

Московский государственный технический университет имени Н.Э.
Баумана

Факультет «Фундаментальные науки»
Кафедра «Математическая физика и вычислительная математика»

В.А. Игрицкий

**ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА**

Электронное учебное издание

*Методические указания к выполнению домашнего задания
по дисциплине «Проектирование мобильных установок»*

Москва
(С) 2012 МГТУ им. Н.Э. БАУМАНА

УДК 629.7.08, 62-822

Рецензент: к.т.н., доц., Новожилов Борис Михайлович

Игрицкий В.А.

Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма подъема. Электронное учебное издание. - М.: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2012. 21 с. Методические указания посвящены методике и основным требованиям к выполнению домашнего задания «Оптимизационный расчет параметров гидравлического механизма подъема», выполняемого студентами кафедры «Стартовые ракетные комплексы» при изучении курса «Проектирование мобильных установок» для формирования компетенций в области геометрической оптимизации параметров гидравлического привода подъема стрелы установщика с многоступенчатыми гидроцилиндрами. Приведены основные расчетные зависимости, таблицы исходных данных и требования по оформлению результатов домашнего задания с примерами расчетных схем и результатов расчетов.

Для студентов кафедры «Стартовые ракетные комплексы», изучающих дисциплину «Проектирование мобильных установок».

Рекомендовано учебно-методической комиссией факультета «Специальное машиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана

Электронное учебное издание

Игрицкий Владимир Александрович

**ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ
ГИДРАВЛИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА**

© 2012 МГТУ имени Н.Э. Баумана

Оглавление

Введение	2
1. Постановка задачи.....	2
2. Расчет нагрузок, действующих на систему в процессе подъема	6
3. Определение оптимальных геометрических соотношений механизма подъема и диаметра поршня первой ступени гидроцилиндра.....	9
4. Расчет прочих основных размеров гидропривода	15
5. Требования к оформлению домашнего задания	15
Заключение.....	16
Контрольные вопросы.....	17
Список литературы.....	18
Приложения	19

Введение

Большая масса и габариты ракет и космических аппаратов, перемещаемых с помощью мобильных установок наземного оборудования, требуют применения для вертикализации этих изделий мощных приводов подъема стрел установщиков. Наиболее часто в качестве таких приводов используются объемные гидравлические приводы с многоступенчатыми гидроцилиндрами. При этом из-за больших сил, действующих в системе, применяемые гидроцилиндры, как правило, изготавливаются на заказ и являются достаточно дорогими. Поэтому расчет гидропривода стрелы подъема является одним из неотъемлемых этапов проектирования наземного оборудования ракетных комплексов.

В данном домашнем задании основное внимание уделено проработке наиболее сложного для интуитивного понимания этапа расчета гидравлического механизма подъема, состоящего в решении задачи по подбору оптимальных геометрических соотношений при выборе мест крепления гидроцилиндра, что позволяет обеспечить минимальную массу, габариты и стоимость проектируемого гидравлического привода.

1. Постановка задачи

Гидравлические механизмы подъема (рисунок 1), применяемые в наземном оборудовании ракетных комплексов, состоят, как правило, из одного-двух шарнирно закрепленных гидроцилиндров, с помощью которых изделие (ракета или космическая головная часть) поднимается в вертикальное положение путем поворота на 90° вокруг оси O .

При этом размеры и стоимость применяемых гидроцилиндров могут существенно зависеть от взаимного положения точек крепления гидроцилиндра на раме установщика A и подъемной стреле B . При заданном угле поворота стрелы 90° это положение определяют три параметра (рисунок 1):

- начальная длина гидроцилиндра между точками его крепления $L_0 = AB_0$;
- кратность хода гидроцилиндра

$$i = (L_{max} - L_0)/L_0, \quad (1)$$

где $L_{max} = AB_1$ – максимальная длина гидроцилиндра подъема между точками его крепления;

угол между осью гидроцилиндра и прямой, соединяющей место крепления гидроцилиндра к стреле и ось вращения стрелы в начальном положении механизма $\beta = \angle AB_0O$.

