

1. Кинематический расчет

Целью кинематического расчета является определение усилий и скоростей на исполнительных элементах гидродвигателей. Для гидромотора определяется крутящий момент и угловая скорость вращения вала, а для гидроцилиндра – усилие на штоке, ход штока и скорости его движения.

1.1. Механизм поворота крана

Определим крутящий момент на валу гидромотора, осуществляющего поворот крана.

Момент сопротивления повороту (Н·м) крана, действующий в период разгона механизма, равен

$$M_C = M_{TP} + M_B + M_{ИН};$$

где M_{TP} – момент сил трения в опорно-поворотном устройстве;

M_B – момент ветровой нагрузки (если кран работает на открытом воздухе), принимаем $M_B = 0$;

$M_{ИН}$ – момент сил инерции, действующих на груз, металлоконструкцию поворотной части, противовес и т.д.

Определим момент сил трения в опорно-поворотном устройстве. Для этого рассмотрим схему крана с опорно-поворотным устройством (рис.1) и определим геометрические размеры крана, которые принимаются из указанных пропорций.

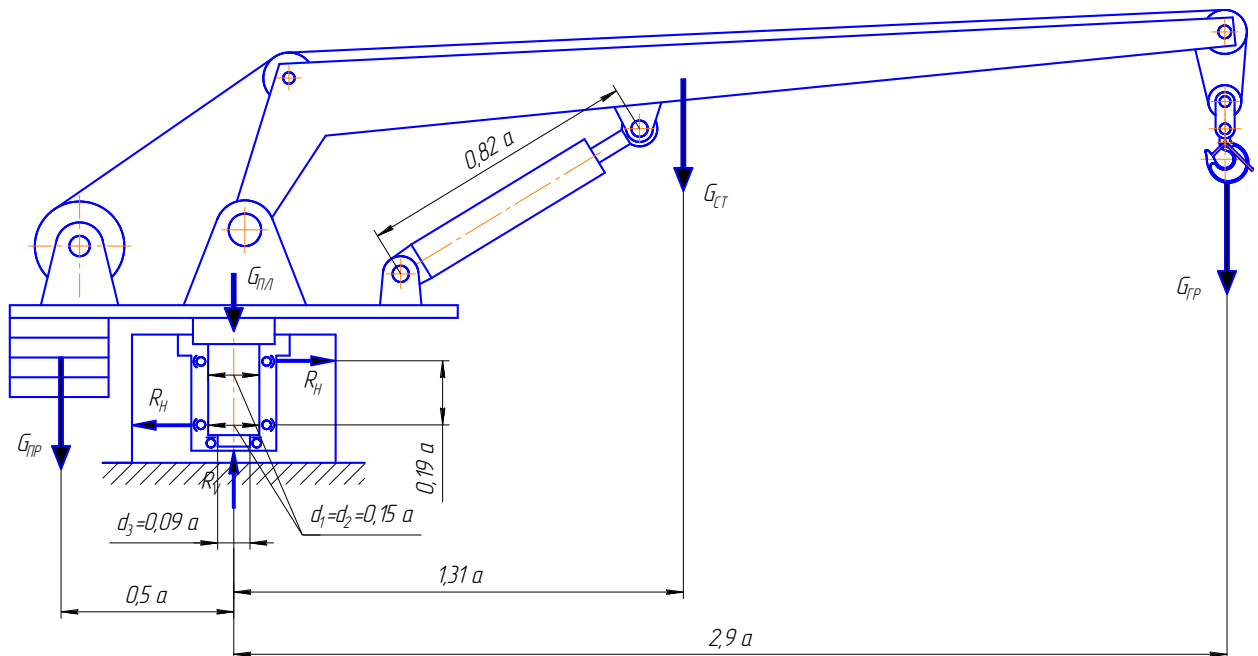


Рисунок 1 – Схема крана

Основой для расчета действительных размеров является коэффициент пропорциональности a , который для данных соотношений размеров можно определить из формулы:

$$a = \frac{L}{2,9},$$

где L – вылет стрелы (см. исходные данные), $L = 3$ м;

$$a = \frac{3}{2,9} = 1,03.$$

Далее необходимо определить действительные размеры крана, путем произведения коэффициента пропорциональности a и числа, указанного перед ним (см. рис.1):

- $0,5 \cdot 1,03 = 0,515$ м;
- $0,09 \cdot 1,03 = 0,093$ м;
- $0,15 \cdot 1,03 = 0,155$ м;
- $0,19 \cdot 1,03 = 0,196$ м;
- $1,31 \cdot 1,03 = 1,35$ м;
- $0,82 \cdot 1,03 = 0,845$ м.

