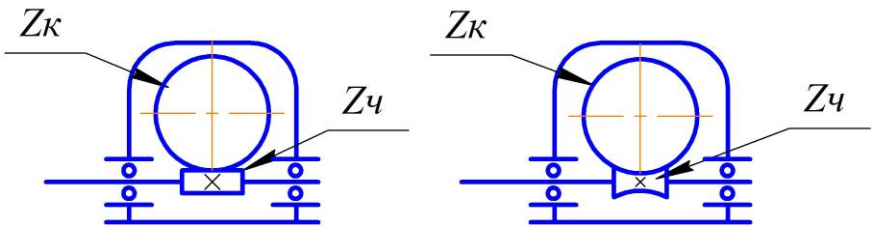
Энгельсский технологический институт (филиал) федерального государственного
бюджетного образовательного учреждения
высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

Лабораторная работа

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА



Методические указания к выполнению лабораторной работы
по курсу «Детали машин и основы конструирования»
для студентов направлений

18.03.01 «Химическая технология»

Энгельс 2024

1. Цель работы

Изучить устройство и принцип действия червячного редуктора, определить его коэффициент полезного действия (к.п.д.), исследовать зависимость к.п.д. от величины нагрузки и частоты вращения.

2. Основные понятия

Основными характеристиками механического редуктора для передачи вращательного движения являются передаваемая им мощность, передаточное отношение и к.п.д. Они характеризуют непроизводительные затраты энергии в передаточном механизме, а также косвенно нагрев и износ передачи.

2.1 Кинематические схемы червячных редукторов

Червячные передачи отличает возможность достижения больших передаточных чисел при минимальном количестве деталей и невысоких технологических расходах. На рис. 1 показана схема червячного зацепления.

Достоинства червячных передач: а) возможность большого редуцирования; б) плавность и бесшумность работы; в) там, где это нужно используется свойство самоторможения червячной передачи, которое проявляется в случае, если угол подъема винтовой линии зубьев червяка меньше угла трения.

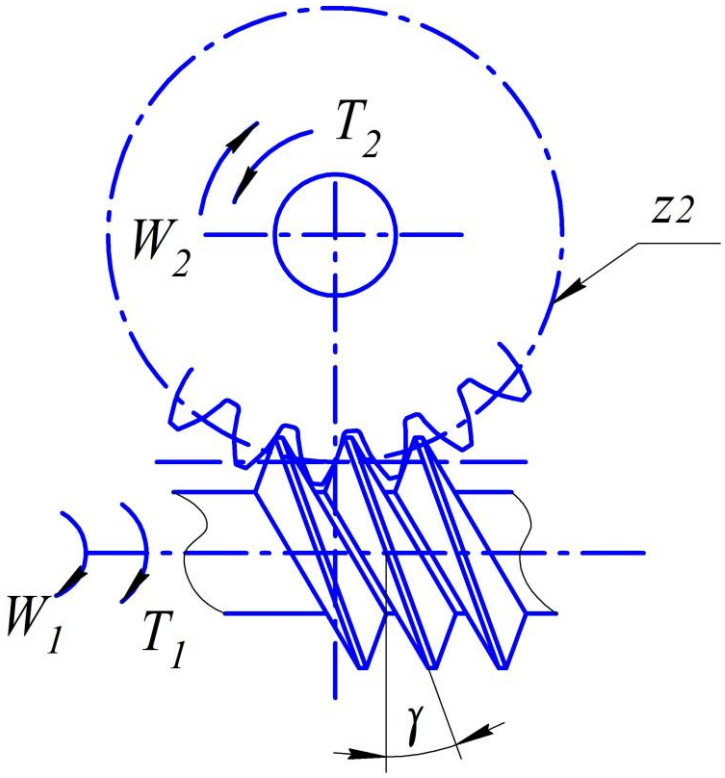


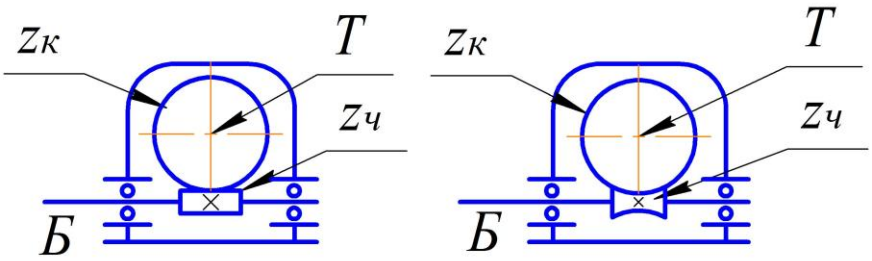
Рис. 1. Схема червячного зацепления

Недостатки червячных передач : а) низкий к.п.д., б) необходимость применения для колеса дорогих антифрикционных материалов, в) нагрев механизмов.