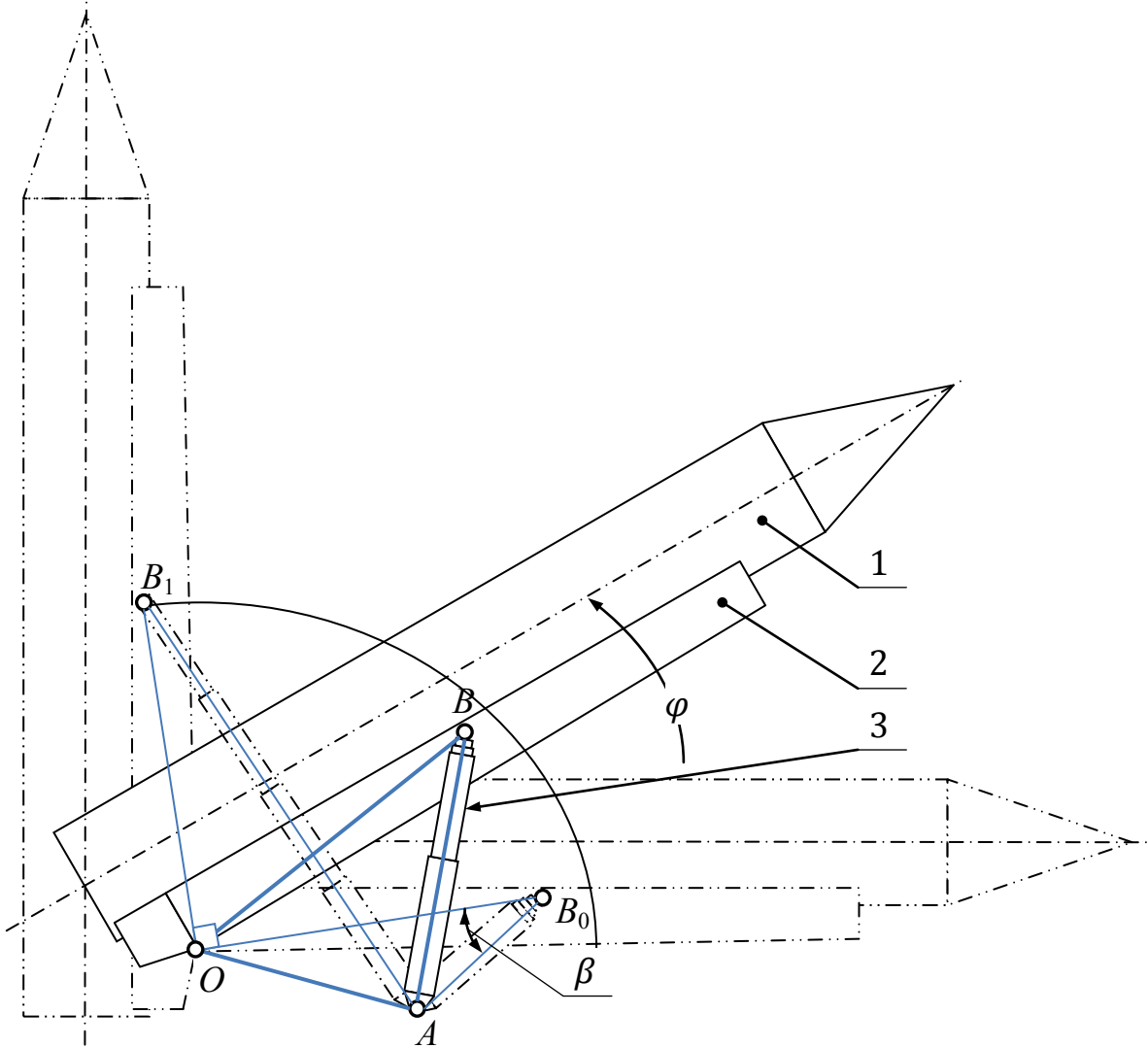


Рисунок 1. Схема работы гидравлического механизма подъема

1 – изделие; 2 – стрела; 3 – телескопический гидроцилиндр подъема.

Используемые в гидроприводах подъема гидроцилиндры (рисунок 2) представляют собой, как правило, телескопический гидроцилиндр с одной камерой противодействия (штоковой полостью) на внутренней ступени, воспринимающей растягивающие нагрузки. Камера противодействия необходима, так как при больших углах подъема нагрузки от сил веса и ветра могут быть растягивающими. Но их, как правило, требуется воспринимать только на этапе работы последней ступени, а на других ступенях камер противодействия не требуется. На рисунке 2 представлен двухступенчатый гидроцилиндр, но в реальных системах количество ступеней может

достигать десяти, и ограничивается в основном трудностью размещения большого количества ступеней внутри трубы первой ступени гидроцилиндра, а также некоторым снижением надежности уплотнений.

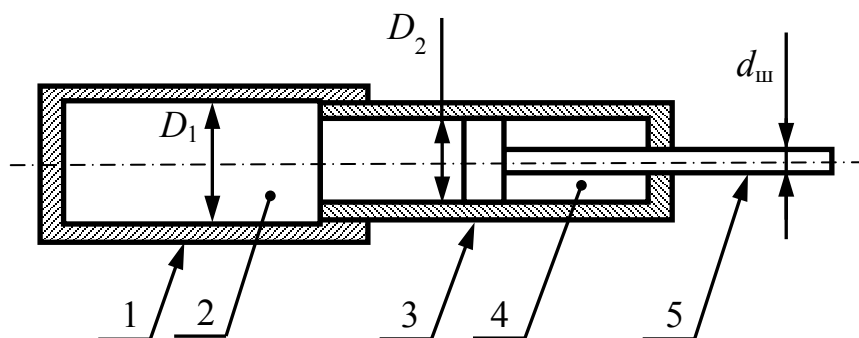


Рисунок 2 Конструктивная схема двухступенчатого телескопического гидроцилиндра подъема.

1 – первая ступень; 2 – поршневая полость; 3 – вторая ступень; 4 – камера противодействия (штоковая полость); 5 - шток с поршнем второй ступени.

В реальных системах могут применяться один или два гидроцилиндра, а в отдельных случаях (установщик ракеты космического назначения «Энергия») – и более сложные конструкции. Однако в рамках данного домашнего задания предполагается, что вся нагрузка воспринимается одним двухступенчатым гидроцилиндром.

Также на практике часто имеются габаритные требования, накладывающие дополнительные ограничения на геометрические параметры гидравлического механизма подъема, которые в данном задании учитываться не будут.

При решении реальных задач кратность хода гидроцилиндра i оптимизируется путем сравнения (перебора) результатов для гидроцилиндров с различной кратностью хода и рабочим давлением, но в данном домашнем задании такая задача не ставится. При выполнении домашнего задания следует принимать кратность хода гидроцилиндра $i = 1,4$; что соответствует применению двухступенчатого телескопического гидроцилиндра, аналогичного показанному на рисунке 2.

Рабочее давление гидроцилиндра принять равным $P = 16 \text{ МПа}$.

Соотношение диаметров первой D_1 и второй D_2 ступеней гидроцилиндра из соображений прочности при данном рабочем давлении, необходимости размещения уплотнений в первом приближении примем равным:

$$D_1/D_2 = 1,25 \quad (2)$$

[Оглавление](#)

В дальнейшем для обеспечения устойчивости проектируемого цилиндра примем, что начальная длина гидроцилиндра должна подбираться исходя из условия $L_j/D_j \leq 10$, где L_j, D_j – длина хода и диаметр поршня соответствующей ступени гидроцилиндра соответственно. С учетом того, что при условии обеспечения устойчивости, более длинные цилиндры получаются легче и дешевле, примем, что

$$L_j/D_j = 10. \quad (3)$$

При работе камеры противодействия (штоковой полости) второй ступени гидроцилиндра будет обеспечиваться меньшая, чем при работе поршневой полости, сила, так как из-за наличия штока не вся площадь поршня принимает участие в работе камеры противодействия. Это учитывают, вводя коэффициент ψ отношения рабочей площади поршневой полости к рабочей площади штоковой полости, который определяется из условия устойчивости. В данном задании этот коэффициент следует принять равным:

$$\psi = D_2^2/d_{ш}^2 = 1,25. \quad (4)$$

Механический к.п.д. гидроцилиндра принять равным $\eta = 0,96$.

Более точные геометрические соотношения конструкции гидроцилиндров подъема можно определить на последующих этапах расчетов, не рассматриваемых в данном домашнем задании по методике приведенной в работе [1].

