

Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана

Факультет «Радиоэлектроника и лазерная техника»  
Кафедра «Элементы приборных устройств»

**А.А. Буцев, Н.И. Нарыкова**

**Исследование параметров многоступенчатого цилиндрического редуктора**

№4

Электронное учебное пособие  
Методические указания к выполнению лабораторных работ  
по дисциплине «Основы конструирования приборов»

Москва

2014г

(С) 2014 МГТУ им. Н.Э. Баумана

*Рецензент:* доц., к.т.н., Вячеслав Михайлович Недашковский

**Буцев А.А., Нарыкова Н.И.**

Исследование параметров планетарного механизма. - М: МГТУ имени Н.Э. Баумана, 2014. 22 с.

Издание содержит материалы для освоения методов измерения крутящих моментов при работающих механизмах и определения коэффициента полезного действия многоступенчатого редуктора в режимах зависимости к.п.д. от величины нагрузки при постоянной скорости и при постоянной нагрузке и изменяющейся скорости. Показания приборов снимаются в установившемся режиме работы.

Особое внимание уделено изучению кинематических особенностей многоступенчатого редуктора, изучению способов и методов измерения сил и моментов на работающих механизмах без их остановки, получают навыки применения теоретико-вероятностных методов обработки экспериментальных данных.

Для студентов МГТУ имени Н.Э. Баумана специальностей «Основы конструирования приборов» «Детали машин и приборов» и «Прикладная механика».

*Рекомендовано учебно-методической комиссией факультета «Радиоэлектроника и лазерная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана*

*Электронное учебное издание*

**Буцев Александр Алексеевич**

**Нарыкова Наталья Ивановна**

**Исследование параметров планетарного механизма**

© 2014 МГТУ имени Н.Э. Баумана

## **ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ**

В системах автоматики в качестве источников механической энергии часто применяются электродвигатели, устройства согласования угловой скорости и крутящего момента электродвигателя и нагрузки и электронной системы управления. Большинство приборных (приборные - ориентировочно до 600Вт мощности) электродвигателей обычно имеют на выходном валу – ведущее звено, высокие угловые скорости и небольшие моменты. Устройство согласования угловой скорости, её уменьшение и увеличение крутящего момента по требованиям нагрузки называется редуктором. Выходной вал редуктора называется ведомым звеном. Чаще всего редуктор состоит из зубчатых механизмов – зубчатых передач. Аналогичное устройство, служащее для повышения скорости вращения ведомого звена по сравнению со скоростью вращения ведущего звена, называется мультипликатором.

На кинематических схемах зубчатые колёса обозначают арабскими цифрами, валы римскими цифрами (ГОСТ 2.701-2008). Если ведущий и выходной валы расположены на одной то же оси редуктор называется соосным.

Многоступенчатая зубчатая передача предназначается для последовательного ступенчатого изменения частоты вращения и соответствующего изменения моментов от ведущего вала к ведомому посредством нескольких пар зубчатых колес.

Главным достоинством многоступенчатых зубчатых передач является простота получения больших передаточных отношений при сравнительно небольших габаритах передачи.

Ступенчатые передачи-редукторы наиболее распространены и применяются всегда, когда нужно передать вращение между параллельными валами, при больших скоростях вращения и при необходимости иметь очень большие передаточные отношения. Они дают возможность получить несколько выходных валов с разными угловыми скоростями.

Рядные передачи, в отличие от ступенчатых, передают скорости и моменты непосредственно от колеса к колесу без присутствия вала, они вращаются на осях.

## **ПОНЯТИЕ О КОЭФФИЦИЕНТЕ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ**

В лабораторной работ №4 исследуются цилиндрический многоступенчатый редуктор.

При установившемся движении механизма мощность движущих сил затрачивается полностью на преодоление полезных и вредных сопротивлений:

$$P_g = P_n + P_c \quad (1)$$

Где:

$P_g$  — мощность движущих сил;

$P_c$  — мощность, затраченная на преодоление сопротивления трения;

$P_n$  — мощность, затраченная на преодоление полезных сопротивлений.

Коэффициент полезного действия есть отношение мощности сил полезного сопротивления к мощности движущих сил:

$$\eta_{1-2} = \frac{P_n}{P_g} \quad (2)$$

Индекс 1-2 указывает, что движение передается от звена 1, к которому приложена движущая сила, к звену 2, к которому приложена сила полезного сопротивления.

Величина  $\psi = \frac{P_c}{P_g}$  называется коэффициентом потерь передачи. Очевидно:

$$\eta = 1 - \psi \quad (3)$$

В случае слабонагруженных передач (они характерны в приборостроении) КПД существенно зависит от собственных потерь на трение и от степени силовой загрузки механизма. В этом случае формула (3) принимает вид:

$$\eta_{1-2} = 1 - c(F) \cdot \psi \quad (4)$$

где  $c$  — коэффициент, учитывающий влияние собственных потерь на трение и нагрузку,

$$c = \frac{F + a}{F + b}$$

где  $F$  — окр

Составляющие  $a$  и  $b$  зависят от типа передачи.

При  $F = 0$  коэффициент  $c = \frac{a}{b} \gg 1$  отражает влияние собственных потерь на трение в слабонагруженных передачах. С возрастанием  $F$  коэффициент  $c$  уменьшается, приближаясь к значению  $c = 1$  при большой величине  $F$ .

При последовательном соединении  $m$  механизмов с КПД  $\eta_i$  КПД всего соединения механизмов:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{P_n}{P_g} = \prod_{i=1}^m \eta_i \quad (5)$$

где:

$P_g$  — мощность, подаваемая в первый механизм;

$P_n$  — мощность, снимаемая с последнего механизма.

Редуктор можно рассматривать как устройство с последовательным соединением передач и опор. Тогда КПД определяется по выражению:

$$\eta_{\text{дв}} = \eta_{i_i}^k \cdot \prod_{i=1}^m \eta_i \quad (6)$$

где:

$\eta_i$  — КПД  $i$ -той пары зацепления;

$\eta_{on}$  — КПД одной пары опор;

$k$  — число пар опор.

### КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ОПОР

КПД опоры при условии постоянства скоростей определяется по формуле

$$\eta_{on} = \frac{M - M_{mp}}{M} \quad (7)$$

где:

$M$  — крутящий момент на валу;

$M_{mp}$  — момент трения в опоре.

Момент трения в подшипнике качения можно определить по формуле:

$$M_{mp} = M_0 + M_1 \quad (8)$$

где:

$M_1$  — момент трения, зависящий от нагрузки на опору;

$M_0$  — момент трения, зависящий от конструкции подшипника, частоты вращения и вязкости смазки.

В приборных редукторах составляющая  $M_1$  много меньше составляющей  $M_0$ . Т.о., можно считать, что момент трения опор практически не зависит от нагрузки. Следовательно, и КПД опоры не зависит от нагрузки. При расчетах КПД редуктора можно принять КПД одной пары подшипников, равным 0,99.

### ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ РЕДУКТОР

#### Общие сведения

В настоящей лабораторной установке применяется шестиступенчатый редуктор с цилиндрическими прямозубыми колесами. Такой редуктор наиболее прост в изготовлении, технологичен, позволяет обеспечить большую точность монтажа колес.

Применяемые прямозубые колеса имеют большую (по сравнению с другими типами) точность обработки и не создают осевой нагрузки на подшипники.

Кинематическая схема данного редуктора представлена на рис. 1. Передаточные отношения отдельных ступеней редуктора

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}; i_{3-4} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{Z_4}{Z_3}; i_{5-6} = \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{Z_6}{Z_5};$$

$$i_{7-8} = \frac{\omega_7}{\omega_8} = \frac{Z_8}{Z_7}; i_{9-10} = \frac{\omega_9}{\omega_{10}} = \frac{Z_{10}}{Z_9}; i_{11-12} = \frac{\omega_{11}}{\omega_{12}} = \frac{Z_{12}}{Z_{11}} \quad (9)$$

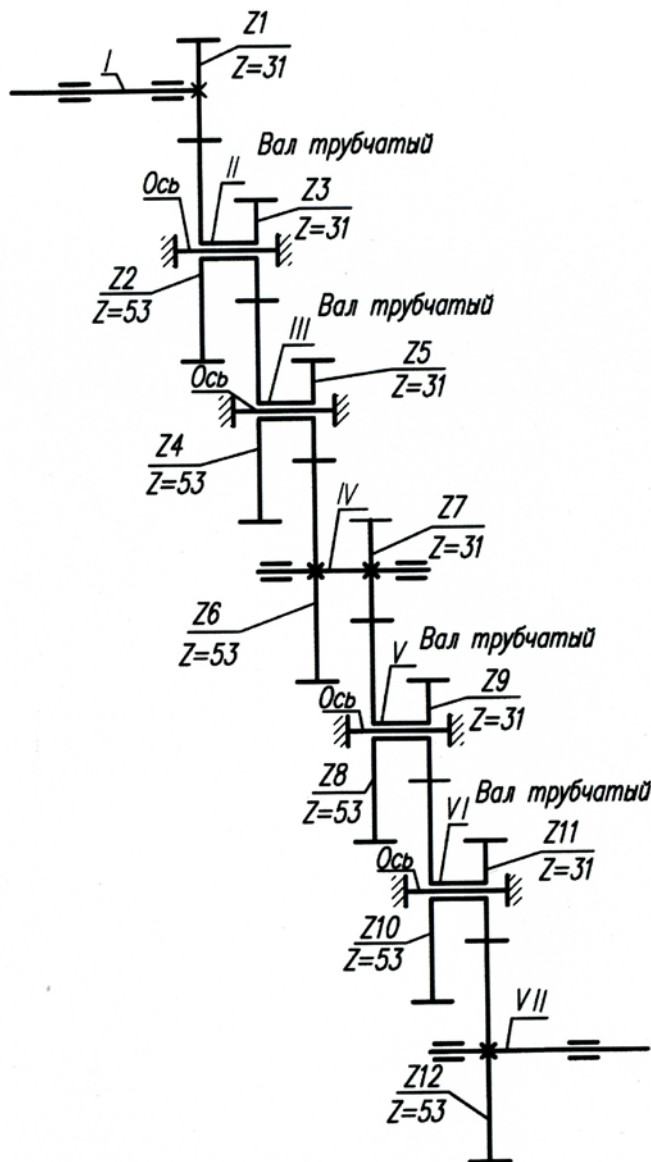


Рис. 1. Кинематическая схема шестиступенчатого редуктора

Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют шестерней. Зубчатые колеса и шестерни редуктора попарно посажены на валы, имеют одинаковые угловые скорости, эти пары называют ступенями:

$$\omega_2 = \omega_3, \omega_4 = \omega_5, \omega_6 = \omega_7, \omega_8 = \omega_9, \omega_{10} = \omega_{11}$$

Угловая скорость  $\omega$  связана с частотой вращения  $n$  зависимостью

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ где } \omega \text{ выражена в } c^{-1}, \text{ а } n \text{ — в об/мин.}$$

Общее передаточное отношение многоступенчатого редуктора

$$i_{\text{общ}} = \frac{\omega_1}{\omega_{12}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \cdot \frac{\omega_7}{\omega_8} \cdot \frac{\omega_9}{\omega_{10}} \cdot \frac{\omega_{11}}{\omega_{12}} = i_{1-2} \cdot i_{3-4} \cdot i_{5-6} \cdot i_{7-8} \cdot i_{9-10} \cdot i_{11-12} \quad (10)$$

Передаточное отношение многоступенчатого цилиндрического редуктора равно произведению передаточных отношений отдельных зубчатых передач, последовательно одна за другой передающих движение в этом редукторе. Конструкция установок

Экспериментальное исследование многоступенчатого прямозубового саосного редуктора проводится на лабораторной установке №4. Кинематическая схема установки приведена на рис.2.

