

Научная статья
УДК 621.62

РАСЧЕТ СИЛ ТРЕНИЯ В ГИДРОЦИЛИНДРЕ ЦГ-30.20X93.22

**Сергей Николаевич Исаков¹, Валерий Павлович Сиваков²,
Александр Сергеевич Малых³**

¹⁻³ Уральский государственный лесотехнический университет,
Екатеринбург, Россия

¹ isakovsn@m.usfeu.ru

² sivakovvp@m.usfeu.ru

³ malykhas@m.usfeu.ru

Аннотация. В статье рассмотрены методики расчетов сил трения в элементах гидроцилиндра. Проведен эксперимент по определению реальной силы трения и сравнение его с расчетной силой.

Ключевые слова: уплотнения, гидроцилиндр, сила трения

Для цитирования: Исаков С. Н., Сиваков В. П., Малых А. С. Расчет сил трения в гидроцилиндре ЦГ-30.20x93.22 // Эффективный ответ на современные вызовы с учетом взаимодействия человека и природы, человека и технологий = Effective reaction to modern challenges of the interaction between human and nature, human and technologies : материалы XVI Международной научно-технической конференции. Екатеринбург: УГЛТУ, 2025. С. 280–288.

Original article

CALCULATION OF FRICTION FORCES IN A HYDRAULIC CYLINDER CG-30.20X93.22

Sergey N. Isakov¹, Valery P. Sivakov², Alexander S. Malykh³

¹⁻³ Ural State Forest Engineering University, Ekaterinburg, Russia

¹ isakovsn@m.usfeu.ru

² sivakovvp@m.usfeu.ru

³ malykhas@m.usfeu.ru

Abstract. The article discusses methods for calculating friction forces in hydraulic cylinder elements. An experiment was conducted to determine the actual friction force and compare it with the calculated force.

© Исаков С. Н., Сиваков В. П., Малых А. С., 2025

Keywords: seals, hydraulic cylinder, friction force

For citation: Isakov S. N., Sivakov V. P. Malykh A. S. (2025) Raschet sil treniya v gidrocilindre CG-30.20H93.22 [Calculation of friction forces in a hydraulic cylinder CG-30.20x93.22]. Effektivnyi otvet na sovremennye vyzovy s uchetom vzaimodeistviya cheloveka i prirody, cheloveka i tekhnologii [Effective reaction to modern challenges of the interaction between human and nature, human and technologies] : proceedings of the XVI International Scientific and Technical Conference. Ekaterinburg : USFEU, 2025. P. 280–288. (In Russ).

Обзор литературы по расчету гидроцилинров показал, что в расчете требуется учитывать КПД гидроцилиндра, которое находится в интервале от 0,85 до 0,98. Некоторые источники рекомендуют принимать не менее 0,93 [1].

В работе [2] приводятся методики расчета механического и полного КПД. Механический КПД цилиндра η рассчитывается по формуле

$$\eta = \frac{N}{N_1}; \tag{1}$$

$$N = N_1 - N_T;$$

$$\eta = 1 - \frac{N_1}{N_T} = 1 - \frac{p_3 - p_2 \cdot \frac{F_2}{F_1}}{p_0 - \Delta p};$$

$$p_3 = \frac{\sum T}{F_1};$$

$$\eta = 1 - \frac{\sum T + p_2 \cdot F_2}{p_0 - \Delta p},$$

где N – индикаторная мощность силового поршня;

N_1 – мощность, реализуемая в силовом гидроцилиндре;

N_T – мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в гидроцилиндре и преодоление сил от противодействия;

p_0 – давление в силовом гидроцилиндре;

p_2 – противодействие;

Δp – потеря давления в магистрали;

F_1 – площадь поршня;

F_2 – площадь противодействия;

$\sum T$ – сумма сил трения в гидроцилиндре.

Значительный интервал КПД объясняется широким рядом типов и размеров гидроцилиндров, а также разнообразием рабочих сред. По указанным причинам расчетное и экспериментальное определение сил трения и мощности, расходуемой на преодоление сил трения для отдельных типоразмеров гидроцилиндров, является актуальной задачей.

В данной работе рассмотрим расчетное и экспериментальное определение сил трения в гидроцилиндре ЦГ-30.20х93.22.