Задачами домашнего задания являются:

- 1) Определить максимальные M_{max} и минимальные M_{min} значения момента, создаваемого нагрузками, действующими на стрелу с изделием в процессе подъема в направлении препятствующем подъему и построить графики их зависимости от угла подъема φ .
- 2) Определить оптимальное значение угла β , при котором необходимый диаметр поршня первой ступени гидроцилиндра D_1 будет минимальным, что обеспечит минимальную массу гидропривода.
- 3) Подобрать начальную длину L_0 и диаметры поршней каждой ступени гидроцилиндра D_1, D_2 , диаметр штока второй ступени $d_{ш}$, длины хода каждой из ступеней гидроцилиндра L_1, L_2 и геометрические параметры OA и OB_0 .

Для начала выполнения домашнего задания необходимо получить у преподавателя свой вариант. Каждый вариант формируется сочетанием номеров исходных данных в таблицах 1 и 2 Приложения, что обеспечивает отсутствие повторяемости вариантов в течение нескольких лет. Так, например вариант «16а» означает, что соответствующие исходные данные следует искать в Приложениях в строке 16 таблицы 1, и строке «а» таблицы 2.

2. Расчет нагрузок, действующих на систему в процессе подъема

При расчете привода стрелы установщика моменты сил инерции и трения обычно не учитываются в силу их относительной малости. В дальнейших расчетах примем допущение, что на стрелу и изделие в процессе подъема действуют только весовые и ветровые нагрузки.

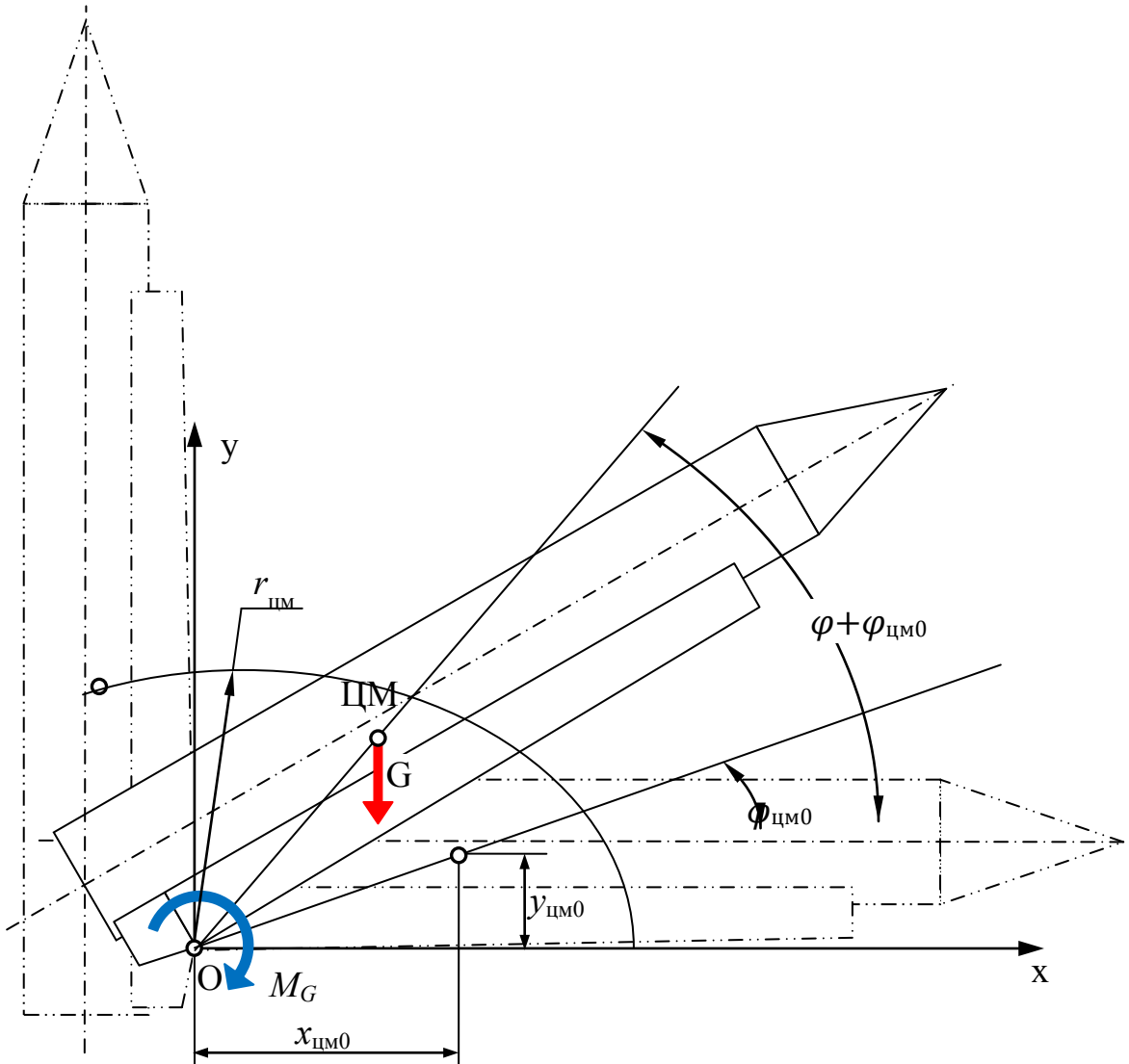


Рисунок 3. Расчетная схема определения момента силы тяжести

Момент силы тяжести, действующий на систему, определяется по расчетной схеме, приведенной на рисунке 3:

$$M_G = Gr_{\text{ЦМ}} \cos(\varphi + \varphi_{\text{ЦМ}0}),$$

$$r_{\text{ЦМ}} = \sqrt{x_{\text{ЦМ}0}^2 + y_{\text{ЦМ}0}^2},$$

$$\varphi_{\text{ЦМ}0} = \arctg(y_{\text{ЦМ}0}/x_{\text{ЦМ}0}),$$

где G – сила тяжести, действующая на систему; $r_{\text{ЦМ}}$ – расстояние от оси поворота до центра масс поднимаемой системы; φ – угол поворота системы; $\varphi_{\text{ЦМ}0}$ – начальный угол подъема

центра масс над горизонтом; $x_{цм0}, y_{цм0}$ - координаты центра масс системы в начальном (горизонтальном) положении.