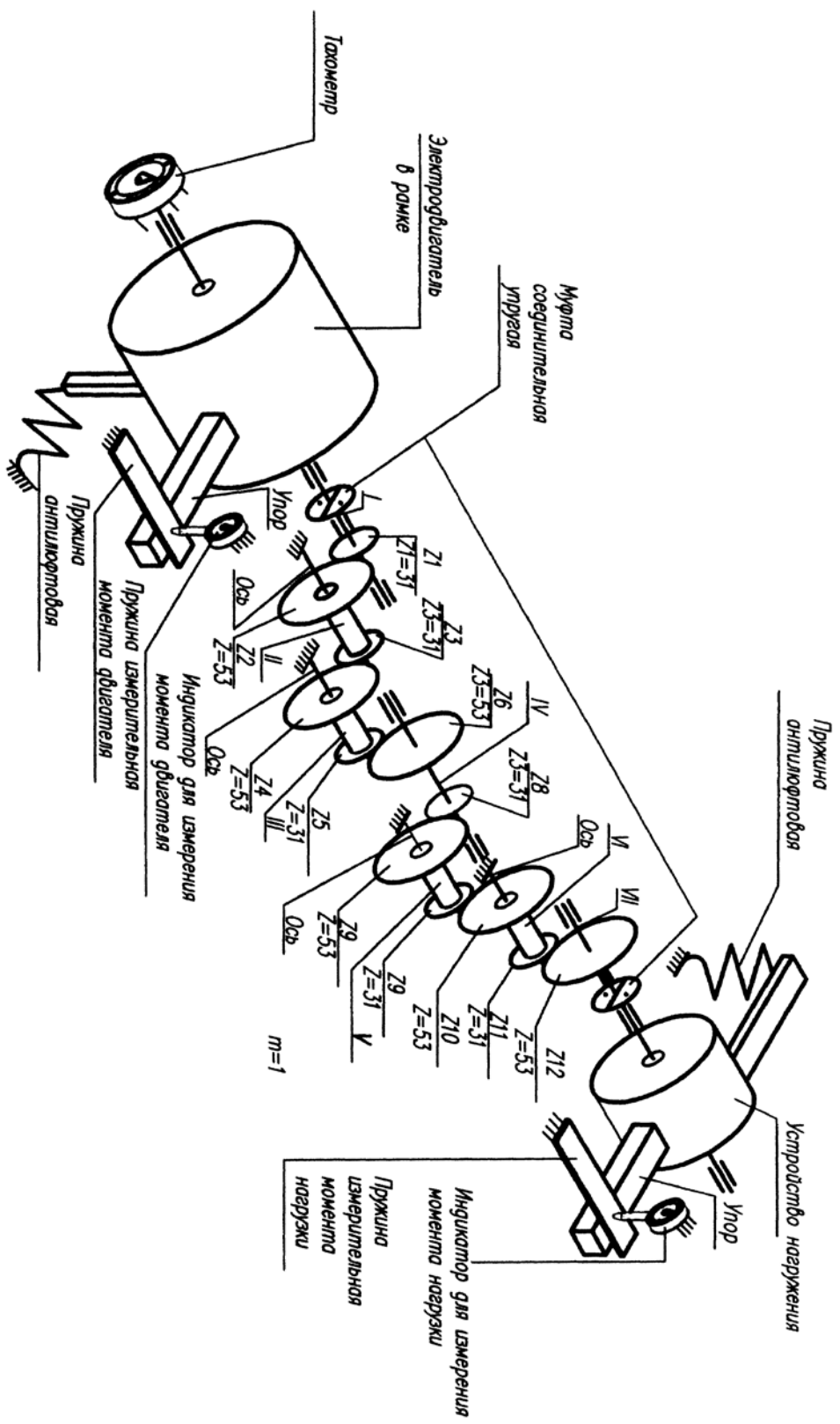


Рис.2. Кинематическая схема лабораторной установки №4



## КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА УСТАНОВКИ

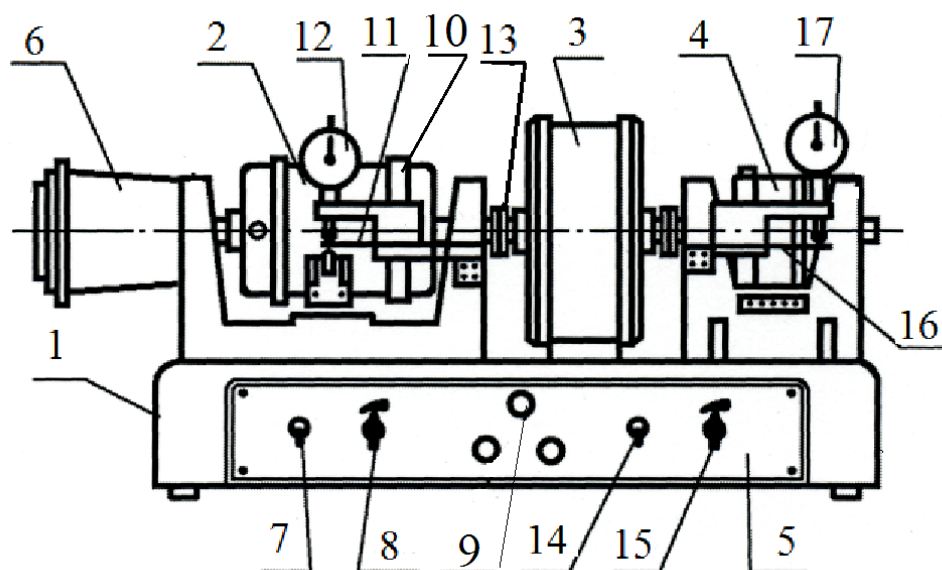


Рис. 3. Конструктивная схема установки №4

Нумерация элементов на рисунках сквозная. Одинаковые элементы имеют одинаковые номера.

Лабораторная установка (рис. 3) имеет основание 1, на котором установлены: электрический двигатель 2, цилиндрический многоступенчатый редуктор 3, порошковый тормоз 4, создающий момент нагрузки, и пульт управления 5. К ротору электрического двигателя подключен тахометр 6, позволяющий определить частоту вращения в об/мин. Электрический двигатель 2 включается и выключается тумблером 7, а скорость его вращения можно регулировать поворотом ручки потенциометра 8. При включении загорается сигнальная лампочка 9.