Червячные передачи различают в первую очередь по геометрии профиля зуба червяка. Наибольшее распространение получили простые в изготовлении Архимедовы червяки, имеющие прямолинейные очертания профиля в осевом сечении (рис. 1). Несколько реже употребляются конволютные червяки с прямолинейным профилем зуба в нормальном к виткам сечении. Эвольвентные червяки представляют собой эвольвентные косозубые колеса с малым числом зубьев. Изображение описанных червячных пар на кинематических схемах показано на рис. 2, а.

Передаточные числа червячной передачи по ГОСТ 2144-76 :
1-й ряд …. 8; 10; 12.5; 16; 20; 31.5; 40; 50; 63; 80;
2-й ряд …. 9; 11.2; 14; 18; 22.4; 28; 35.5; 45; 56; 71.

Схемы распространенных одноступенчатых червячных редукторов показаны на рис. 2, а, б. На рис. 2,а показана кинематическая схема червячного редуктора с архимедовым, эвольвентным или конволютным червяком. На рис. 2,б представлена кинематическая схема с глобоидным червяком.



а) б)

Рис. 2. Кинематические схемы червячных редукторов

Основное распространение имеют одноступенчатые червячные редукторы. Конструктивный чертеж червячного одноступенчатого редуктора показан на рис. 3. Диапазон передаточных чисел 8 ÷ 63. При больших передаточных числах применяют комбинированные зубчато-червячные или двухступенчатые червячные редукторы .

Повышение несущей способности червячной передачи достигается увеличением числа витков червяка, сцепленных с зубьями червячного колеса для чего витки червяка располагают на глобоидной (торовой) поверхности. Изображение глобоидной червячной передачи на кинематической схеме показано на рис. 2,б, конструктивное исполнение одноступенчатого глобоидного редуктора показано на рис. 4. На рис. 2 : $z_ч$ – число заходов червяка, z_k – число зубьев червячного колеса. Передача движения в червячной передаче при числе заходов червяка z_k = 1;2;4 возможна только от червяка к колесу, таким образом, вал червяка (на схеме обозначено - Б) быстроходный, а вал колеса (на схеме обозначено -

Т) – тихоходный. Червячная передача самотормозящаяся, так как обратная передача движения от колеса к червяку невозможна.