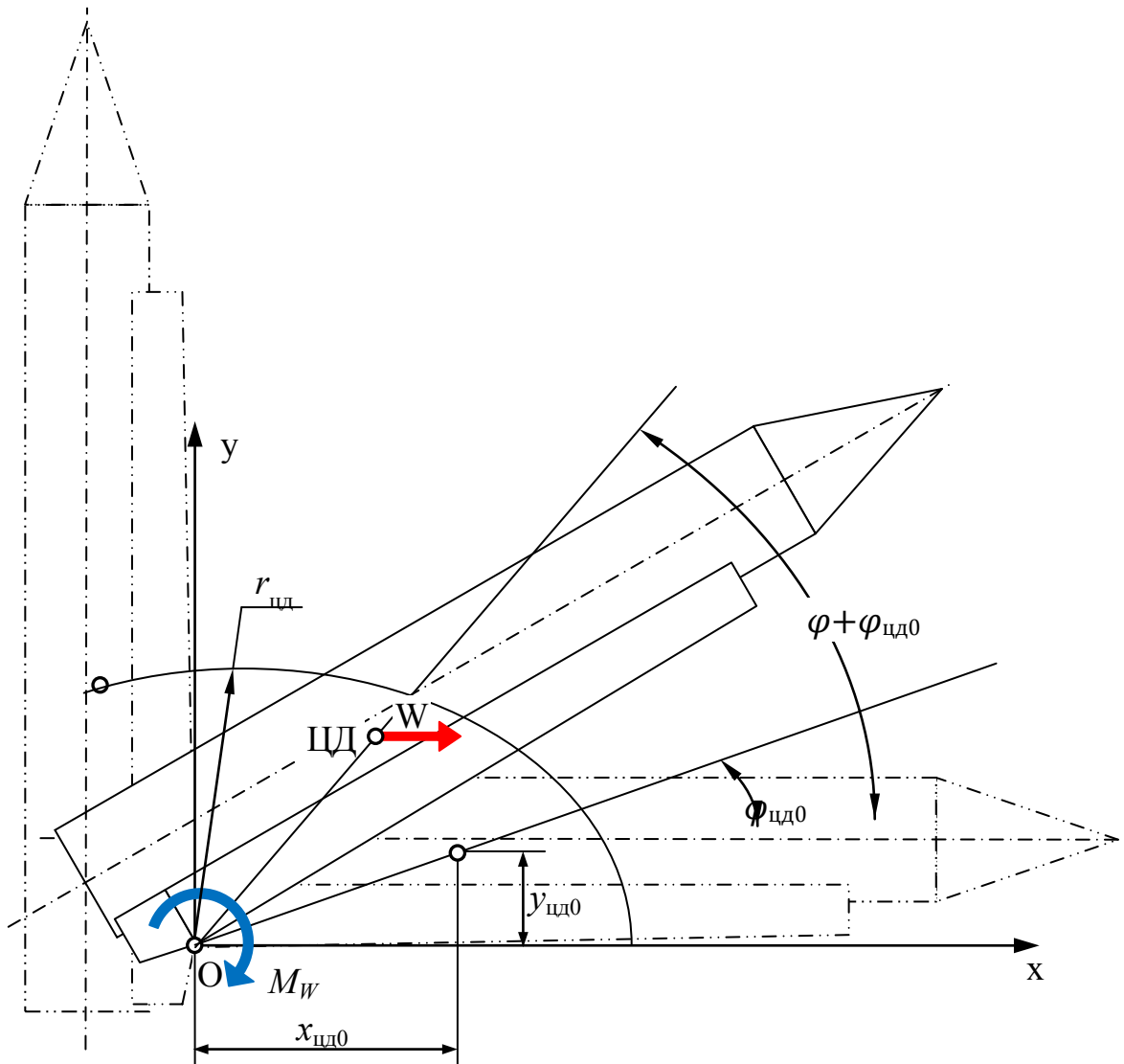


Рисунок 4. Расчетная схема определения момента силы ветровой нагрузки

Момент силы ветровой нагрузки, действующий на систему, определяется по расчетной схеме, приведенной на рисунке 4:

$$M_W = W r_{цд} \sin(\varphi + \varphi_{цд0}),$$

$$r_{цд} = \sqrt{x_{цд0}^2 + y_{цд0}^2},$$

$$\varphi_{цд0} = \arctg(y_{цд0}/x_{цд0}),$$

где W – сила ветровой нагрузки, действующая на систему; $r_{цд}$ – расстояние от оси поворота до центра масс поднимаемой системы; $\varphi_{цд0}$ – начальный угол подъема центра масс над горизонтом; $x_{цд0}, y_{цд0}$ – координаты центра масс системы в начальном (горизонтальном) положении.

Сила ветровой нагрузки W , действующая на систему, для наземного оборудования ракетных комплексов определяется согласно отраслевому стандарту [2]. Более подробные сведения по его использованию можно найти в работе [1].

В рамках данного домашнего задания силу ветровой нагрузки будем рассчитывать, пренебрегая сопротивлением поперечного сечения поднимаемой системы, по зависимости:

$$W = W_{max} \sin(\varphi)$$

где W_{max} – заданная максимальная ветровая нагрузка, действующая на систему в вертикальном положении.

Окончательно для расчета момента ветровой нагрузки получаем зависимость:

$$M_W = W_{max} r_{цд} \sin(\varphi) \sin(\varphi + \varphi_{цд0}).$$

В зависимости от направления ветра суммарный момент от нагрузок, действующих на систему, будет равен сумме или разности моментов силы тяжести и ветровой нагрузки:

$$M_{max}(\varphi) = M_G(\varphi) + M_W(\varphi); \quad (5)$$

$$M_{min}(\varphi) = M_G(\varphi) - M_W(\varphi). \quad (6)$$

Следует построить графики изменения $M_{max}(\varphi)$ и $M_{min}(\varphi)$ в зависимости от угла подъема системы φ (от 0° до 90°) и сделать на его основании вывод о диапазоне значений угла φ , в котором может потребоваться работа камеры противодействия при различных направлениях ветра. Пример таких графиков приведен на рисунке 5.