Статор электрического двигателя установлен на поворачивающейся раме 10 (рис. 4, 5). При работе двигателя на статор действует реактивный крутящий момент, который уравнивается противодействующим моментом силы плоской измерительной пружины 11. Специальный выступ рамы статора 23 двигателя упирается в эту пружину и изгибает ее. Статор поворачивается при этом на небольшой угол. Изгиб пружины 11 вызывает перемещение ножки индикатора 12. Так как плечо действующей на пружину 11 силы практически не меняется, шкала индикатора градуируется по моменту. Индикатор 1 предназначен для определения момента  $M_{\text{де}}$  электрического двигателя, приводящего в действие редуктор.

## УСТРОЙСТВО ИЗМЕРЕНИЯ МОМЕНТОВ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И НАГРУЗКИ

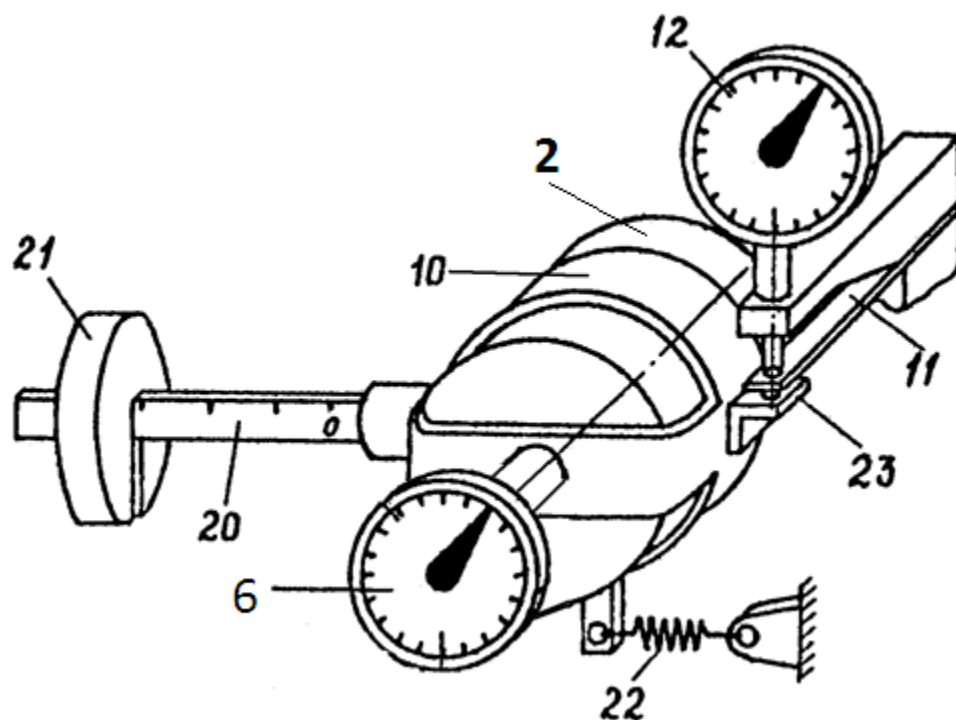


Рис. 4 Устройство измерения момента двигателя и скорости

Электродвигатель 2 установлен в поворотной раме 10 (подвешен на собственной оси). В специальное отверстие раме вставляется рычаг 20. На рычаг помещается груз 20, его можно перемещать по рычагу, создавая точно известный момент для градуировки шкалы индикатора 12 в единицах момента. (Определение градуировочной характеристики средства измерений. Градуировка средств измерений - термин из Государственной системы обеспечения единства измерения (ГСИ). Метрология. Основные термины и определения).

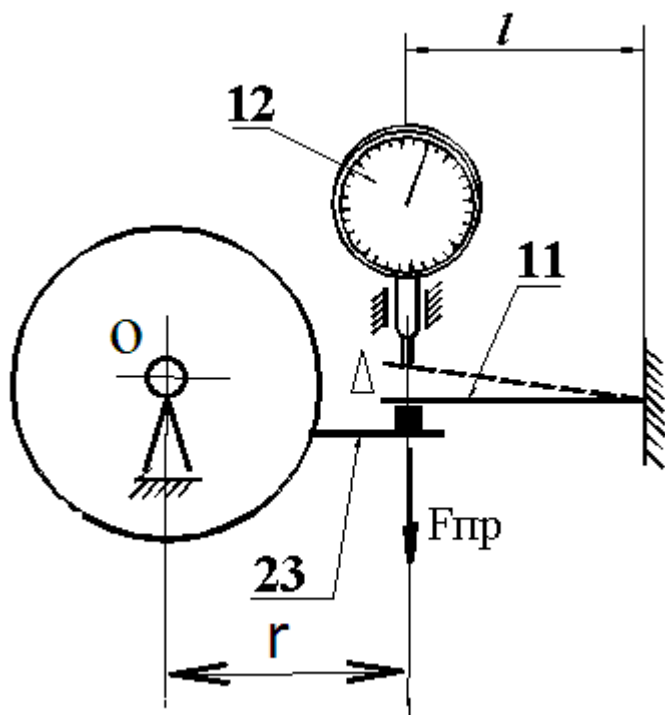


Рис. 5. Схема градуировки устройства измерения момента

На рис. 5 представлена схема градуировки устройства измерения момента. Момент груза 21 на рычаге 20 относительно оси установки поворотной рамы крепления двигателя точно известен, разделив этот момент на величину другого рычага  $r$  получим величину силы  $F_{гр}$ , изгибающую измерительную пружину 11. По закону Гука она пропорциональна силе, а следовательно и моменту, развиваемому двигателем. Эта сила  $F_{гр}$  уравнивает момент груза 21 на плече рычага 20. Для проведения эксперимента величина плеча и груза задается в таблице №1 или по указаниям преподавателя. Разделив известную величину момента на число делений индикатора получим цену деления индикатора в единицах момента.

Величина прогиба измерительной пружины  $\Delta$  может быть рассчитана теоретически по размерам измерительной пружины и известному модулю упругости и проверена по показаниям индикатора 12.