Действительные размеры крана указаны на рис.2. Здесь же определим при максимально поднятой стреле расстояние между проушинами гидроцилиндра подъема – 1215 мм.

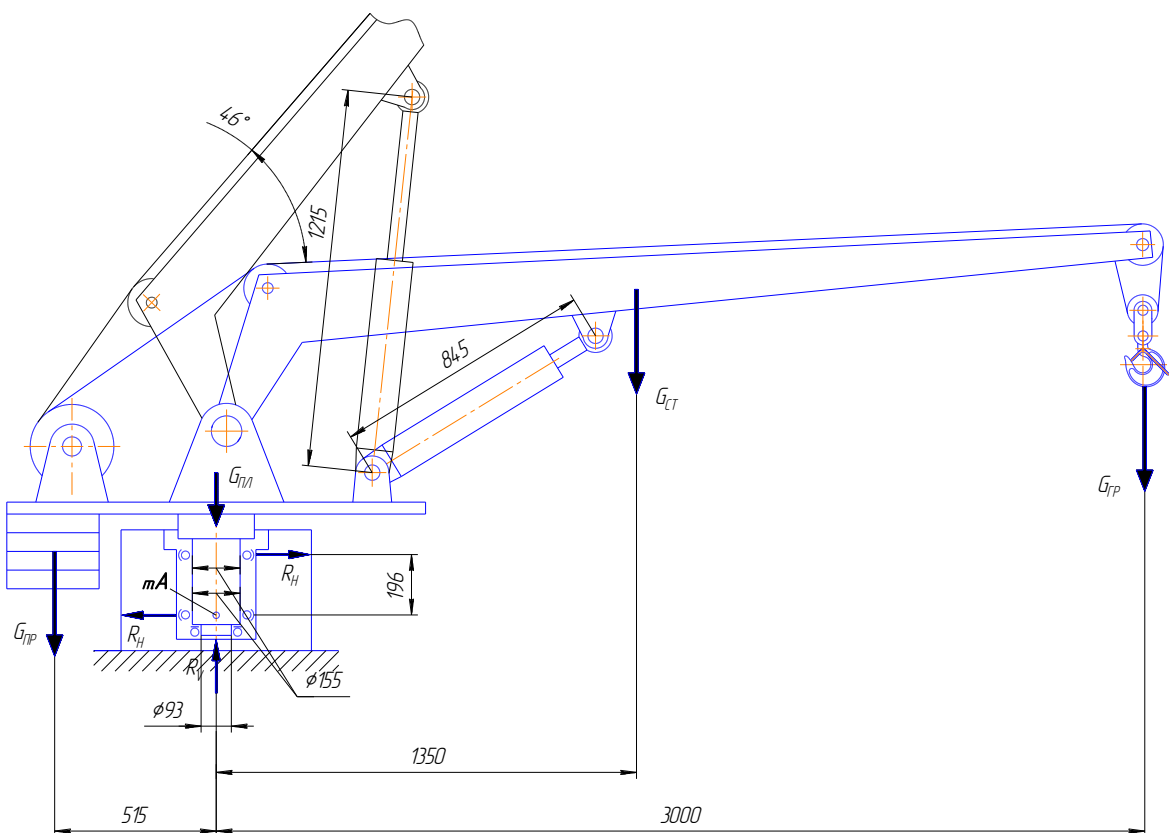


Рисунок 2 – Схема крана с действительными размерами

Поворотная часть крана устанавливается на двух опорах: верхней и нижней. В этих опорах возникают вертикальная R_V и горизонтальная реакции R_H , которые определяются путем составления уравнений статики.