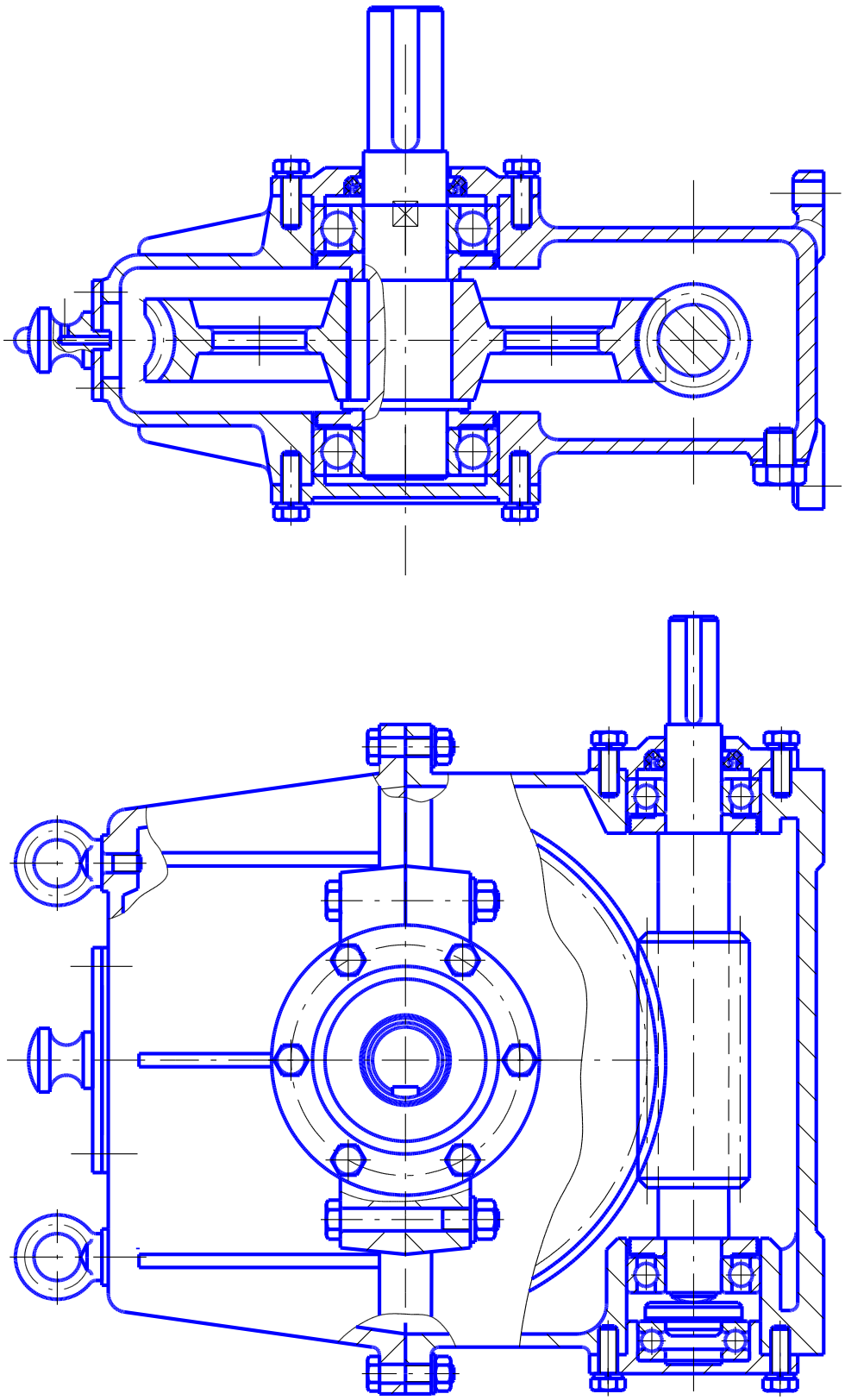


Рис. 3. Общий вид червячного редуктора

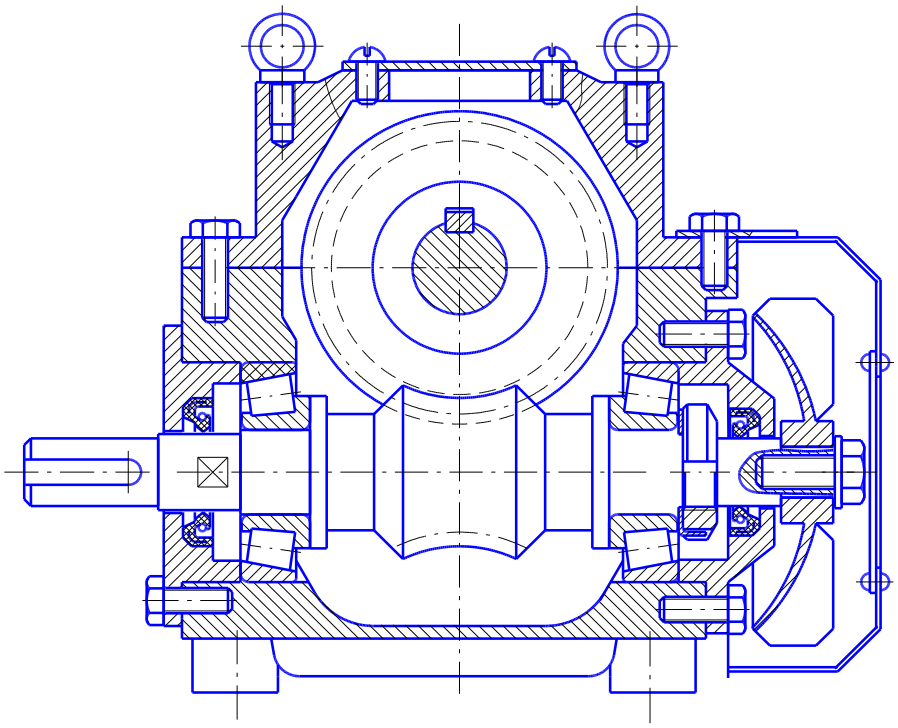


Рис. 4. Общий вид глобоидного редуктора

Передаточное отношение (u) в одноступенчатой червячной передаче

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_k}{z_ч}, \qquad (1)$$

где : n_1, n_2 – соответственно частоты вращения вала червяка и вала червячного колеса,

$z_ч$, z_k – соответственно число заходов червяка и число зубьев червячного колеса.