Работа устройства задания и измерения момента нагрузки работает по такому же алгоритму как и устройство измерения момента электродвигателя рис.6.

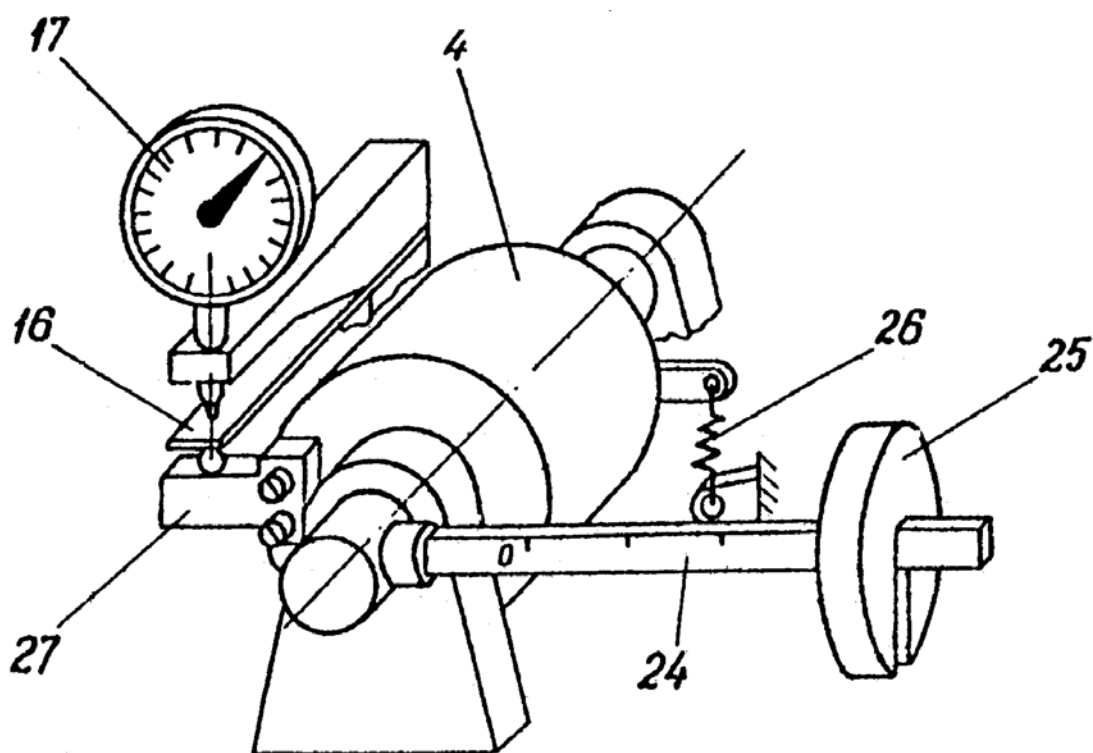


Рис. 6. Устройство измерения момента нагрузки

От ротора электрического двигателя через муфту 13 (рис. 4, 5) вращение передается на входной вал многоступенчатого редуктора 3. От выходного вала редуктора через упругую муфту, аналогичную муфте 13 движение передается на нагрузку в виде порошкового тормоза 4. Порошковый тормоз состоит из статора и ротора в виде полого цилиндра, а зазор между ними заполнен жидкой смесью ферритового порошка и масла. Статор порошкового тормоза снабжен обмоткой, через которую пропускается электрический ток. Изменение тока в обмотке приводит к изменению магнитного поля в зазоре и связанной с ним вязкостью жидкой смесью ферритового порошка и масла. Регулируя ток в обмотке статора поворотом ручки 15 (рис. 3) меняется вязкость жидкости и соответственно величина момента нагрузки. Тормоз 4 включается и выключается тумблером 14. Реактивный момент статора измеряется измерительным устройством, представленным на рис. 6, принцип работы которого представлен на рис.5.

На измерительные пружины 11 и 16 (рис.3) наклеены тензодатчики, которые также могут быть использованы для измерения крутящих моментов. Для их подключения на задней панели предусмотрены клеммовые зажимы электрических проводов.

Установка подключается к сети переменного тока напряжением 220 В, мощность электрического двигателя 20 Вт.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД. СТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

При определении КПД зубчатого зацепления принимается, что потери вызваны трением скольжения между боковыми поверхностями зубьев. Для эвольвентного зубчатого зацепления формула (4) имеет вид:

$$\eta_{1-2} = 1 - c \cdot \pi \cdot f \cdot \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \quad (11)$$

где:

$Z_1$  — число зубьев 1-го колеса;

$Z_2$  — число зубьев 2-го колеса пары, находящейся в зацеплении;

$f$  — коэффициент трения скольжения материалов пары.

В исследуемом редукторе для каждой пары  $Z_1 = 31$ ,  $Z_2 = 53$ ,  $f = 0,1$  (для стальных колес при удовлетворительной смазке и средней чистоте рабочих поверхностей).

В слабо нагруженных передачах поправочный коэффициент определяется по формуле:

$$c = \frac{F + 2,87}{F + 0,17} \quad (12)$$

где  $F$  — окружное усилие в зацеплении, измеряемое в Н и определяемое из соотношения  $F = \frac{2M}{d}$

где;

$d$  — диаметр делительной окружности соответствующего колеса, равный  $d = Z \cdot m$ ;

$m$  — модуль зацепления (для данного редуктора везде  $m = 1\text{мм}$ );

$M$  — крутящий момент на колесе, Н·мм.

Расчет моментов и усилий в кинематической цепи выполняется от ведомых звеньев к ведущим. Такая последовательность расчета объясняется тем, что нагрузки концевых ведомых звеньев цепи обычно бывают известны или легко вычисляются. Определив нагрузки концевых ведомых звеньев, необходимо привести их к валу ведущего звена через промежуточные передачи, учитывая КПД пары подшипников.