Чертеж гидроцилиндра марки ЦГ-30.20х93.22 [3] представлен на рис. 1. Подвижное звено – шток 1, который удерживается в корпусе 8 гайкой 2. Центровка осуществляется с помощью втулки 4. Жидкость подается через штуцеры 3 и 12. Для предотвращения затягивания «уличной» грязи в цилиндр при втягивании штока установлено грязесъемное кольцо 5, а для уплотнения данного подвижного соединения используется манжета 7. Элемент, воспринимающий давление жидкости идвигающий шток, – это поршень 9, который также уплотнен двумя манжетами 10 для избежания перетока жидкости внутри цилиндра. Опорное кольцо (направляющее) 11 не дает поршню перекашиваться в корпусе. Крепление корпуса и штока осуществляется через проушины 13.

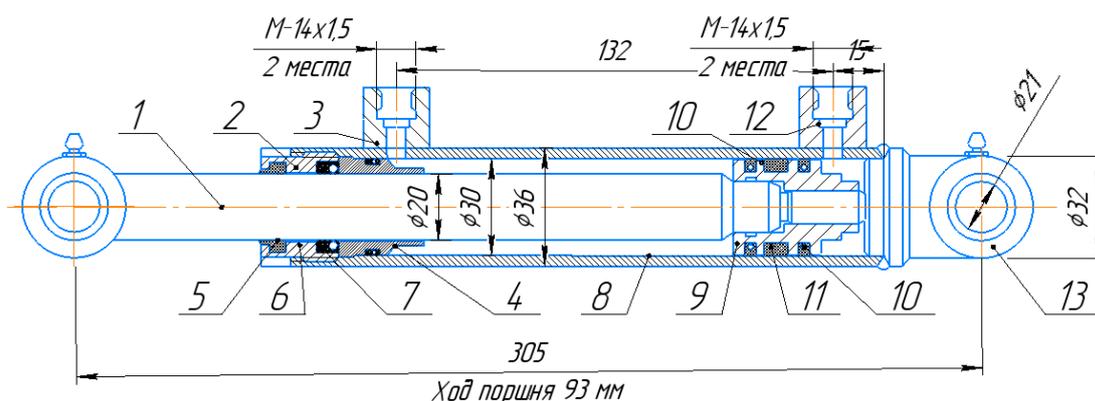


Рис. 1. Чертеж гидроцилиндра: 1 – шток; 2 – гайка; 3 – штуцер; 4 – втулка; 5 – грязесъемник; 6 – гайка; 7 – манжета; 8 – корпус гидроцилиндра; 9 – поршень; 10 – манжета; 11 – кольцо; 12 – штуцер; 13 – проушина

Суммарная сила трения в гидроцилиндре будет зависеть от типов и количества уплотняющих или направляющих элементов.

В гидроцилиндре ЦГ-30.20х93.22 для очистки штока используется грязесъемное кольцо (рис. 2), а для уплотнения данного узла – манжета (рис. 3). Манжетное уплотнение также герметизирует поршень в корпусе, а направляет его опорное кольцо.