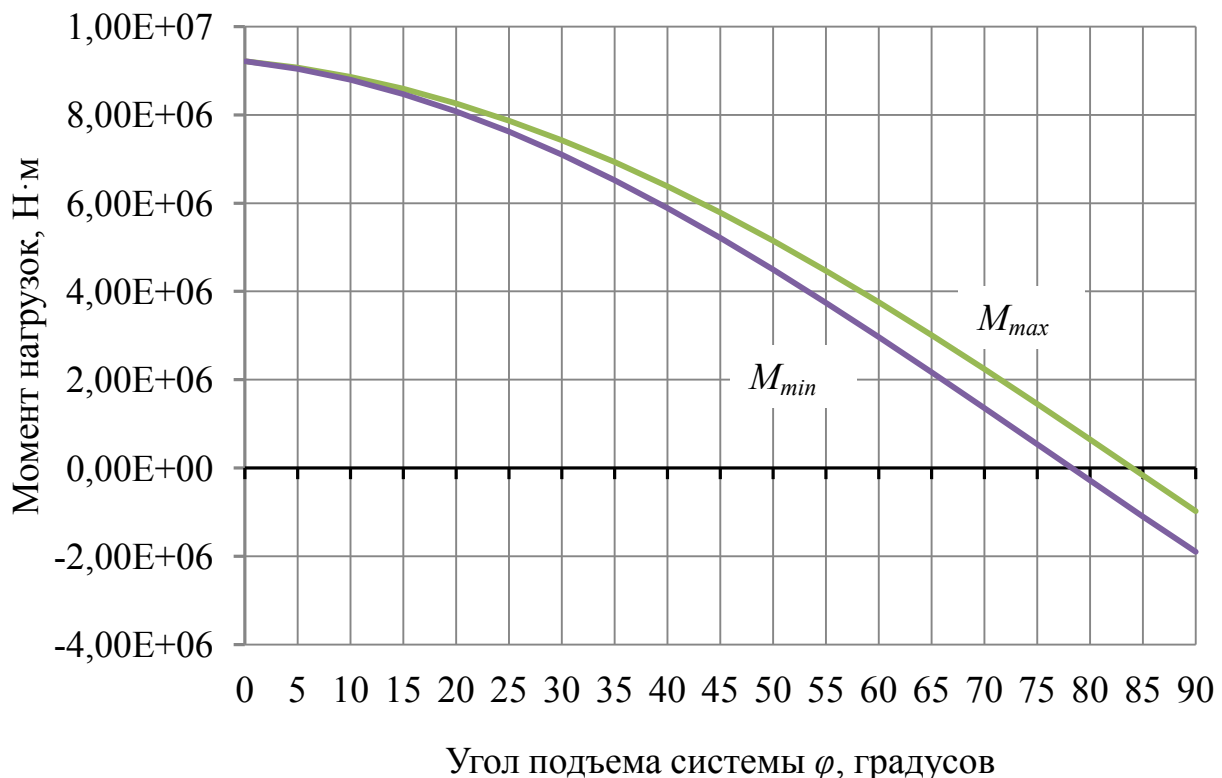


Рисунок 5. Пример графиков изменения максимального и минимального момента нагрузок, действующих на систему, в зависимости от угла ее подъема.

3. Определение оптимальных геометрических соотношений механизма подъема и диаметра поршня первой ступени гидроцилиндра

С учетом ранее принятых допущений движущий момент гидропривода M будем принимать численно равным и противоположно направленным суммарному моменту нагрузки, действующей на систему. В дальнейшем при расчете поршневых полостей гидроцилиндра следует брать максимальное с учетом знака значение движущего момента M_{max} , а при расчете штоковых полостей (камер противодействия) – минимальное M_{min} , так как камеры противодействия работают только при отрицательном движущем моменте.

Необходимый движущий момент M создает сила N (рисунок 6), прилагаемая к стреле этим гидроцилиндром. Плечо действия этой силы и сама сила являются переменными по мере подъема. Для минимизации затрат на гидропривод выгодно, чтобы максимальное значение силы N , развиваемой каждой из ступеней гидроцилиндра, при равных длине и кратности хода, было минимальным. При выполнении этого условия с учетом конструктивных ограничений гидроцилиндров можно использовать ступени меньшего диаметра и, соответственно, получить минимальные значения габаритов, массы и стоимости гидроцилиндра.

