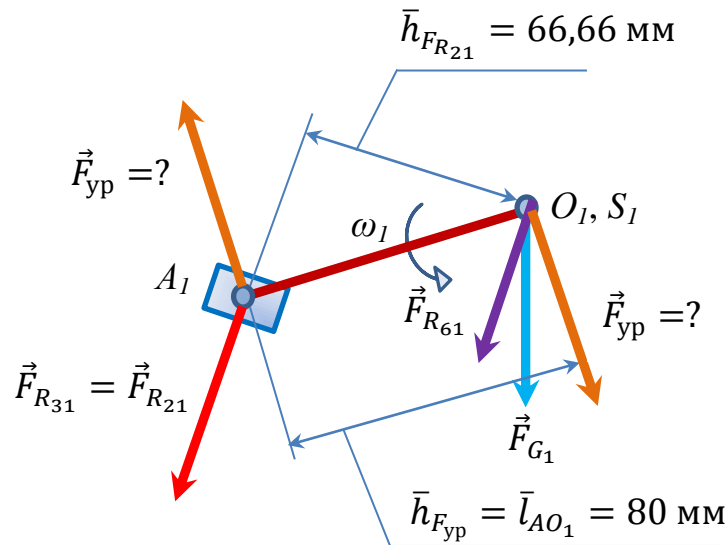


Рисунок 2.10 – Плечи сил, действующих на ведущую группу

Уравнивающая сила – это сила, которую нужно приложить к ведущему звену, для преодоления всех сил сопротивления движению. Выразим F_{yp} из уравнения (2.20)

$$F_{yp} = \frac{F_{R_{21}} \cdot \bar{h}_{FR_{21}}}{\bar{l}_{AO_1}} = \frac{1155,52 \cdot 66,66}{80} = 962 \text{ Н.} \quad (2.21)$$

Положительный знак F_{yp} означает, что направление силы было выбрано верно.

Уравнивающий момент M_{yp} , H , физически есть необходимый движущий момент равномерного вращения ведущего звена, то есть момент двигателя.

$$M_{yp} = F_{yp} \cdot l_{AO_1} = 962 \cdot 0,4 = 385.13 \text{ Н} \cdot \text{м.} \quad (2.22)$$

3 Форма отчета

В качестве отчета по разделу силового анализа необходимо:

- 1) свести все расчеты внешних сил в таблицы 1.1 – 1.4;
- 2) составить схему нагружения механизма, то есть проставить все действующие на механизм силы на заданном положении плана в нужных направлениях, но без учета масштаба сил (рисунок 2.6 а);
- 3) выполнить все необходимые расчеты по определению внутренних сил (реакций в кинематических парах) по уравнениям 2.1 – 2.21;
- 4) начертить планы сил для трех групп механизма;
- 5) свести расчеты в таблицы 2.2 – 2.4;
- 6) оформить лист чертежа по примеру (рисунок 3.1.).