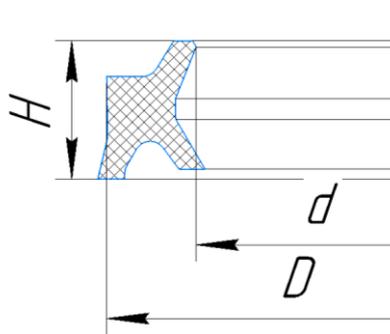


Рис. 2. Грязесъемное кольцо

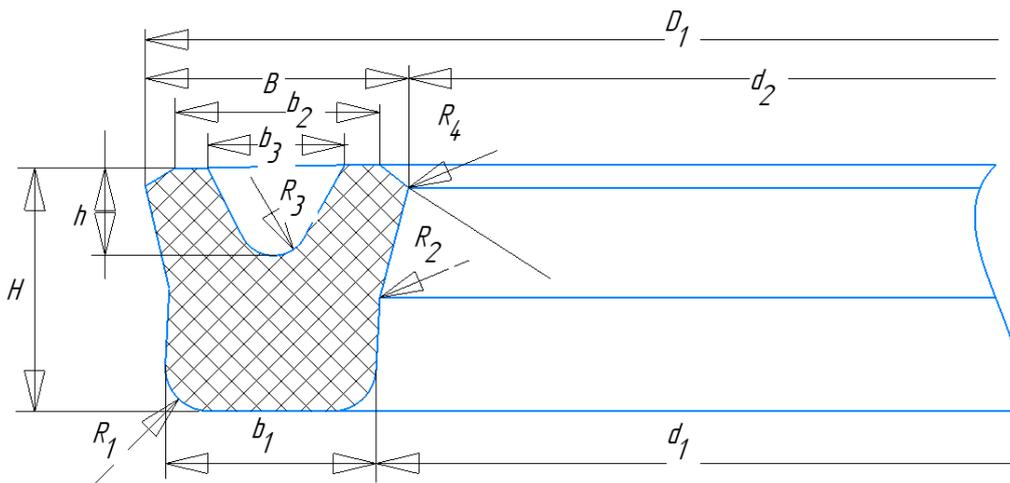


Рис. 3. Манжета

При подводе давления к манжете лепестки ее разжимаются с дополнительным усилием, кг, которое создает трение манжеты о стенки корпуса гидроцилиндра [2].

$$T = \mu r \pi d h, \quad (2)$$

где $\mu = 0,1$ – коэффициент трения для резины;

r – давление жидкостив кг/м²;

d – диаметр цилиндра (вала) в см;

h – высота активной части манжеты в см.

Но есть методики, в которых учтено контактное давление как самой манжеты, так и поджатия от давления жидкости [1]

$$F_{mp} = \pi D H (p - p_k) \mu z, \quad (3)$$

где D – диаметр уплотняемой поверхности, мм;

H – ширина манжеты, мм;

p – давление жидкости, МПа;

$p_k = 2,5 \text{ МПа}$ – контактное давление самой манжеты;

$\mu = 0,1 \dots 0,13$ – коэффициент трения;

z – количество манжет.

Сила трения в направляющих поршня гидроцилиндра (опорного кольца [1])

$$F_{mp} = f_1 G = f_2 mg, \quad (4)$$

$f_1 = 0,05 \dots 0,08$ – коэффициент трения в направляющих свыше 0,2 м/с;

$f_2 = 0,1 \dots 0,12$ – коэффициент трения в направляющих меньше 0,2 м/с.

В современных математических пакетах имеются модули для расчета и моделирования гидравлических систем. В этих модулях трение в гидравлических цилиндрах задается элементом Cylinder Friction (рис. 4) и описывается нижеприведенными формулами [4].

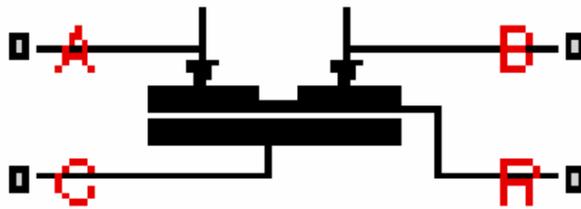


Рис. 4. Элемент Cylinder Friction

$$F = F_c (1 + (K_{brk} - 1) \exp(-c_v |v|)) \operatorname{sign}(v) + f_{vfr} v, \quad (5)$$

$$F_c = F_{pr} + f_{cfr} (p_A - p_B), \quad (6)$$

где F – сила трения;

F_c – сила трения Кулона;

F_{pr} – предварительная нагрузка;

f_{cfr} – коэффициент трения Кулона;

p_A, p_B – давление в поршневой и штоковой полостях цилиндра;

K_{brk} – отрывной коэффициент;

c_v – коэффициент, используемый для аппроксимации перехода между статическим трением и трением Кулона;

v – относительная скорость;

f_{vfr} – коэффициент вязкого трения.

Структурная схема гидроцилиндра представлена на рис. 5.
 Силы F_1 и F_3 – силы трения в манжетах поршня,
 F_2 – силы трения направляющей.
 Силы F_4 и F_5 – силы трения манжеты и грязеъемника штока,
 $F_{двиг}$ – движущая сила.

Расчет производится исходя из ряда допущений:

- не учтены динамические нагрузки;
- сила трения не зависит от скорости перемещения;
- не учтены вязкостные сопротивления;
- не учтена сила трения покоя.