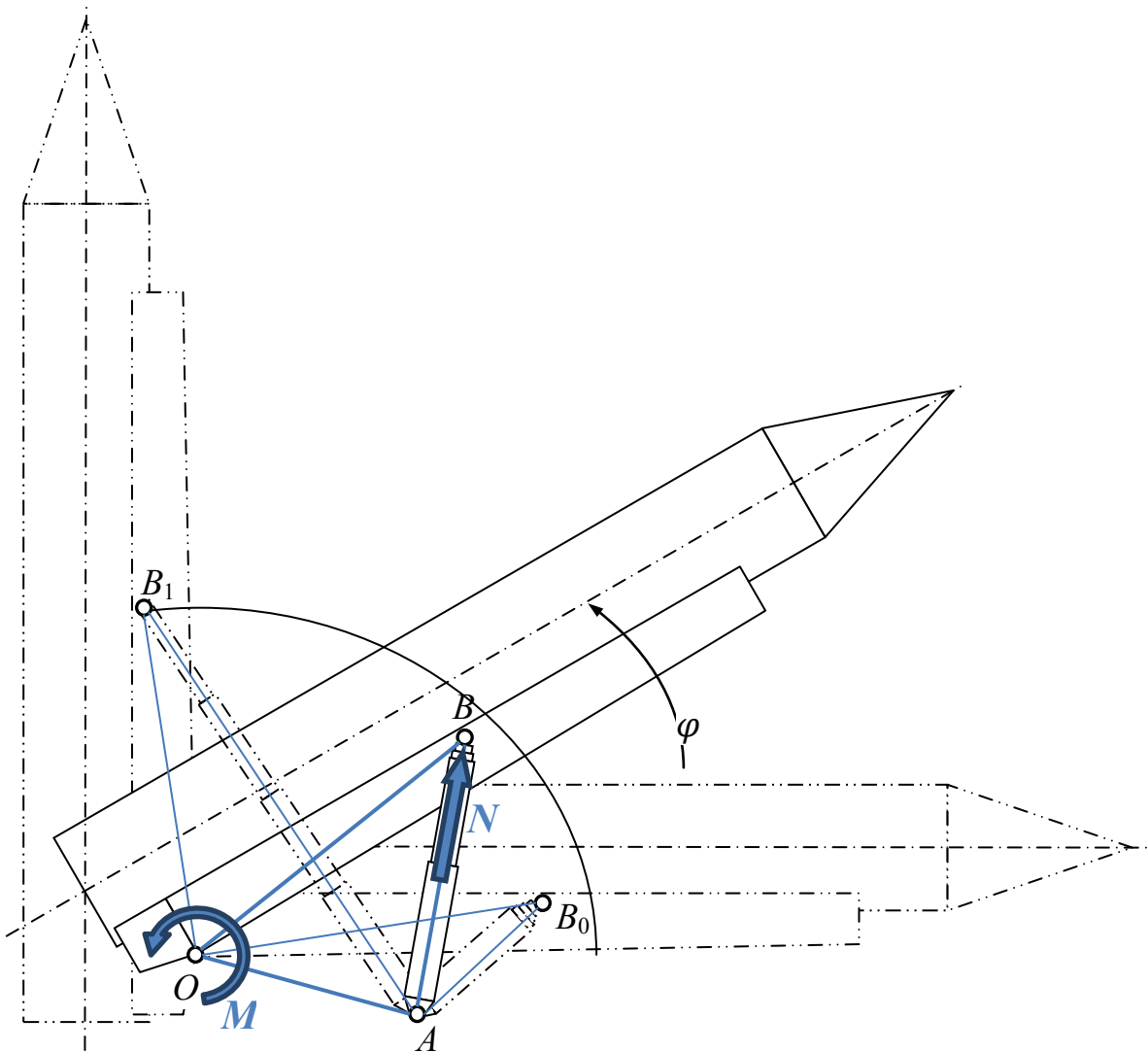


Рисунок 6. Схема работы гидроцилиндра механизма подъема

В дальнейших расчетах, так как геометрически подобные системы с гидроцилиндрами будут иметь одинаковую геометрическую эффективность, все размеры будем соотносить с начальной длиной гидроцилиндра L_0 . Обозначим:

$$a = OA/L_0$$

$$b = OB_0/L_0$$

$$k = AB/L_0$$

Тогда расчетная схема рассматриваемой системы примет вид, приведенный на рисунке 7. Именно такую схему следует привести в домашнем задании и использовать в расчетах.

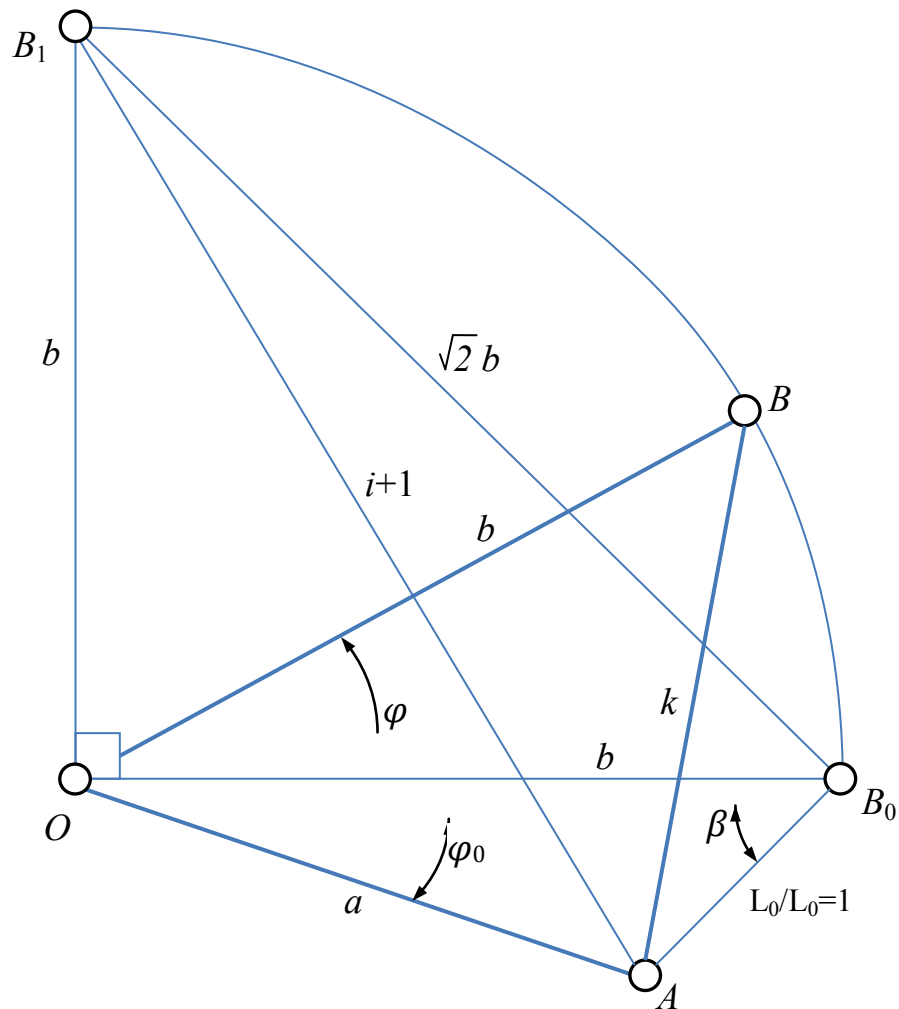


Рисунок 7. Расчетная схема работы гидравлического механизма подъема

Поскольку треугольник ΔOB_0B_1 является прямоугольным равнобедренным, то:

$$\angle OB_0B_1 = 45^\circ = \pi/4,$$

$$B_0B_1 = \sqrt{2}b.$$

И по теореме косинусов для треугольника ΔOB_0B_1 :

$$AB_1^2 = AB_0^2 + B_0B_1^2 - 2AB_0 \cdot B_0B_1 \cdot \cos(\beta + \pi/4),$$

$$(i + 1)^2 = 1 + 2b^2 - 2\sqrt{2}b \cdot \cos(\beta + \pi/4).$$

Решив полученное квадратное уравнение относительно b , получим:

$$b = \frac{\cos(\beta + \pi/4)}{\sqrt{2}} + \sqrt{\frac{(i + 1)^2 - 1 + \cos^2(\beta + \pi/4)}{2}}. \quad (7)$$

Из треугольника ΔOAB_0 по теореме косинусов:

$$a = \sqrt{1 + b^2 - 2b\cos(\beta)}. \quad (8)$$

Из треугольника ΔOAB_0 по теореме синусов определим угол:

[Оглавление](#)

$$\varphi_0 = \angle AOB_0 = \arcsin\left(\frac{\sin(\beta)}{a}\right). \quad (9)$$

Из рассмотрения треугольника ΔOAB по теореме косинусов получим:

$$k = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cdot \cos(\varphi + \varphi_0)}$$

$$\varphi(k) = \arccos\left(\frac{a^2 + b^2 - k^2}{2ab}\right) - \varphi_0. \quad (10)$$

Плечо действия силы N

$$h = L_0 a \cdot \sin \angle OAB$$

По теореме синусов:

$$h = L_0 ab \cdot \frac{\sin \angle OAB}{b} = L_0 ab \cdot \frac{\sin(\varphi + \varphi_0)}{k} = L_0 \frac{ab}{k} \sin(\varphi + \varphi_0)$$