Составим уравнение моментов относительно точки A , в которой пересекаются линии действия опорных реакций в нижней опоре:

$$\sum M_A = 0; \quad 515 \cdot G_{\text{ПП}} - 1350 \cdot G_{\text{СТ}} - 196 \cdot R_H - 3000 \cdot G_{\text{ГР}};$$

отсюда

$$\begin{aligned} R_H &= \frac{515 \cdot G_{\text{ПП}} - 1350 \cdot G_{\text{СТ}} - 3000 \cdot G_{\text{ГР}}}{196} = \\ &= \frac{515 \cdot m_{\text{ПП}}g - 1350 \cdot m_{\text{СТ}}g - 3000 \cdot m_{\text{ГР}}g}{196} = \\ &= \frac{515 \cdot 500 \cdot 9,81 - 1350 \cdot 500 \cdot 9,81 - 3000 \cdot 1500 \cdot 9,81}{196} = -246 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Знак «-» перед полученным значением говорит о том, что R_H направлена в другую сторону.

Вертикальную опорную реакцию R_V найдем из суммы проекций всех сил на вертикальную ось:

$$\begin{aligned} R_V &= G_{\text{ПП}} + G_{\text{ПЛ}} + G_{\text{СТ}} + G_{\text{ГР}} = \\ &= 500 \cdot 9,81 + 1200 \cdot 9,81 + 500 \cdot 9,81 + 1500 \cdot 9,81 = 36,3 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Для крана на неподвижной колонне момент сил трения в опорно-поворотном устройстве равен сумме моментов сил трения в верхней и нижней опорах:

$$\begin{aligned} M_{\text{ТР}} &= M_{\text{ТР.В}} + M_{\text{ТР.Н}}; \\ M_{\text{ТР.В}} &= f R_H \frac{d_1}{2}; \\ M_{\text{ТР.Н}} &= f \left(R_H \frac{d_2}{2} + R_V \frac{d_3}{2} \right), \end{aligned}$$

где f – приведены коэффициент трения в подшипнике, $f = 0,015$.

$$\begin{aligned} M_{\text{ТР}} &= f R_H \frac{d_1}{2} + f \left(R_H \frac{d_2}{2} + R_V \frac{d_3}{2} \right) = \\ &= 0,015 \cdot 246 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,155}{2} + 0,015 \left(246 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,155}{2} + 36,3 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,093}{2} \right) = 597,27 \text{ Н·м}. \end{aligned}$$

Момент сил инерции

$$M_{\text{ИН}} = J\varepsilon,$$

где J – момент инерции (относительно оси поворота крана) медленно поворачивающихся частей крана, груза и вращающихся частей механизма поворота, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$;

ε – угловое ускорение крана, $\text{рад}/\text{с}^2$.

Момент инерции

$$J = \gamma J_{M.П.Ч.},$$

где $\gamma = 1,2 \dots 1,4$ – коэффициент учета инерции вращающихся частей механизма поворота;

$J_{M.П.Ч.}$ – момент инерции (относительно оси поворота крана) груза и медленно поворачивающихся частей крана, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$J_{M.П.Ч.} = \xi \sum m_j x_j^2;$$

где m_j – масса j -й медленно поворачивающейся части, кг (груз, стрела, противовес и т.д.);

x_j – расстояние от центра массы j -й медленно поворачивающейся части до оси поворота крана, м ;

$\xi = 1,2 \dots 1,4$ – коэффициент приведения геометрических радиусов вращения к радиусам инерции.

Используя рис.2 определим момент инерции груза

$$\begin{aligned} J_{M.П.Ч.} &= \xi \cdot (m_{ПР} \cdot 0,515^2 + m_{СТ} \cdot 1,35^2 + m_{ГР} \cdot 3^2) = \\ &= 1,4 \cdot (500 \cdot 0,515^2 + 500 \cdot 1,35^2 + 1500 \cdot 3^2) = 20361,41 \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \end{aligned}$$

$$J = 1,4 \cdot 20361,41 = 28505,97 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \approx 28,51 \text{ т} \cdot \text{м}^2.$$