Соотношение между моментами нагрузки в червячной передаче

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}, \qquad (2)$$

где : T_1 и T_2 – соответственно моменты нагрузки на валах червяка и колеса,

η - коэффициент полезного действия червячной передачи с учетом потерь в подшипниках опор червячного колеса.

Червячные редукторы выполняют со следующим расположением червяка и червячного колеса :

1) червяк под колесом – применяют при окружных скоростях червяка до 4 – 5 м/сек, смазка окунанием червяка допускает передачу большой мощности по критерию нагрева, при этом много энергии уходит на разбрызгивание масла быстро вращающимся червяком;

2) червяк над колесом – применяют в быстроходных передачах во избежание излишних потерь на разбрызгивание масла, смазка – окунанием колеса.

Передачи с червяком, имеющим горизонтальную ось, сцепляющийся с колесом, имеющим вертикальную ось, а также передачи с вертикально расположенным червяком применяются только при конструктивной практической необходимости, смазка в подобных случаях бывает консистентной.

2.2.1 Устройство лабораторной установки.

На рис. 5 показана блок-схема установки для исследования к.п.д. червячных передач. На общем основании 1 размещаются тахометр 2 (прибор для измерения частоты вращения), муфта 3, соединяющая тахометр с электрическим двигателем 5, корпус которого соединяется со стойками корпуса 1 с помощью подшипниковых опор 4, редуктор 6 червячного типа, нагрузочное устройство (тормоз) 7. На корпусе двигателя 5 имеется лапка 8, которая касается свободного конца плоской пружины 10, защемленной одним концом в кронштейне 9 корпуса 1. В кронштейне 9 укреплен индикатор 11, с помощью которого измеряется деформация пружины 10. Около тормозного устройства имеется также стойка с индикатором, в которой защемлена плоская пружина 12 большей толщины, чем пружина 10. В качестве нагрузочного устройства 7 применен порошковый электромагнитный тормоз.

Тахометр 2, двигатель 5, червячный редуктор 6 и нагрузочное устройство 7 соединяются между собой одинаковыми муфтами 3.

В корпусе 1 располагаются системы питания и управления двигателем 5 и тормозом 7. На передней панели корпуса 1 имеются: 13 – выключатель питания двигателя 5; 14 – ручка управления частотой вращения двигателя; 16 – выключатель питания электромагнитного порошкового тормоза 7; 15 – ручка управления и установки требуемого тормозного момента.

2.2.2 Принцип действия лабораторной установки.

В начале работы ручки управления 14 и 15 соответственно двигателя и тормоза повернуть против часовой стрелки до упора и выключателями 13 и 16 включить питание двигателя и тормоза. Двигатель начнет работать с минимальной частотой вращения, тормозной момент электромагнитного тормоза будет также минимальным. Тахометр 2 покажет частоту вращения двигателя 5.

Двигатель 5 имеет механическую характеристику зависимую от момента нагрузки, т.е., если ток питания неизменен, то при увеличении момента нагрузки частота вращения двигателя будет уменьшаться, и, наоборот, при уменьшении момента нагрузки частота вращения будет увеличиваться. Электромагнитный порошковый тормоз 7 позволяет плавно менять момент нагрузки механизма за счет изменения величины тока питания при вращении ручки 15.