Значение силы N можно получить из зависимости:

$$N = \frac{M}{h} = \frac{M}{L_0 \frac{ab}{k} \sin(\varphi + \varphi_0)}$$

Исходя из условия (3) следует, что длины хода ступеней гидроцилиндров находятся в том же соотношении, что и диаметры (2). Тогда в соответствии с зависимостью (1) определим значение k при полном выдвигении только его первой ступени из следующего уравнения:

$$(i - 1) = k_1 + (k_1 - 1)/1,26;$$

$$k_1 = (i + 1)/(1 + 1/1,26) = 2,4/(1 + 1/1,26) = 1,78.$$

С помощью этой величины и условия (3) можно выразить начальную длину гидроцилиндра через ход каждой из ступеней и ее диаметр:

$$L_0 = \frac{L_1}{k_1 - 1} = \frac{L_2}{i + 1 - k_1} = \frac{10D_1}{k_1 - 1} = \frac{10D_2}{i + 1 - k_1}.$$

Учитывая, что максимальная сила, развиваемая гидроцилиндром, равна произведению площади поршня на рабочее давление и механический к.п.д.:

$$N_j = \frac{\pi D_j^2}{4} \eta P$$

Получим для первой ступени гидроцилиндра:

$$\frac{\pi D_1^2}{4} \eta P = \frac{M_{max}}{\frac{10D_1}{k_1 - 1} \frac{ab}{k} \sin(\varphi + \varphi_0)}.$$

Требуемый диаметр поршня первой ступени в зависимости от k и β :

$$D_{1\beta kп}(\beta, k) = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k \cdot (k_1 - 1) \cdot M_{max}}{5 \pi \eta P ab \cdot \sin(\varphi + \varphi_0)}}. \quad (11)$$

Аналогично требуемый диаметр поршня второй ступени по условию обеспечения необходимой силы при работе поршневой полости:

$$D_{2\beta_{кп}}(\beta, k) = \sqrt[3]{\frac{2k \cdot (i + 1 - k_1) \cdot M_{max}}{5 \pi \eta P ab \cdot \sin(\varphi + \varphi_0)}}, \quad (12)$$

Учитывая условие (4), требуемый диаметр поршня второй ступени в зависимости от k и β по условию обеспечения необходимой силы при работе штоковой полости:

$$\frac{\pi D_2^2}{4\psi} \eta P = \frac{|M_{min}|}{\frac{10D_2}{i+1-k_1} \frac{ab}{k} \sin\varphi},$$

$$D_{2\beta_{кш}}(\beta, k) = \sqrt[3]{\frac{2k \cdot (i + 1 - k_1) \cdot \psi |M_{min}|}{5 \pi \eta P ab \cdot \sin(\varphi + \varphi_0)}}. \quad (13)$$

Учитывая условие (2), получим минимально допустимый диаметр поршня первой ступени по условию нормального функционирования второй ступени как максимальный из требуемых для штоковой и поршневой полостей:

$$D_{1\beta_{кш}}(\beta, k) = 1,25 \cdot \max[D_{2\beta_{п}}(\beta), D_{2\beta_{ш}}(\beta)]. \quad (14)$$

Поскольку диаметр поршня по мере выдвижения цилиндра меняться не может, то требуемый диаметр поршня первой ступени можно вычислить как максимальное значение $D_{1\beta k}(\beta, k)$ для всех допустимых k :

$$D_{1\beta}(\beta) = \max \left\{ \begin{array}{l} D_{1\beta_{кп}}(\beta, k) \text{ при } 1 \leq k \leq k_1 \\ D_{1\beta_{кш}}(\beta, k) \text{ при } k_1 \leq k \leq i + 1 \end{array} \right\}.$$

Тогда для решения задачи 2 данного домашнего задания необходимо решить задачу оптимизации значения варьируемого параметра β , при котором диаметр поршня первой ступени, являющийся целевой функцией, будет минимален:

$$D_1 = \min[D_{1\beta}(\beta)] \text{ при } 0 \leq \beta \leq \pi.$$

Поскольку при значениях β , близким к 0 и π , D_1 будет стремиться к бесконечности, будем рассматривать значения β от 5° до 175° . Для решения задачи не будем использовать методы спуска, а, проведя расчет для значений β с шагом 5° , построим график изменения D_1 в зависимости от β и выберем оптимальное значение β .

Для проведения непосредственного расчета гидроцилиндра необходимо для каждого значения β от 5° до 175° с шагом 5° построить с помощью программного комплекса *Microsoft Excel* или его аналога таблицу со следующими столбцами:

1-й столбец – значения k от 0 до 2,4 с шагом 0,1 и дополнительно добавленной между значениями 1,7 и 1,8 строкой $k = k_1 = 1,78$;

2-й столбец – значение β (во всех строках одинаковое);

[Оглавление](#)

- 3-й столбец – значение b (во всех строках одинаковое), вычисляемое по зависимости (7);
 4-й столбец – значение a (во всех строках одинаковое), вычисляемое по зависимости (8);
 5-й столбец – значение φ_0 (во всех строках одинаковое), вычисляемое по зависимости (9);
 6-й столбец – значение φ , вычисляемое по зависимости (10);
 7-й столбец – значение M_{min} , вычисляемое по зависимости (5);
 8-й столбец – значение M_{max} , вычисляемое по зависимости (6);
 9-й столбец – значение $D_{2\beta_{кп}}(\beta, k)$, вычисляемое только для $k = 1,78 \dots 2,4$ по зависимости (12);
 10-й столбец – значение $D_{2\beta_{кш}}(\beta, k)$, вычисляемое только для $k = 1,78 \dots 2,4$ по зависимости (13);
 11-й столбец – значение $D_{1\beta}(\beta, k)$, вычисляемое для $k = 1 \dots 1,7$ по зависимости (11), а для $k = 1,78 \dots 2,4$ по зависимости (14);

В ячейке под столбцом 11 с помощью функции МАКС() получаем значение $D_{1\beta}(\beta)$.