Угловое ускорение крана при разгоне может быть найдено по допустимому линейному ускорению груза ($[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$) и максимальной величине вылета стрелы L (берем из исходных данных):

$$\varepsilon = \frac{[a]}{L} = \frac{0,2}{3} = 0,067 \text{ рад/с}^2.$$

Тогда момент сил инерции

$$M_{ин} = J\varepsilon = 28505,97 \cdot 0,067 = 1909,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления повороту крана

$$M_C = 597,27 + 1909,9 = 2507,17 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент на валу гидромотора механизма поворота

$$M_{гм.нов} = \frac{M_C}{i_{нов} \eta_p} = \frac{2507,17}{400 \cdot 0,9} = 6,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определим частоту вращения вала гидромотора на приводе механизма поворота крана

$$\omega_{нов} = \omega_{кр} i_{нов} = 0,5 \cdot 400 = 200 \text{ рад/с} = 1909,86 \text{ об/мин}.$$

1.2. Механизм подъема стрелы

Определим усилие $F_{ГЦ}$ на штоке гидроцилиндра, осуществляющего подъем стрелы. Для этого составим уравнение моментов сил, действующих относительно точки поворота стрелы **Б** в момент начала подъема стрелы (рис.3). Очевидно, что в таком положении усилие на штоке гидроцилиндра будет максимальным.

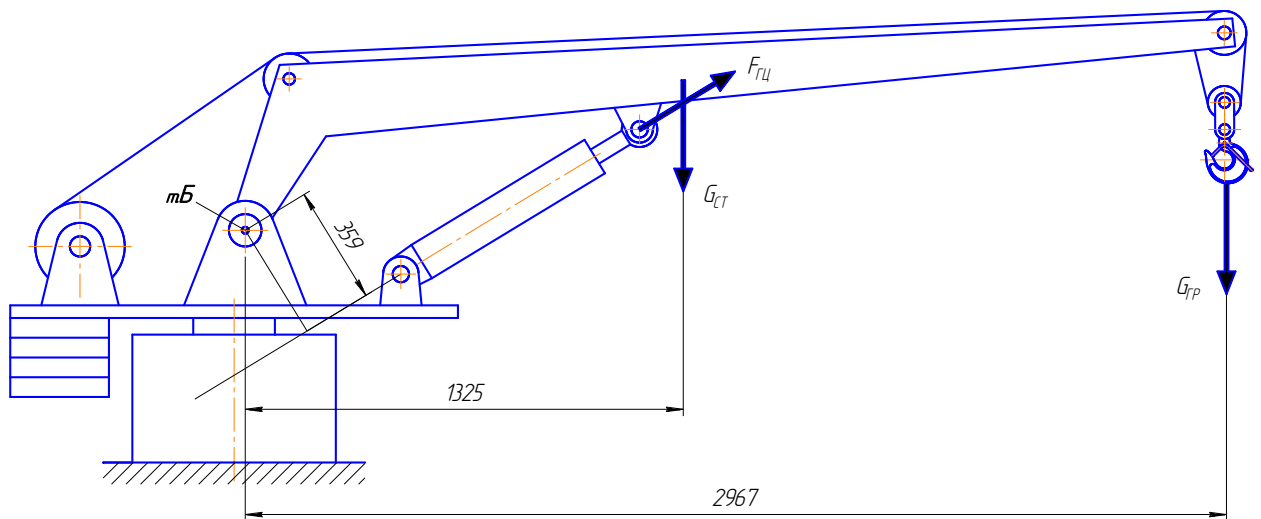


Рисунок 3 – Схема для определения усилия на штоке гидроцилиндра

$$\begin{aligned} 359 \cdot F_{ГЦ} &= 1325 \cdot G_{СТ} + 2967 \cdot G_{ГР}; \\ F_{ГЦ} &= \frac{1325 \cdot G_{СТ} + 2967 \cdot G_{ГР}}{359} = \frac{1325 \cdot m_{СТ}g + 2967 \cdot m_{ГР}g}{359} = \\ &= \frac{1325 \cdot 500 \cdot 9,81 + 2967 \cdot 1500 \cdot 9,81}{359} = 139717 \text{ Н} \approx 140 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Ход штока гидроцилиндра подъема стрелы определяется графическим способом и определится разностью расстояния между центрами проушин при выдвинутом положении (стрела поднята) и в исходном состоянии (стрела опущена). Согласно рис.2 ход штока будет равен

$$S_{ГЦ} = 1215 - 845 = 370 \text{ мм}.$$

Определим время поворота стрелы и соответственно время выдвигания штока гидроцилиндра. Определим угол поворота стрелы графическим способом (см. рис.2). Угол поворота $\beta = 46^\circ = 0,8 \text{ рад}$.