Методика приведения выходного момента к ведущему валу для данного шестиступенчатого редуктора следующая:

1. По известному моменту нагрузки  $M_H = M_{V//}$  определяем усилие  $F_6$  в зацеплении колес  $Z_{11}$  и  $Z_{12}$ :

$$F_{11-12} = \frac{2M_{V//}}{d_{12}}$$

2. Затем по формуле (12) получаем  $C_{11-12}$

3. По формуле (11) находим КПД в зацеплении  $Z_{11} - Z_{12}$ :

$$\eta_{11-12} = 1 - C_{11-12} \cdot \pi \cdot f \cdot \left( \frac{1}{Z_{11}} + \frac{1}{Z_{12}} \right)$$

4. Определяем на предыдущем валу

$$M_{V'} = \frac{M_{V//}}{i_{11-12} \cdot \eta_{11-12} \cdot \eta_{on}}$$

Для следующей ступени момент нагрузки  $M_H = M_{V'}$ , и тогда  $F_{9-10} = \frac{2M_{V'}}{d_{10}}$  по

формуле (12) определяем  $C_{9-10}$ , по формуле (11) —  $\eta_{9-10}$  и момент  $M_V = \frac{M_{V'}}{i_{9-10} \cdot \eta_{9-10} \cdot \eta_{on}}$ ,

который будет моментом нагрузки для следующей ступени.

Далее повторяем расчет до определения  $M_1$  на входном валу и соответственно значение  $\eta_{1-2}$ .

Затем общий КПД редуктора вычисляем как произведение

$$\eta_{ред} = \eta_{1-2} \cdot \eta_{3-4} \cdot \eta_{5-6} \cdot \eta_{7-8} \cdot \eta_{9-10} \cdot \eta_{11-12} \cdot \eta_{on}^k \quad (13)$$

где:

$\eta_{on}$  — КПД одной пары подшипников;

$k$  — число пар подшипников в редукторе.

Задаваясь несколькими значениями момента нагрузки  $M_H$  из таблицы 3, можно построить теоретическую зависимость

$$\eta_{ред} = f(M_H)$$

Экспериментальное определение коэффициента полезного действия редуктора.

Мощность двигателя, (максимум 20 Вт) затрачиваемая на приведение в действие установки, равна

$$P_{\text{дв}} = M_{\text{дв}} \cdot \omega_1 = \frac{M_{\text{дв}} \cdot \pi \cdot n_1}{30}$$

Мощность на выходном валу редуктора или входном тормоза:

$$P_{\text{вых}} = M_H \cdot \omega_2 = \frac{M_H \cdot \pi \cdot n_2}{30}$$

где

$M_{\text{дв}}$  и  $M_{\text{вых}}$  выражаются и определяются по экспериментальным данным, Н·м;  $P_{\text{дв}}$  и  $P_{\text{вых}}$  — в Вт;

$\omega_1$  — угловая скорость двигателя и входного вала редуктора,  $c^{-1}$ ;  $\omega_2$  — угловая скорость выходного вала редуктора и ротора тормоза,  $c^{-1}$ ;  $n_1$  и  $n_2$  — частоты вращения, об/мин.

Коэффициент полезного действия каждого редуктора равен:

$$\eta_{\text{ред}} = \frac{P_{\text{вых}}}{P_{\text{дв}}} = \frac{M_H \cdot \omega_2}{M_{\text{дв}} \cdot \omega_1} = \frac{M_H}{i_{\text{общ}} \cdot M_{\text{дв}}} \quad (31)$$

где  $i_{\text{общ}}$  — определяется по формуле (10) для цилиндрического зубчатого редуктора. Моменты могут быть выражены не только в Н·м, но и в других единицах, но размерность их при подсчете по формуле (31) должна быть одинакова.

Полученные экспериментально значения КПД редуктора несколько занижены по сравнению с действительными, так как методика проведения эксперимента и конструкция установки не позволяют учесть потери в опорах двигателя, нагрузочного устройства, а также потери в измерительных устройствах и муфтах.

## ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

При измерении любой величины появляются погрешности: систематические и случайные.

Систематической называется погрешность, которая при повторении измерений в неизменных условиях постоянна или изменяется по известному закону. Систематические погрешности вызваны либо постоянно действующими факторами, либо факторами, закон изменения которых известен. Примерами систематических погрешностей являются температурная, методическая погрешности и т.п. Если систематическая погрешность известна, то ее можно заранее учесть или исключить из результатов измерения.

Случайной погрешностью называется погрешность, которая при повторении измерений в практически неизменных условиях изменяется от измерения к измерению. Отрицательные ошибки встречаются так же часто, как и положительные. Как правило, чем больше ошибка, тем реже она встречается. Случайные погрешности обусловлены влиянием целого ряда изменяющихся факторов. Случайные погрешности нельзя исключить, но путем многократных измерений их влияние на результат измерения можно уменьшить.

Пусть в ходе  $j$  измерений величины  $X$  получены результаты  $A_1, A_2, \dots, A_j$ , не содержащие систематических ошибок и не являющиеся случайными величинами. Практически при любой методике обработки совокупности результатов измерений невозможно получить точное значение измеряемой величины  $X$ . Однако можно найти наиболее вероятное значение измеряемой величины, которым является среднеарифметическое результатов измерения:

$$X_{\text{ср}} = \frac{A_1 + A_2 + \dots + A_j}{j} = \frac{1}{j} \cdot \sum_j A_j \quad (32)$$

Градуировка проводится при выключенном двигателе и тормозе. Перед началом градуировки проверьте, упираются ли ножки индикаторов 12 и 17 в измерительные пружины 11 и 16 (рис. 11, 12). Механизмы индикаторов не должны стоять у своих ограничителей.

