



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ  
УПРАВЛЕНИЕ ЦИФРОВЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ  
Кафедра «Эксплуатация транспортных средств и логистика»

**Учебно-методическое пособие**  
для выполнения лабораторных работ  
по дисциплине

## **«Грузоподъемные машины и оборудование»**

### **Часть 2**

Авторы  
Зайцева М. М.,  
Веремеенко А. А.,  
Веремеенко Е. Г.,  
Мегера Г. И.

Ростов-на-Дону, 2019

## Аннотация

Грузоподъемные машины и оборудование. Часть 2: методические указания для проведения лабораторных занятий для обучающихся по направлению 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства».

## Авторы

к.т.н., доцент кафедры «ЭТСиЛ» Зайцева М.М.  
к.т.н., доцент кафедры «АД» Веремеенко А.А.,  
к.т.н., доцент кафедры «ОПД» Веремеенко Е.Г.,  
ст. преподаватель кафедры «ЭТСиЛ» Мегера Г.И.





## Оглавление

Введение	4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОВОЙ ЛЕБЕДКИ	5
ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОК О ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ	8
Список литературы	12

## ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные машины являются высокоэффективным средством механизации погрузочно-разгрузочных работ. Их применение сокращает объем использования тяжелых ручных работ и способствует повышению производительности труда. Поэтому создание новых, современных грузоподъемных машин и модернизация существующих является одной из актуальных задач нашего времени. При этом работы должны проводиться в направлении:

- увеличения производительности машин;
- интенсивности использования машин;
- полного соблюдения технических условий и правил безопасной эксплуатации;
- повышения степени автоматизации управления машинами;
- снижения их энерговооруженности и металлоемкости;
- применения высокопрочных и износостойких современных материалов;
- обеспечения требуемого уровня эксплуатационной надежности;
- улучшения условий труда технического персонала;
- обеспечение сохранности окружающей среды.

Специалисты, работающие в грузовых подразделениях должны в совершенстве знать конструкции погрузочно-разгрузочных машин, кинематические схемы, технические условия и правила их безопасной эксплуатации, а также основные методы расчета составных элементов машин. Эти работники призваны умело руководить эксплуатацией парка погрузочно-разгрузочных машин, определять наиболее рациональные методы использования их технических параметров, а также рекомендовать пути совершенствования и модернизации.

В методических указаниях даны общие сведения об изучаемых объектах, расчет основных параметров, проводится последовательность выполнения практической части работ.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОВОЙ ЛЕБЕДКИ

### Лабораторная работа № 4

#### Цель работы

Познакомиться с помощью лабораторной работы с конструкцией грузовой лебедки, закрепить знания по основам расчета (общего) механизмов подъема, приобрести первоначальные практические навыки оценки главных параметров грузовых лебедок.

#### Общие положения

В практике эксплуатации грузоподъемных машин иногда возникает необходимость оценки возможности использования данной грузовой лебедки, не имеющей технической документации с указанием ее параметров, для каких-то конкретных условий (определенный режим работы, масса поднимаемого груза, высота подъема).

В этом случае рассматривают параметры составных частей лебедки: двигателя, тормоза, редуктора, барабана, каната, а затем – и главные выходные параметры всей лебедки: скорость навивки каната, максимальное тяговое усилие и длину каната.

Расчет параметров производят после определения типов и марок составных частей и элементов (замер длин, диаметр и пр.), используя расчетные формулы, в том числе и зависимости, установленные Госгортехнадзором [2].

#### Порядок выполнения работы

1. Составление кинематической схемы лебедки по ее общему виду (рис.1)

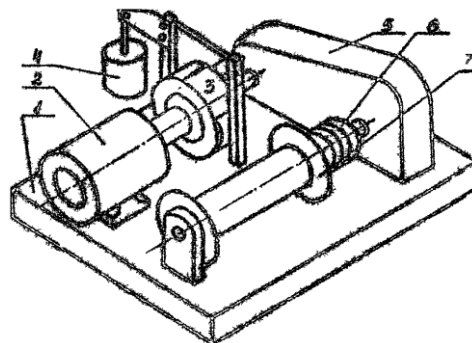


Рис. 1. Общий вид лебедки:

1 – рама; 2 – двигатель; 3 – муфта с тормозным шкивом; 4 – тормоз; 5 – редуктор; 6 – муфта; 7 – барабан

2. Определение параметров составных частей лебедки. Полученные данные сводят в табл. 1.