Время выдвигания штока гидроцилиндра

$$t_{ГЦ} = \frac{\beta}{\omega_{под}} = \frac{0,8}{0,2} = 4 \text{ с},$$

где $\omega_{под}$ - угловая скорость подъема стрелы, рад/с (по исходным данным).

Скорость выдвижения штока

$$v_{ГЦ} = \frac{S_{ГЦ}}{t_{ГЦ}} = \frac{0,370}{4} = 0,0925 \text{ м/с.}$$

1.3. Грузоподъемный механизм

Определим крутящий момент на валу гидромотора грузоподъемного механизма.

Крутящий момент (Н·м) на механизме подъема, т.е. на барабане

$$M_{\bar{\sigma}} = S_{\bar{\sigma}} \frac{D_{\bar{\sigma}}}{2},$$

где $D_{\bar{\sigma}}$ – диаметр барабана, м;

$S_{\bar{\sigma}}$ – натяжение ветви каната, навиваемого на барабан, Н.

$$S_{\bar{\sigma}} = \frac{G_{ГР}}{i_n \eta_n},$$

где $G_{ГР}$ – вес груза, Н (по исходным данным);

i_n – кратность полиспаста (по исходным данным);

η_n – КПД полиспаста, $\eta_n = 0,9$.

$$S_{\bar{\sigma}} = \frac{G_{ГР}}{i_n \eta_n} = \frac{m_{ГР} g}{i_n \eta_n} = \frac{1500 \cdot 9,81}{2 \cdot 0,9} = 8175 \text{ Н;}$$

$$M_{\bar{\sigma}} = 8175 \cdot \frac{0,300}{2} = 1226,25 \text{ Н·м.}$$

Крутящий момент (Н·м) на валу гидромотора, приводящего в действие грузовой барабан

$$M_{зм.б} = \frac{M_{\bar{\sigma}}}{i_p \eta_p},$$

где i_p – передаточное отношение редуктора грузовой лебедки (по исходным данным);

η_p – КПД редуктора грузовой лебедки, $\eta_p = 0,9$;

$$M_{зм.б} = \frac{1226,25}{10 \cdot 0,9} = 136,25 \text{ Н·м.}$$

Определим частоту вращения вала гидромотора грузоподъемного механизма.

Частота вращения барабана

$$\omega_{\bar{\sigma}} = \frac{v_{наб}}{R_{\bar{\sigma}}},$$

где $v_{наб}$ – скорость набегания каната на барабан, м/с;

$R_{\bar{\sigma}}$ – радиус барабана, м.

$$v_{наб} = v_{под.макс} \cdot i_n = 0,4 \cdot 2 = 0,8 \text{ м/с.}$$

где $v_{под.мах}$ - максимальная скорость подъема (по исходным данным);

$$R_{\delta} = \frac{D_{\delta}}{2} = \frac{0,3}{2} = 0,15 \text{ м.}$$

$$\omega_{\delta} = \frac{0,8}{0,15} = 5,33 \text{ рад/с.}$$

Частота вращения вала гидромотора грузоподъемного механизма

$$\omega_{зм} = \omega_{\delta} \cdot i_p = 5,33 \cdot 10 = 53,3 \text{ рад/с} = 509 \text{ об/мин.}$$

Полученные результаты кинематического расчета сведем в таблицу 1

Таблица 1 – Результаты кинематического расчета

Гидродвигатель	Крутящий момент / Усилие	Угловая скорость / скорость перемещения	Угол поворота / Ход
Гидромотор механизма поворота	6,97 Н·м	200 рад/с или 1909,86 об/мин	-
Гидромотор лебедки	136,25 Н·м	53,3 рад/с или 509 об/мин	-
Гидроцилиндр подъема стрелы	140 кН	0,0925 м/с	370 мм