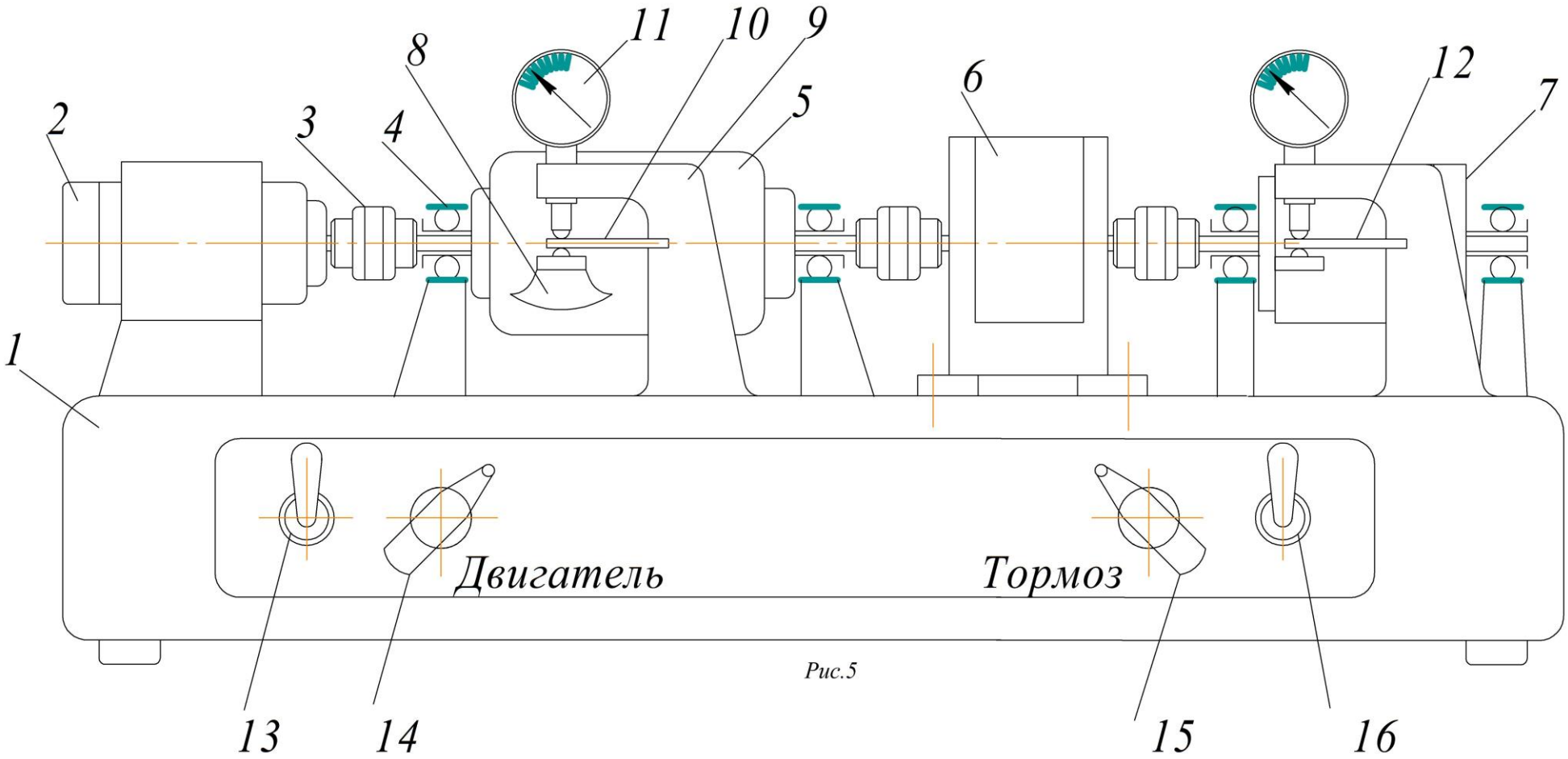


Рис.5

2.2.3 Кинематическая схема лабораторной установки

На рис. 6 показана кинематическая схема лабораторной установки для исследования к.п.д. червячных передач. Основными узлами установки являются: 1 – тахометр, 2- соединительная муфта, 3 – электродвигатель, 4 – подшипниковые опоры, 5 – червячный редуктор, 6 – электромагнитный порошковый тормоз.