**Параметры составных частей лебедки**

Таблица 1

Наименование составной части	Параметры
Двигатель	Мощность – $N = \dots$ кВт Скорость вращения – $n_d = \dots$ 1/с
Тормоз	Максимальный тормозной момент – $MT =$
Муфта с тормозным шкивом	Рабочий момент – $M = \dots$ НМ
Редуктор	Межосевое расстояние – $A = \dots$ мм. Передаточное число – $i = \dots$ Максимальная передаточная мощность $NP$ , соответствующая скорости вращения двигателя ∴ Режим работы: легкий $NP = \dots$ кВт средний $NP = \dots$ кВт тяжелый $NP = \dots$ кВт
Муфта	Рабочий момент – $M = \dots$
Барабан	Диаметр – $D = \dots$ мм Длина – $l = \dots$ мм

При расчете параметров двигателя, если нельзя установить значения  $N$  и  $n_d$  по табличке на двигателе, указав его тип (короткозамкнутый МТК или с фазным ротором МТ), измеряют диаметр и длину посадочной части вала, основные габаритные и присоединительные размеры и по таблицам на крановые двигатели определяют марку двигателя, а следовательно, значения  $N$  и  $n_d$ . Определение общих параметров лебедки. К основным параметрам относятся скорость  $V$  навивки каната на барабан и максимально возможное усилие  $T$  в канате, м/с.

$$\text{Скорость } V = \frac{\dot{A}_a \cdot \omega_a}{2i}$$

Усилие  $T$  ограничивается либо мощностью  $N$  двигателя, либо мощностью  $NP$  редуктора. Поэтому в расчет нужно вводить меньшую из этих мощностей, т. е. крутящий момент на барабане, Н · м,

$$N_a = 1000 \frac{N \cdot i \cdot h}{\omega_a} \cdot i \quad H \quad \text{или} \quad \dot{I}_a = 1000 \frac{N_p \cdot i \cdot h}{\omega_a},$$

где  $h = 0,9$  – КПД механизма лебедки, а тяговое усилие

$$T \cong \frac{2M}{\dot{A}_a},$$

Если  $Np < N$ , т. е. имеет место ограничения тяговой мощности по редуктору, нужно определить величину  $T$  для различных режимов работы: легкий режим  $T = \dots H$ , средний режим  $T = \dots H$ , тяжелый режим  $T = \dots H$ .

### 3. Выбор диаметров канатов

По величине максимального тягового усилия  $T$  для всех трех режимов работы – Л, С, Т – подбирают канаты. Канаты следует брать типов ЛК ЛКР, ЛКО в соответствующих таблиц ГОСТов [3].

Величина разрывного усилия канатов  $Pp = T \cdot K$ , где  $K$  коэффициент запаса прочности каната [2].

Диаметр выбранных канатов проверяют на соответствие их диаметру барабана, как это требуется по правилам госгортехнадзора [2]. Определение канатоемкости барабана [3]. Для всех трех канатов (трех режимов работы) разных диаметров определяют максимальные длины канатов, которые могут быть навиты на барабан с учетом длины и диаметра. Следует вести расчет на многослойную навивку. Нужно помнить, что максимальное количество слоев навивки ограничивается высотой бортов барабана.

Число слоев навивки  $m$  и максимальную длину каната  $L$  рассчитывают. Проверка достаточности момента тормоза для удара груза. Определяют необходимый статический тормозной момент  $H \cdot m$ , соответствующий максимальной величине тягового усилия  $T$ :

### Содержание отчета

1. Кинематическая схема лебедки.
2. Таблица «Параметры составных частей лебедки» (см. табл. 1).
3. Расчеты (следует приводить только формулы, подстановку в них численных данных и результаты расчета без излишних текстовых пояснений).
4. Сводная таблица.