1. Градуировка измерительной пружины 11 индикатора 12. Для этого вставьте до упора малый градуировочный рычаг 20 в отверстие (см. рис. 11), находящееся сзади рамы двигателя. Широкая грань рычага должна быть расположена вертикально. Установите на рычаге 20 градуировочный груз 21 весом  $F_m = 3$  Н таким образом, чтобы одна из его граней находилась против нулевой отметки. Легко постукивая по основанию ладонью, поворотом шкалы индикатора 12 поставьте его стрелку на ноль. Упор рамы статора двигателя 2 прижимается к измерительной пружине под действием момента, создаваемого винтовой пружиной 22 (рис. 11) и выбирает зазор между градуировочной пружиной 11 и упором рамы подвеса двигателя. Эта пружина называется люфтовыбирающей (зазоровыбирающей). После этого индикатор 12 устанавливается на ноль. Перемещайте градуировочный груз 21 вдоль шкалы рычага 20, устанавливая грань груза против рисок, соответствующих изменению длины плеча  $\Delta l_j$  на 8, 10, 12, 14, 16, 20 см. При этом крутящий момент статора, с точностью до к.п.д. опор подвески статора, постепенно возрастает, вызывая увеличение прогиба пружины 11 и соответственно



перемещение стрелки индикатора. Значения  $\Delta l_j$  и число делений индикатора  $\nu_j$  записывайте в табл. 1, форма которой приведена в конце описания. При градуировке следите, чтобы градуировочный рычаг 20 не отошел от упора.

Изменение крутящего момента на  $\Delta M_{mj}$ , создаваемое за счет перемещения градуировочного груза на  $\Delta l_j$ , уравнивается моментом измерительной пружины 11. Прогиб пружины, пропорционален моменту, который в условных единицах считывается с индикатора 12.

$$\Delta M_{mj} = F_m \cdot \Delta l_j = K_{1j} \cdot \nu_j \quad (33)$$

где  $\Delta K_{1j}$  — значение градуировочного коэффициента индикатора 12.

Рассчитайте значения коэффициента  $\Delta K_{1j}$  для каждого замера и запишите их в таблицу. Полученные при этом значения не должны заметно отличаться. Вычислите среднеарифметическое значение коэффициента  $K_1$ , которое и используйте при дальнейшей работе. При градуировке, как и при работе на установке, следите, чтобы ограничительные вилки не соприкасались с ограничителями, расположенными ниже статора двигателя и тормоза.

2. Градуировка измерительной пружины и 16 индикатора 17 (измерительная система). Последовательность градуировки в этом случае аналогична. При градуировке измерительного устройства порошковый тормоз должен быть выключен тумблером 14 (рис. 12). В отверстие консоли вала статора тормоза 4 вставьте до упора конец большого градуировочного рычага 24, широкая грань рычага располагается вертикально. Рычаг 4 и индикатор 17 находятся с разных сторон от порошкового тормоза. Установите на рычаге градуировочный груз 25 весом  $P_m = 12$  Н так, чтобы боковая грань находилась против отметки 0. Установите на ноль поворотом шкалы стрелку индикатора 17. При этом автоматически устраняется влияние на показания индикатора действия винтовой антилюфтовой пружины 26, прижимающей упор 27 к градуируемой измерительной пружине 16, как и действия неуравновешенности статора тормоза вместе с рычагом 24 и градуировочным грузом 25, когда последний находится у нулевой отметки.

Перемещайте градуировочный груз 25 вдоль градуировочного рычага, последовательно устанавливая одну и ту же его грань у делений, соответствующих значениям  $\Delta l_j$ , равным 10, 12, 14, 16, 18, 20 см. При этом крутящий момент, действующий на статор тормоза, будет постепенно возрастать, вызывая увеличение

прогиба пружины 16 и перемещение стрелки индикатора 17. Запишите в табл. 1 для каждого из положений груза 25 число делений индикатора  $\nu_j$ .

### ТАБЛИЦА ГРАДУИРОВКИ

Таблица 1: Таблица градуировки измерительной системы

Изменение плеча $\Delta l_j$ , см	Изменение момента градуировочного груза $\Delta M_{mj} = F_m \cdot \Delta l_j$ , Н·см	Число делений индикатора $\nu_j$	Градуировочный коэффициент $K_j = \frac{\Delta M_{mj}}{\nu_j}$ , (Н·см)/дел.
Для индикатора 12: $F_m = 3$ Н			
8			
10			
12			
14			
16			
18			
20			
Среднее значение градуировочного коэффициента $K_j$			
Для индикатора 17: $F_m = 12$ Н			
8			
10			
12			
14			
16			
18			
20			
Среднее значение градуировочного коэффициента $K_2$			

При расчете градуировочный коэффициент используйте зависимость

$$\Delta M_{mj} = F_m \cdot \Delta l_j = K_{2j} \cdot v_j \quad (34)$$

где  $K_{2j}$  — значения градуировочного коэффициента для индикатора 17.

Рассчитайте сначала значения  $K_{2j}$  для каждого положения груза 25. Эти значения должны быть близки. Потом определите среднеарифметическое значение градуировочного коэффициента  $K_2$ , которое и используйте при дальнейшей работе. После градуировки снимите груз 25 и рычаг 26.

### ТРЕБОВАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

Нельзя оставлять установку в заторможенном состоянии с включенным электрическим двигателем, так как в этом случае двигатель может перегореть. При работе на установке прозрачная крышка редуктора должна быть закрыта. Когда ручки 8 и 16 потенциометров (рис. 9, 10) дошли до упоров, не следует их поворачивать чрезмерным усилием руки, что может вывести потенциометры из строя.

При обнаружении неисправностей установки следует немедленно обратиться к учебному мастеру.

### ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ ПРОВЕДЕНИЯ ОПЫТА И РАСЧЕТОВ

Дальнейшую работу студенты выполняют в соответствии с заданным вариантом и установкой. Номер установки определяется маршрутом, номер варианта указывается преподавателем, ведущим лабораторные занятия. Объем работы по каждому варианту приведен в табл. 2.

Таблица 2: «Режим работы установки»

№ варианта	$n_1$	$v_2$	$v_2$	$v_2$	$v_2$	$v_2$
1	900	20	30	40	50	60
2	1000	20	30	40	50	60
3	1100	20	30	40	50	60
4	1200	20	30	40	50	60
5	1300	20	30	40	50	60

1. При выключенном двигателе 2 и тормозе 4 установите на ноль стрелки индикаторов 12 и 17 поворотом их шкал, легко постукивая при этом по основания 1 (рис. 9, 10).

2. Тумблером 7 включите двигатель 2. Двигатель начнет вращаться, загорится сигнальная лампа 9 (рис. 9, 10).