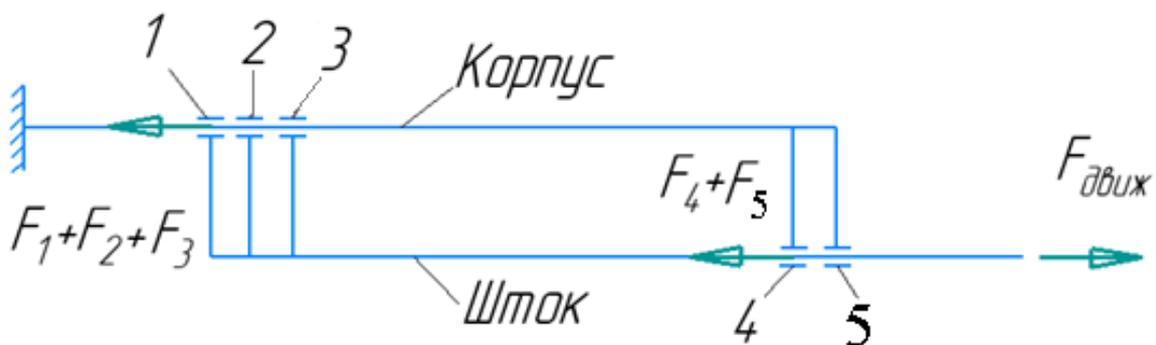


Рис. 5. Структурная схема гидроцилиндра:
 1 и 3 – манжеты поршня; 2 – направляющее кольцо;
 4 – манжета корпуса; 5 – грязеъемник

Определим расчетные силы трения из рассмотренных выше методик для гидроцилиндра ЦГ-30.20 × 93.22.

Сила трения между манжетой поршня и корпусом. Так как расчеты производятся для гидроцилиндра без жидкости, то и силы поджатия учитываться не будут:

$$F_1 = F_3 = \pi DH (p + p_k) \mu z = 3,14 \cdot 30 \cdot 6 \cdot (0 + 2,5) \cdot 0,13 \cdot 1 = 184 \text{ Н},$$

где $D = 30$ – диаметр уплотняемой поверхности, мм;

$H = 6$ – ширина манжеты, мм;

$p = 0$ – давление жидкости, МПа;

$p_k = 2,5$ – контактное давление самой манжеты[1], МПа;

$\mu = 0,13$ – коэффициент трения;

$z = 1$ – количество манжет.

Сила трения направляющего кольца поршня в корпусе:

$$F_2 = f_1 \left(m_n + \frac{m_{um}}{2} \right) g = 0,12 \left(0,27 + \frac{0,61}{2} \right) 9,8 = 0,68 \text{ Н,}$$

где $f_1 = 0,12$ – коэффициент трения направляющего кольца о корпус цилиндра для скоростей до 0,2 м/с;

$m_n = 0,27$ – масса поршня, кг;

$m_{um} = 0,61$ – масса штока, кг;

Сила трения между манжетой корпуса и штоком

$$F_4 = \pi d H (p + p_k) \mu z = 3,14 \cdot 20 \cdot 5 \cdot (0 + 2,5) \cdot 0,13 \cdot 1 = 102 \text{ Н,}$$

где $d = 20$ – диаметр уплотняемой поверхности, мм;

$H = 5$ – ширина манжеты, мм;

$p = 0$ – давление жидкости, МПа;

$p_k = 2,5$ – контактное давление самой манжеты[1], МПа;

$\mu = 0,13$ – коэффициент трения;

$z = 1$ – количество манжет.

Сила трения между грязесъемным кольцом и штоком

$$F_5 = \pi d H p_{zp} \mu z = 3,14 \cdot 20 \cdot 2 \cdot 1,52 \cdot 0,13 \cdot 1 = 62 \text{ Н,}$$

где $d = 20$ – диаметр уплотняемой поверхности, мм;

$H = 2$ – ширина контакта, мм;

$\mu = 0,13$ – коэффициент трения;

$z = 1$ – число манжет;

p_{zp} – удельное давление в зоне уплотнения из-за начальной деформации грязесъемника рассчитывается следующим образом:

$$p_{zp} = 1,5 E \varepsilon \frac{\left(\frac{d}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_2}{2}\right)^2}{2 \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = 1,5 \cdot 600 \cdot 10^6 \cdot 0,052 \cdot \frac{(0,01)^2 - (0,0095)^2}{2 \cdot (0,01)^2 + (0,0095)^2} = 1,52 \text{ МПа}$$

$$\varepsilon = \frac{d - d_2}{d_2} = \frac{20 - 19}{19} = 0,052,$$

где $E = 600$ МПа – модуль упругости материала грязесъемника;

$d_2 = 19$ – внутренний диаметр манжеты в свободном состоянии, мм.

Из-за того, что цилиндр расположен вертикально, силы трения между направляющим кольцом и корпусом не будет $F_2 = 0\text{Н}$.

Суммарная сила трения в гидроцилиндре:

$$F_{\text{сум}} = F_1 + F_3 + F_4 + F_5 = 184 + 184 + 102 + 62 = 533\text{Н} = 54,3 \text{ кгс}.$$

Для проверки адекватности метода расчета по принятым моделям был произведен эксперимент на разрывной машине 2055P-0,5, схема которой представлена на рис. 5.