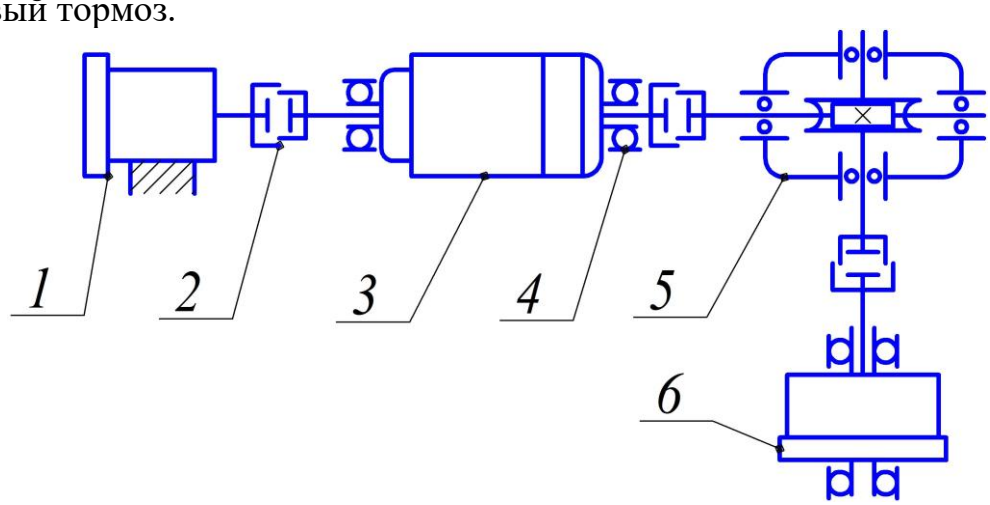


Рис.6

2.2.4 Устройство и принцип работы узла для измерения вращающего момента

Корпусы двигателя и электромагнитного порошкового тормоза закреплены в кронштейнах корпуса установки на подшипниках качения поз. 4 рис.5 и могут свободно поворачиваться. На корпусах двигателя и тормоза имеются лапки, которые упираются в свободные концы плоских пружин поз. 10 и 12 рис. 4. Другие концы пружин жестко заделаны в кронштейны.

Реактивные моменты двигателя и тормоза при работе устройства воспринимаются пружинами 10 и 12.

Деформацию пружин, пропорциональную действующим моментам измеряется индикаторами ИЧ-10 часового типа поз. 11 рис.5. Тарировочная характеристика устройства для измерения вращающих моментов определяется тарировочными коэффициентами:

$K_1 = 1{,}5\times10^{-3}$ (Нм/деление) - для измерителя момента двигателя;

$K_2 = 1\times10^{-2}$ (Нм/деление) - для измерителя момента тормоза.

{*Принимая во внимание, что одно деление шкалы индикатора соответствует 0,01 мм, можно использовать тарировочные коэффициенты несколько в другом виде, например,* $K_1 = 0{,}15$ *(Нм/мм);* $K_2 = 1{,}0$ *(Нм/мм)*}.

<u>Пример</u>. Если при конкретном измерении моментов показание индикатора измерителя момента двигателя $n_1 = 10$, (ρ_1 - *величина*

деформации пружины, пропорциональная моменту, равна 0,1 мм) , показание индикатора измерителя момента тормоза $n_2 = 29$ (ρ_2 - *величина деформации пружины, пропорциональная моменту на валу тормоза, равна 0,29 мм*), то момент на валу двигателя

$$T_1 = K_1 \times n_1 = 1{,}5 \times 10^{-3} \times 10 = 1{,}5 \times 10^{-2} \text{ Нм},$$

момент на валу тормоза

$$T_2 = K_2 \times n_2 = 1{,}0 \times 10^{-2} \times 29 = 0{,}29 \text{ Нм}$$

Такие же результаты получим, воспользовавшись тарировочными коэффициентами другого вида, т.е.: $T_1 = K_1 \times \rho_1 = 1{,}5 \times 10^{-2}$ Нм;

$$T_2 = K_2 \times \rho_2 = 0{,}29 \text{ Нм}$$

2.3 Определение к.п.д. передаточного механизма.

При исследовании к.п.д. реально действующего передаточного механизма необходимо учитывать все потери мощности, которые происходят в узлах устройства. При последовательном соединении узлов в передаточном механизме общее к.п.д. η передачи определяется

$$\eta = \frac{N_П}{N_{ДВ}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \ldots \times \eta_i, \qquad (3)$$

где: η_i - к.п.д. i – го узла механизма передачи,

$N_П$ – полезная мощность (под полезной мощностью по условиям эксперимента понимается мощность тормозного устройства),

$N_{ДВ}$ – мощность двигателя.

Обозначим: T_1 – момент, развиваемый двигателем,

T_2 – тормозной момент,

$n_{ДВ}$ – частота вращения вала двигателя (частота вращения входного вала редуктора),

$n_{ВЫХ}$ – частота вращения выходного вала редуктора и, соответственно, частота вращения вала тормозного устройства, поскольку они связаны между собой соединительной муфтой.

$U = 25$ – передаточное отношение планетарного редуктора (это его паспортная величина). Здесь $U = \frac{n_{ДВ}}{n_{ВЫХ}}$.