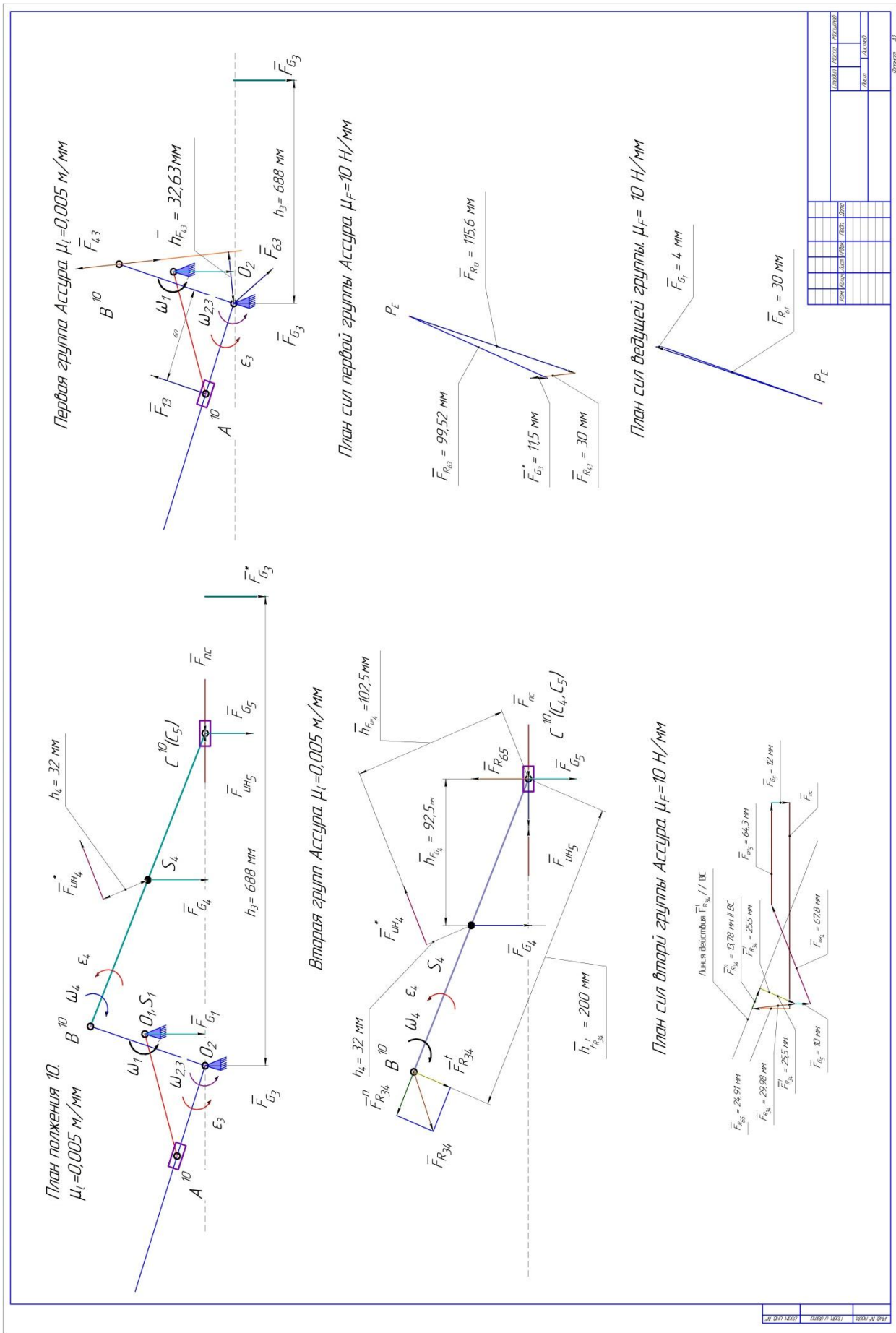


Рисунок 3.1 – Пример оформления листа чертежа плана сил

4 Вопросы для самопроверки

- 1 «Активные» силы – это силы ...
- 2 «Пассивные» силы – это силы ...
- 3 «Внутренние» силы – это силы...
- 4 Силы, развиваемые двигателем, необходимые для преодоления всех сил сопротивления, называются ...
- 5 Движущие силы приложены к ведущему звену, направление их совпадает с направлением движения звена, то есть движущие силы совершают ... работу.
- 6 Силы тяжести производят ... положительную работу.
- 7 Вектор силы трения направлен противоположно вектору ...
- 8 Силовой расчет механизмов с учетом сил инерции звеньев называют ...
- 9 Силы инерции звена приложены в его центре масс и направлены в сторону
- 10 Вектор сил инерции определяется из уравнения:
- 11 Момент пары сил инерции возникает при ...
- 12 Если у выходного звена задан момент полезного сопротивления, то заменяем его ...
- 13 Момент пары сил инерции направлен противоположно ...
- 14 Момент пары сил инерции находят по формуле:
- 15 Во вращательной кинематической паре V класса результирующая сила реакции F_R проходит ...
- 16 В поступательной паре V класса сила реакции перпендикулярна ...
- 17 Силовой анализ начинают с
- 18 Векторное уравнение сил решается ...
- 19 Использование рычага Жуковского при силовом анализе механизма предусматривает перенесение всех известных сил в одноименные точки повернутого плана скоростей ...
- 20 Рычаг Жуковского используется для:...

Список использованных источников

- 1 Ефанов, А.М. Теория механизмов и машин : учебное пособие / А.И. Ефанов, В.П. Ковалевский. – ИПК ГОУ ОГУ, 2006. – 267 с.
- 2 Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 638 с.
- 3 Клещарева, Г.А. Структурный анализ рычажных механизмов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2018. – 29 с.
- 4 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод кинематических диаграмм : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 30 с.
- 5 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Метод планов : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 23 с.
- 6 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов скоростей : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 24 с.
- 7 Клещарева, Г.А. Кинематический анализ рычажных механизмов. Построение планов ускорений : методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 28 с.
- 8 Клещарева, Г.А. Силовой анализ рычажных механизмов. Внешние силы.: методические указания / Г.А. Клещарева. – Оренбург : ОГУ, 2019. – 20 с.