### Основные параметры лебедки в зависимости от режима работы

Таблица 2

Режим работы	Скорость навивки	Тяговое усилие,	Диаметр каната,	Длина каната
Легкий				
Средний				
Тяжелый				

### 5. Общие выводы по лабораторной работе.

## ОПЫТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КОЛОДОК О ТОРМОЗНОЙ ПУТЬ

### Лабораторная работа № 5

#### Цель работы

Опытным путем определить коэффициент трения  $f$  тормозных колодок о рабочую поверхность шкива.

#### Общие положения

Коэффициент трения  $f$  колодок о тормозной шкив для колодочных тормозов является очень важной характеристикой, поскольку прежде всего он определяет величину тормозного момента  $M_T$ .

Для каждого конкретного тормоза  $f$  зависит от материалов тормозных накладок и тормозного шкива, состояния поверхностей трения, относительной скорости трущихся поверхностей, их температуры и др.

Поэтому численное значение  $f$  в каждом конкретном случае находят только опытным путем.

Известна [1. с. 181] зависимость,  $f$  для двухколодочного тормоза от других его параметров (рис. 2):

Усилие  $P_n$  в любой пружине определяется ее длиной  $l_n$  в данный момент и может быть найдено по графику (рис. 7), который далее будем называть тарировочным графиком, или по формуле

$$P_n = (l_{\text{нн}} - l_n) \cdot C,$$

где  $l_{CB}$  – свободная длина пружины;  $C$  – коэффициент жесткости пружин.

Коэффициент жесткости цилиндрической пружины находят по известной из курса деталей машин теоретической формуле, Н/м,

$$C = \frac{C \cdot d}{B \cdot D_{CP} \cdot Z},$$



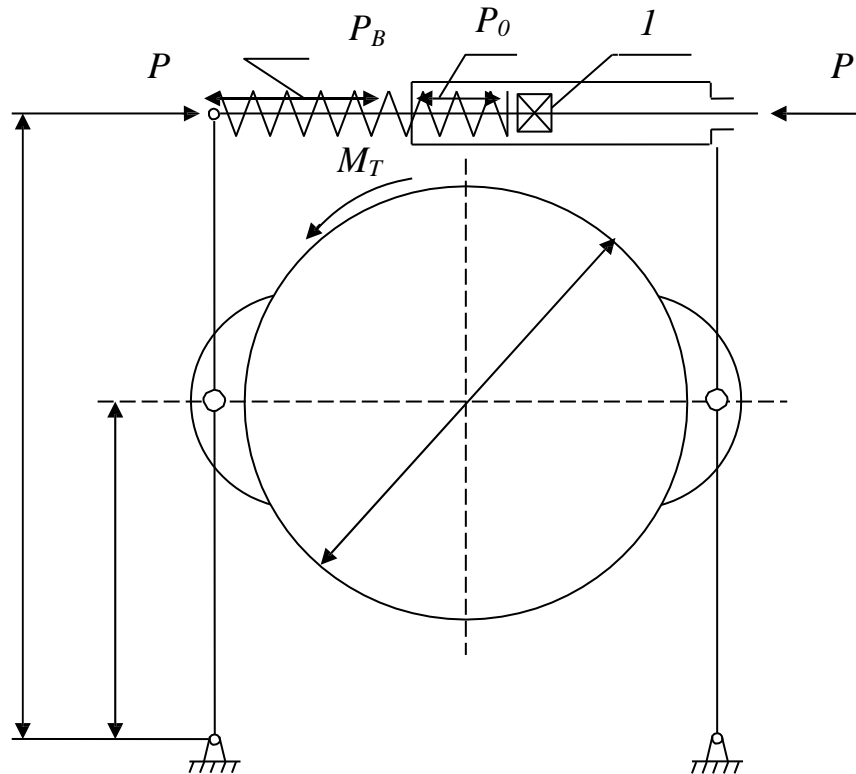


Рис. 2. Схема двухколодочного тормоза:  
 1 – гайка регулировочная;  $P_0$  – усилие в основной пружине;  
 $P_B$  – усилие во вспомогательной пружине;  $M_T$  – тормозной момент