Момент, частота вращения и мощность связаны между собой зависимостью

$$N(Вт) = \frac{T \times (\pi \times n)}{30} \text{ (Нм/сек).} \qquad (4)$$

Соответственно : $N_{ДВ} = \frac{T_1 \times (\pi \times n_{ДВ})}{30}$

$$N_П = \frac{T_2 \times (\pi \times n_{ВЫХ})}{30}$$

Используя выражение 7, можно определить к.п.д. передаточного механизма

$$\eta = \frac{N_П}{N_{ДВ}} = \frac{T_2 \times (\pi \times n_{ВЫХ})}{T_1 \times n_{ВХ}} = \frac{T_2}{T_1 \times U} \qquad (5)$$

<u>Пример</u>. *Если в соответствии с примером раздела 2.2.3:*
$T_1 = 1{,}5 \times 10^{-2}$ *Нм,* $T_2 = 0{,}29$ *Нм,* $U = 25$.

К.п.д. равно $\eta = \frac{T_2}{T_1 \times U} = \frac{0{,}29}{1{,}5 \times 10^{-2} \times 25} = 0{,}7733$.

2.3.1 Определение к.п.д. в проектных расчетах на основании общих рекомендаций

Перед началом эксперимента можно ориентировочно определить к.п.д. передаточного механизма, пользуясь рекомендациями по выбору к.п.д. из литературных источников, на основании выражения 7. В механизме тахометра практически нет моментной нагрузки поэтому потерей мощности для привода тахометра пренебрегаем. Для данного механизма общее к.п.д. равно

$$\eta = (\eta_M)^3 \times \eta_P \times (\eta_П)^3, \qquad (6)$$

где: η_M = 0,95 – к.п.д. соединительной муфты,

η_P = 0,94 – среднее значение к.п.д. для червячных редукторов при числе заходов червяка $z_1 = 2$.

$\eta_П$ = 0,985 – к.п.д. одной пары подшипников.

Подставляем рекомендованные значения к.п.д. в формулу 6 и получаем η = 0,614. Это будет вероятное значение к.п.д. механической передачи лабораторной установки в соответствии с общими рекомендациями для проектировщиков приводов с червячными передачами.

2.3.2 Определение к.п.д. механической передачи с учетом расчетного к.п.д. червячного зацепления

Некоторое значение к.п.д. червячной передачи можно получить путем расчетов, учитывая то обстоятельство, что червячная передача по принципу работы напоминает винтовой механизм, кроме того можно учесть фактор зависимости трения в зацеплении от скорости скольжения.

К.п.д. червячной передачи при ведущем червяке

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 = \left(\frac{\eta_1 \times tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)} \right), \qquad (7)$$

где: η_1 – к.п.д., учитывающий потери на трение скольжения витков червяка и зубьев колеса вдоль их профиля;

$$\eta_2 = \left(\frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)} \right),$$ – к.п.д., учитывающее потери на трение при скольжении вдоль винтовой линии витков червяка и зубьев колеса,

где: $tg\Upsilon = z_1/q = 0{,}142$, (8)

$\Upsilon = arc\ tg\ (z_1/q) = 8{,}083^o$ – угол подъема винтовой линии червяка, (соответственно, $z_1 = 2$ – число заходов червяка, q = 14 – число модулей в диаметре делительного цилиндра червяка, m = 1,5 мм);

φ - приведенный угол трения, зависящий от скорости скольжения в зацеплении (см. таблицу 1);

Таблица 1

v м/сек	φ	v м/сек	φ
0,1	5°40′….6°50′	2,5	1°40′….2° 20′
0,5	4°30′….5° 10′	3	1°30′….2° 00′
1,0	2°30′….3° 10′	4	1°20′….1° 40′
1,5	2°20′….2° 50′	7	1°00′….1° 30′
2,0	2°00′….2° 30′	10	0°55′….1° 20′

Скорость скольжения в передаче определяется

$$v(м/сек) = \frac{d_1 \times \pi \times n_{черв}}{60}, \qquad (9)$$

где : $d_1 = m \times q = 21$ мм – диаметр делительного цилиндра червяка,

$n_{ЧЕРВ} = n_{ВХ} = n_{ДВ}$ (об/мин) – измеренное тахометром число оборотов двигателя при текущей установке числа оборотов.

Для выбора значения η_1 можно воспользоваться следующими рекомендациями (см. таблицу 2)

Таблица 2

Характеристика передачи	Закрытая 6÷7 степени точности с жидкой смазкой	Закрытая 8-й степени точности с жидкой смазкой	Открытая с консистентной смазкой
η_1	0,98	0,97	0,96

<u>Примечание.</u> *В данной установке используется червячная передача с консистентной смазкой, т.е.* $\eta_1 = 0{,}96$.