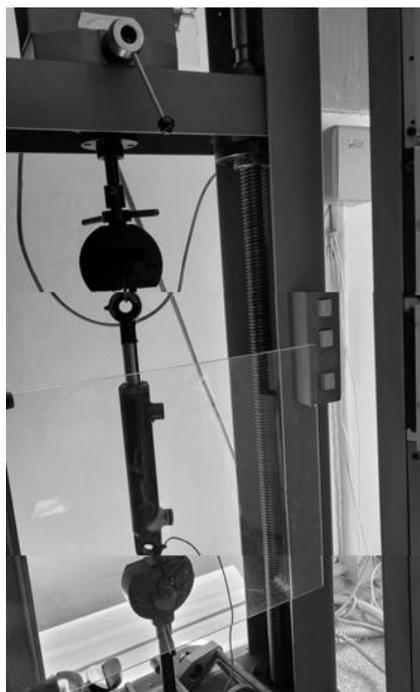


Рис. 5. Фото установленного гидроцилиндра на разрывной машине

Измерения показали, что сила трения на верхнем подвесе лежит в диапазоне от 27,7 до 36,8 кгс. Учитывая то, что на подвес кроме силы трения действует еще и сила тяжести гидроцилиндра (вес гидроцилиндра 3,6 кгс), сила трения в гидроцилиндре составит от 24,1 кг до 33,2 кг.

Возможно это связано с тем, что коэффициенты трения приняты справочные. Плюс, при проведении эксперимента ярко наблюдалась повышенная сила страгивания, которая вызвана прилипанием (адгезией) элементов уплотнений.

Установлено, что максимальная экспериментально определенная сила трения (24,1...31 кгс) меньше расчетной, выполненной по типовым методикам, и равна 54,3 кгс на (42–57 %).

Выводы

1. Для определения сил трения в полном факторном эксперименте, а также в серийном производстве гидроцилиндров целесообразно применять экспериментально измеренные.

2. При срочном изготовлении, а также в производстве гидроцилиндров маленькими сериями можно применять типовую методику расчета сил трения.

Список источников

1. Гидроцилиндры : учебно-методическое пособие / Д. Ю. Воронов, В. В. Волосков, А. О. Драчев, О. В. Бойченко. Тольятти : ТГУ, 2011. 72 с.

2. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. Конструкции и расчет. М. : Машиностроение, 1966. 191 с.

3. Малых А. С., Исаков С. Н., Сиваков В. П. Классификация и расчет уплотнений в гидроцилиндрах // Научное творчество молодежи – лесному комплексу России : материалы XX Всероссийской (национальной) научно-технической конференции, Екатеринбург, 01–14 апреля 2024 года. Екатеринбург : Уральский государственный лесотехнический университет, 2024. С. 764–767. EDN AOQXCO.

4. Руппель А. А., Сагандыков А. А., Кoryтов М. С. Моделирование гидравлических систем в Matlab : учебное пособие. Омск : Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, 2009. 172 с.

5. Уплотнения соединений вращательного движения. URL: http://http://www.gaps.tstu.ru/win-1251/lab/sreda/togaps/6/TO_Ip/2_4.html (дата обращения 27.09.2024).

References

1. Hydraulic cylinders: studies.-the method. the manual / D. Y. Voronov, V. V. Voloskov, A. O. Drachev, O. V. Boychenko. Tolyatti : TSU, 2011. 72 p.

2. Marutov V. A., Pavlovsky S. A. Hydraulic cylinders. Construction and calculation. M. : Mashinostroenie, 1966. 191 p.

3. Malykh A. S., Isakov S. N., Sivakov V. P. Classification and calculation of seals in hydraulic cylinders // Scientific creativity of youth to the forest complex of Russia : materials of the XX All-Russian (national) Scientific and technical conference, Yekaterinburg, April 01–14, 2024. Yekaterinburg : Ural State Forestry Engineering University, 2024. P. 764–767.

4. Marutov V. A., Sagandykov A. A., Korytov M. S. Hydraulic cylinders. Ruppel, A. A. Modeling of hydraulic systems in Matlab : a textbook. Omsk : Siberian State Automobile and Road Academy, 2009. 172 p.

5. Seals of rotational motion joints. URL: http://http://www.gaps.tstu.ru/win-1251/lab/sreda/togaps/6/TO_Ip/2_4.html (accessed: 09.27.2024).