где  $G = 8 \cdot 10^4$  МПа – модуль сдвига;  $d$  – диаметр проволоки пружины, м;  $D_{CP}$  – средний диаметр пружины, м;  $Z$  – число витков пружины.

Таким образом, если измерить длины основной и вспомогательной пружин в свободном состоянии  $l_{CB}$  и длины в рабочем состоянии  $l_n$ , то величины усилий  $P_n = P_0$  и  $P_n = P_B$  легче найти по тарировочному графику (рис. 3) или по формуле (2).

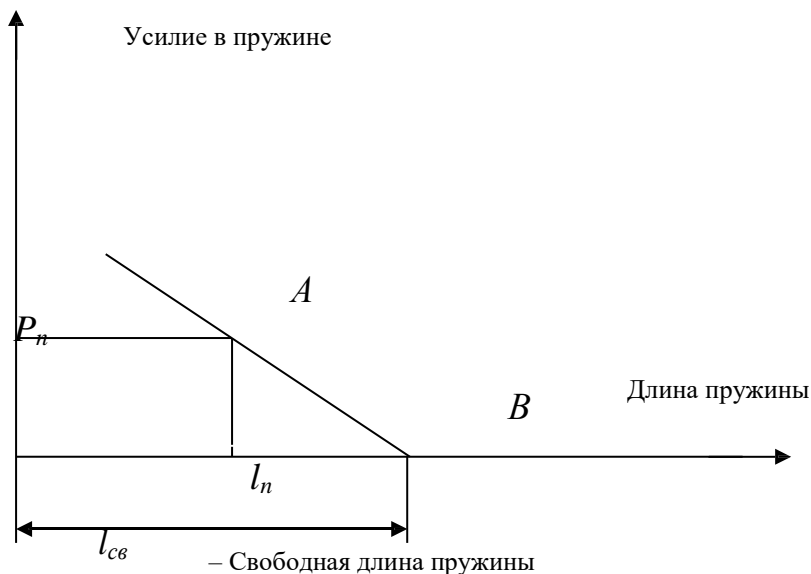


Рис. 3. Тарировочный график пружины

Тарировочные графики для каждой пружины выполняют на основании ее испытания т. е. силой  $P_n$  пружину сжимают и точно измеряют ее длину  $l_n$  в сжатом состоянии; по полученным величинам  $l_n$  и  $P_n$  находят точки А (см. рис. 3) и В, координаты которой  $l_n = l_{CB}$  и  $P_n = 0$ . Соединив прямой точки А и В. Получают требуемый тарировочный график.

Величина тормозного момента  $M_T$  в формуле (1) может быть найдена только опытным путем.

Для этого необходимо к тормозному шкиву, зажатому колодками, приложить внешний крутящий момент  $M_O$ . Минимальное значение момента, при котором начинается проскальзывание шкива относительно колодок, и принимают за  $M_T$ . Внешний момент создается за счет рычага длиной  $L$ , жестко связанного со шкивом, и груза  $Q$ , закрепленного на рычаге (рис. 4).

В настоящей работе определяют так называемый коэффициент трения покоя, поскольку опыт проводят при неподвижном шкиве. Коэффициент же трения движения (при вращающемся шкиве, что имеет место при торможении работающих механизмов) по величине ниже на 10–20 % коэффициента трения покоя [5].