3. Тумблером 14 включите порошковый тормоз 4. После этого проведите испытания в соответствии с указанными в варианте задания режимами работы установки (см. табл. 2).

Частота вращения двигателя  $n_1$  устанавливается поворотом ручки 8 потенциометра и контролируется по тахометру 6. Нагрузочный момент, соответствующий заданным значениям  $\nu_2$  (в делениях), устанавливается поворотом ручки 15 потенциометра и контролируется по индикатору 17. При изменении момента нагрузки меняется и частота вращения двигателя  $n_1$ . Поэтому при проведении испытаний необходимо непрерывно следить за показаниями тахометра 6, регулируя скорость двигателя поворотом ручки 8.

Если увеличение момента нагрузки вызвало остановку двигателя, то надо последний немедленно выключить тумблером 7 или с помощью тумблера 14 и ручки 15, выключить либо уменьшить нагрузку. Остановка включенного двигателя может привести к его выходу из строя.

Для каждого из указанных в варианте режимов работы определите и запишите в табл. 3, 4, 5 (в соответствии с заданной установкой) числа делений  $\nu_{2j}$  и индикатора 17,  $\nu_{1j}$  индикатора 12.

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД МНОГОСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Таблица 3: Экспериментальное определение К.П.Д. многоступенчатого редуктора

$$Z_1 = Z_3 = Z_5 = Z_7 = Z_9 = Z_{11} = 31$$

$$Z_2 = Z_4 = Z_6 = Z_8 = Z_{10} = Z_{12} = 53$$

$$i_{1-2} = i_{3-4} = i_{5-6} = i_{7-8} = i_{9-10} = i_{11-12} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Градуировочные коэффициенты:  $K_1 = \dots$ ,  $K_2 = \dots$  [(Н·см)/дел]

$\nu_{2j}$ , деления	$M_{Hj} = \nu_{2j} \cdot K_2$ , Н·см	$\nu_{1j}$ , деления	$M_{\partial ej} = \nu_{1j} \cdot K_1$ , Н·см	$\eta_{редj} = \frac{M_{Hj}}{i_{\text{общ}} \cdot M_{\partial ej}}$

Таблица: 4 Определение теоретических значений КПД многоступенчатого редуктора

$$Z_1 = 31 \quad m = 1\text{мм}$$

$$Z_2 = 53 \quad m = 1\text{мм}$$

$$\eta_{on} = 0,98 \quad f = 0,15$$

$$d_1 = mZ_1 = \dots\text{мм} \quad i_{1-2} = i_{3-4} = i_{5-6} = i_{7-8} = i_{9-10} = i_{11-12} = \frac{Z_2}{Z_1} = \dots$$

$$d_2 = mZ_2 = \dots\text{мм} \quad \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} = \dots$$

$k$  — число пар подшипников

$M_H$ , Н·см из Т №3	$N$ вала	$M_i$ , Н·см	$F_i = \frac{2M_{i+1}}{d_j}$ , Н	$C_i = \frac{F_i + 2,87}{F_i + 0,17}$	$\eta_j = 1 - \pi \cdot C_i \cdot f \cdot \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$
	7	$M_H = M_7$			
	6	$M_6 = \frac{M_7}{i_{11-12} \cdot \eta_{11-12} \cdot \eta_{on}}$	$F_6 = \frac{2M_7}{d_{12}}$	$C_6 = \frac{F_6 + 2,87}{F_6 + 0,17}$	$\eta_{11-12} = 1 - \pi \cdot C_6 \cdot f \cdot \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$
	5	$M_5 = \frac{M_6}{i_{9-10} \cdot \eta_{9-10} \cdot \eta_{on}}$	$F_5 = \frac{2M_6}{d_{10}}$	$C_5 = \frac{F_5 + 2,87}{F_5 + 0,17}$	$\eta_{9-10} = 1 - \pi \cdot C_5 \cdot f \cdot \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right)$
	4	$M_4 =$	$F_4 =$	$C_4 =$	$\eta_{7-8}$
	3	$M_3 =$	$F_3 =$	$C_3 =$	$\eta_{5-6}$
	2	$M_2 =$	$F_2 =$	$C_2 =$	...
	1	$M_1 =$	$F_1 =$	$C_1 =$	...

### СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

1. Фамилия, имя, отчество и номер группы.
2. Наименование и цель работы.
3. Схема установки
4. Формулы, по которым велись расчеты, исходные данные для расчетов.
5. Результаты градуировки, экспериментальные данные и расчеты, таблицы.
6. Графики зависимости, полученные на основании экспериментальных исследований и расчётным путем в одной координатной сетке.
7. Выводы по результатам выполненной работы.
8. Ответы на контрольные вопросы.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Чем отличается редуктор от мультипликатора?
2. Типы редукторов, их сравнительные характеристики.
3. Как зависит КПД приборного редуктора от нагрузки?
4. Как влияет увеличение числа колес зубчатой передачи на ее КПД?
5. Как определяется передаточное отношение ступенчатой и рядной передач?
6. Для чего нужны зубчатые передачи?
7. По каким признакам классифицируют механические передачи?
8. Какие параметры передач относятся к основным, дополнительным?
9. Как определяется К.П.Д. многоступенчатой передачи?
10. Что такое передаточное отношение?
11. По какой формуле можно определить передаточное отношение многоступенчатой передачи?
12. По какой формуле определяется вращающий момент на валах многоступенчатой передачи?

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Термины и определения.....	3
Понятие о коэффициенте полезного действия .....	3
Коэффициент полезного действия опор.....	5
Цилиндрический многоступенчатый редуктор .....	5
Конструктивная схема установки .....	9
Устройства измерения моментов электродвигателя и нагрузки.....	10
Теоретическое определение КПД ступенчатого цилиндрического редуктора .....	13
Обработка результатов эксперимента .....	15
Таблица градуировки .....	18
Требования по технике безопасности.....	19
Последовательность проведения опыта и расчетов.....	19
Экспериментальное определение К.П.Д. многоступенчатого редуктора.....	20
Содержание отчета .....	21
Контрольные вопросы.....	22