Далее переносим значения β и $D_{1\beta}(\beta)$ в отдельную таблицу, с помощью которой строим график изменения функции $D_{1\beta}(\beta)$ и выбираем оптимальное значение β , при котором функция $D_{1\beta}(\beta)$ достигает минимума. На основании хода графика и рядов предпочтительных диаметров поршней одноступенчатых гидроцилиндров из ГОСТ6540-68 [3] (таблица 3 Приложения) следует окончательно выбрать диаметр поршня первой ступени D_1 и сделать вывод о практически применимых диапазонах углов β (таких диапазонов может быть несколько). Также на основании анализа значений 9...11 столбцов полученных таблиц сделать вывод о том какие из условий выбора минимального диаметра поршня первой ступени D_1 играют ведущую роль на различных участках графика функции $D_{1\beta}(\beta)$.

Отметим, что хотя этот стандарт ГОСТ6540-68 [3] и не распространяется на телескопические цилиндры, но он определяет те типоразмеры, прежде всего, уплотнений труб, которые выпускаются серийно и, следовательно, могут быть применены в соответствующем телескопическом гидроцилиндре без необходимости производить эти изделия под заказ, что может существенно сократить стоимость разрабатываемого гидроцилиндра. Специальный ГОСТ на диаметры поршня, плунжера и штока для телескопических гидроцилиндров отсутствует.

4. Расчет прочих основных размеров гидропривода

Диаметр гидроцилиндра второй ступени можно получить из условия (2), так как при этом масса всего гидроцилиндра получится минимальной:

$$D_2 = D_1/1,25 .$$

Диаметр штока второй ступени:

$$d_{ш} = \sqrt{D_2^2/\psi} .$$

Полученные значения D_2 и $d_{ш}$ необходимо уточнить по значениям рядов предпочтительных диаметров, приведенных в Приложении.

Длины хода поршней первой и второй ступеней из условия (3):

$$L_1 = 10D_1;$$

$$L_2 = 10D_2.$$

Начальная длина гидроцилиндра:

$$L_0 = \frac{L_1}{k_1 - 1}.$$

Геометрические параметры OA и OB_0 :

$$OA = L_0 a(\beta),$$

$$OB_0 = L_0 b(\beta).$$

5. Требования к оформлению домашнего задания

Выполнение домашнего задания предпочтительно производится с помощью программного продукта *Microsoft Excel* или аналогичных ему программных продуктов.

Домашнее задание сдается на листах формата А4 в сброшюрованном и подписанном автором виде. Домашнее задание должно содержать титульный лист, оформленный согласно общим правилам оформления технической документации, и выводы, содержащие полученный результат в явной форме. Также в домашнем задании должны быть приведены: условие задания, исходные данные варианта расчета, основные расчетные зависимости, а также отражены результаты промежуточных вычислений в виде таблиц и графиков, указанные ранее.

Заключение

Полученные по результатам выполнения представленного домашнего задания компетенции в области геометрической оптимизации параметров гидравлического привода подъема стрелы установщика с многоступенчатыми гидроцилиндрами позволят не только улучшить качество проектирования механизмов подъема, но и получить представление о путях решения целого класса задач геометрической оптимизации. В наземном оборудовании такими задачами являются расчеты демпферов, систем подвода и отвода коммуникаций, систем амортизации и других. Поэтому вдумчивое выполнение домашнего задания для выполнившего его студента будет способствовать возрастанию конкурентоспособности во многих аспектах профессиональной деятельности.

Контрольные вопросы

1. В чем преимущество использования телескопических гидроцилиндров в приводах подъема?
2. Какие гидроцилиндры гидроприводов одинаковой мощности в общем случае легче и дешевле: короткие большого диаметра или длинные малого?
3. Что ограничивает количество ступеней гидроцилиндра?
4. Что ограничивает соотношение длины хода и диаметра поршня гидроцилиндра?
5. Для чего нужна камера противодействия в гидроцилиндре механизма подъема?
6. Существует ли ГОСТ на диаметры поршня, плунжера и штока для телескопических гидроцилиндров?

Список литературы

1. Новожилов Б.М. Расчет гидравлического привода механизма подъема стрелы с грузом. – М.: Изд-во МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1985 г.
2. ОСТ-92 «Агрегаты специального назначения. Нагрузка ветровая. Методика расчета».
3. ГОСТ6540-68 Гидроцилиндры и пневмоцилиндры. Ряды основных параметров.

Приложения

Таблица 1

Нагрузка от сил веса

Вариант	Весовая нагрузка, Н	Начальное положение центра масс, м	
		$x_{цм0}$	$y_{цм0}$
1	25000	4	1
2	62500	6,3	1,25
3	160000	10	2
4	400000	16	2,5
5	1000000	25	3
6	2500000	40	3,8
7	30000	4	1
8	75000	6,3	1,25
9	192000	10	2
10	480000	16	2,5
11	1200000	25	3
12	3000000	40	3,8
13	36000	4	1
14	90000	6,3	1,25
15	230000	10	2
16	576000	16	2,5
17	1440000	25	3
18	3600000	40	3,8
19	42500	4	1
20	108000	6,3	1,25
21	276000	10	2
22	690000	16	2,5
23	1750000	25	3
24	4320000	40	3,8

Рабочая ветровая нагрузка

Вариант	Максимальная ветровая нагрузка, Н	Положение центра ветрового давления при горизонтальном положении системы, м	
		$x_{цд0}$	$У_{цд0}$
а	5000	4	1
б	12500	6	1,25
в	32000	8	2
г	80000	12	2,5
д	150000	20	3
е	300000	25	3,8
ж	6000	4	1
и	15000	6	1,25
к	38400	8	2
л	96000	12	2,5
м	240000	20	3
н	400000	25	3,8
п	7200	4	1
р	18000	6	1,25
с	46000	8	2
т	115200	12	2,5
у	288000	20	3
ф	520000	25	3,8
х	8500	4	1
ц	21600	6	1,25
ш	55200	8	2
э	138000	12	2,5
ю	350000	20	3
я	600000	25	3,8

Стандартные диаметры цилиндра (поршня, плунжера, штока*) одноступенчатых гидроцилиндров по ГОСТ6540-68

Основной ряд, мм	Дополнительный ряд, мм	Основной ряд, мм	Дополнительный ряд, мм
10	-	100	-
-	-	-	110
12	-	125	-
-	-	-	140
16	-	160	-
-	-	-	180
20	-	200	-
-	-	-	220
25	-	250	-
-	-	-	280
32	-	320	-
-	36	-	360
40	-	400	-
-	45	-	450
50	-	500	-
-	56	-	560
63	-	630	-
-	70	-	710
80	-	800	-
-	90	-	900

*для штоков основной ряд содержит также значения 4; 5; 6 и 8 мм, а дополнительный – 14; 18; 22 и 28 мм.