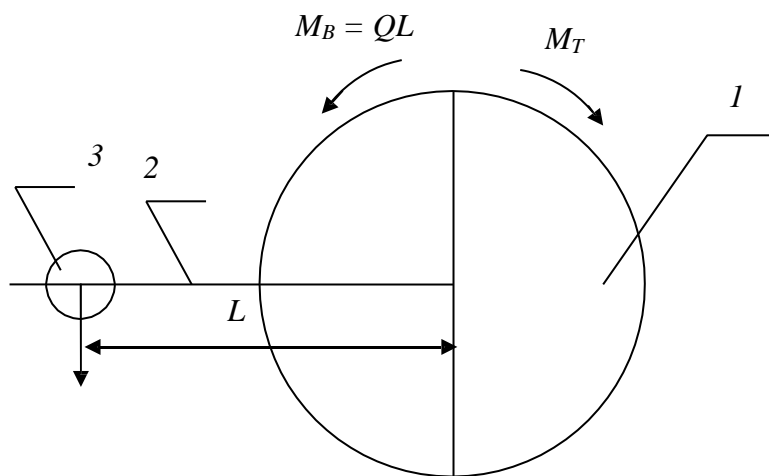


Рис. 4. Схема приложения внешнего момента: 1 – тормозной шкив; 2 – рычаг; 3 – груз с весом

#### Порядок выполнения работы

Лабораторная установка включает тормоз ТКТ – 100 и тормозной шкив с подшипниковыми опорами для его вала. Тормоз и шкив крепят на специальной тумбочке. На валу шкива закрепляем уравновешивающий рычаг с грузом  $Q$ , создающем внешний момент

В начале работы следует построить тарировочный график для основной и вспомогательной пружин. Одновременно по формуле (3) рассчитывают величину коэффициента жесткости пружины

(основной –  $CO$  и вспомогательной  $CB$ ).

Затем необходимо опытное определение тормозного момента  $MT = MB$  при трех-четырех различных условиях основной пружины. Каждый из этих опытов нужно провести в такой последовательности:

- установить и надежно закрепить груз  $Q$  на рычаге на произвольном расстоянии (плече рычага)  $L = L_1$  от оси вала шкива;
- затянуть основную пружину регулировочной гайкой с таким расчетом, чтобы рычаг с грузом удерживался в горизонтальном положении;
- осторожно ослабить основную пружину, откручивая регулировочную гайку до тех пор, пока не начнется движение груза с одновременным поворотом шкива;
- измерить длину  $l_0$  и  $l_1$  основной и вспомогательной пружин для этого положения.

В такой же последовательности проделывают опыты и для других плечей рычага:  $L_2, L_1$  и т. д. Исходные данные, результаты опыта и расчетов заносят в табл. 3. Среднее значение коэффициента трения

**Опытные и расчетные данные по определению коэффициента трения  $f$  колодок на тормозной шкив**

Таблица 3

№ опыта	1	2	3	4
Вес груза $Q, H$				
Плечо рычага $L, м$				
Тормозной момент $MT = MB, N \cdot м$				
Длина основной пружины $l_0, м$				
Длина вспомогательной пружины $l_1, м$				
Усилие в основной пружине $P_0, H$ : по тарировочному графику по формуле (2)				
Усилие во вспомогательной пружине $P_1, H$ :				
Усилие на концах тормозных рычагов $P = P_0, P_1, H$ : по тарировочному графику по формуле (2)				
Коэффициент трения по формуле (1): по тарировочному графику по формуле (2)				

## Содержание отчета

1. Эскизное изображение опытной установки с кратким отклонением принципа работы.
2. Тарировочные графики для основной и вспомогательной пружин.
3. Расчет величин коэффициента жесткости пружин.
4. Таблица опытных и расчетных данных по определению коэффициента трения.
5. Средние значения коэффициента трения.
6. Общие выводы по работе.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Грузоподъемные машины/Под общ. ред. проф. М. П. Александрова. – М.: Высшая школа, 2018.
2. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. – М.: Недра, 2015.
3. Справочник по кранам/Под ред. проф. А. И. Дукельского. – Л.: Машиностроение, 2012.
4. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. – М.: Машиностроение, 2016.
5. Александров М. П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 2017.