Результаты подсчетов к.п.д. по ходу проведения исследований на данной установке возможно будут отличаться от этой цифры.

3. Методика эксперимента

Включаем лабораторную установку и устанавливаем минимальное значения частоты вращения двигателя и минимальное значение тормозного момента вращением ручек 14, 15 (рис. 5).

3.1 Определение к.п.д. механизма при постоянной частоте вращения вала двигателя

1) Устанавливаем стрелки индикаторов на ноль.

2) Производим включение и устанавливаем частоту вращения вала двигателя в пределах (800÷1000)об/мин, опираясь на показания тахометра, при некотором небольшом моменте нагрузки, который соответствует холостому ходу механизма.

3) Выбираем шаг прибавления тормозного момента по показаниям индикатора тормоза в пределах (5÷15) делений.

4) Последовательно прибавляем тормозной момент, вращая ручку 15 (рис. 5), согласно выбранного шага по показаниям индикатора, делаем 4÷6 измерений. По условиям пункта 3.1 необходимо поддерживать принятую частоту вращения вала двигателя вращением ручки 14 (рис. 5).

5) Показания обоих индикаторов заносим в таблицу 3, производим расчет моментов T_1 и T_2, получаем ряд значений к.п.д. в зависимости от переменного значения момента T_2 нагрузки и строим график зависимости к.п.д. в координатах T_2 - η, откладывая к.п.д. η по оси ординат.

6) Вычисление к.п.д. $\eta_{V\ =\ CONST}$ в соответствии с формулой 7 для принятой частоты вращения вала двигателя.

Таблица 3

№	1	2	3	4	5	6
n_1(дел.)						
n_2(дел.)						
T1 Нм						
T2 Нм						
η						

Примечание. $n_{ДВ}$ = const; n_1, n_2 – показания индикаторов (количество делений).

3.2 Определение к.п.д. механизма при постоянном моменте нагрузки

1) Стрелки индикаторов установить на ноль.

2) Произвести включение и установить некоторое значение тормозного момента T_2 несколько менее среднего значения при частоте вращения вала двигателя (600÷1000)об/мин.

3) Выбрать шаг изменения частоты вращения двигателя (50÷100)об/мин.

4) Изменяя частоту вращения двигателя сделать (4 – 6) измерений, поддерживая постоянным тормозной момент .

5) Показания индикаторов и тахометра занести в таблицу 4, произвести расчет моментов T_1 и T_2 = const, вычислить к.п.д., построить график зависимости к.п.д. η от частоты вращения вала двигателя.

6) По формуле 7 вычислить значения к.п.д. η червячной передачи для разных скоростей скольжения в соответствии с принятыми при этом эксперименте частотами вращения двигателя.

7) Вычислить значения к.п.д. η_i передаточного механизма для разных значений $\eta_{ЧЕРВ\ i}$

$$\eta_i = (\eta_M)^3 \times \eta_{ЧЕРВi} \times (\eta_П)^5, \qquad (10)$$

8) Построить графики зависимостей $(\eta - n_{ДВ})$ и $(\eta_i - n_{ДВ})$

Таблица 4

№	1	2	3	4	5	6
$n_{ДВ}$ об/мин						
n_1(дел.)						
T_1 Нм						
η						
$\eta_{ЧЕРВi}$						
ηi						

Примечание. $T_2 = K_2 \times n_2 = const.$

4. Методика определения точности измерения линейных величин

При проведении измерений необходимо получить значение измеряемой величины с заданной точностью.

Результат измерения должен быть выражен двумя числами, первое из которых соответствует показанию прибора, а второе – возможному диапазону погрешности, обусловленной классом точности *К* прибора. Различают классы точности *К*: 0,05; 0,1; 0,2; 0,5; 1,0; 1,5; 2,5; 4,0, которые указываются на шкале прибора.

В настоящей лабораторной работе проводятся прямые измерения с помощью часового индикатора ИЧ-10, имеющего класс точности *К* = 1,0.

При выполнении данной работы принимается, что измерения текущего значения момента проводятся однократно и случайные погрешности малы, т.е. они не учитываются.

Различают точность прибора и точность измерения определенной величины.

Точность прибора оценивается следующими погрешностями:

абсолютной погрешностью $\pm\Delta = X - X_0$, разность между измеренной прибором величиной X и истинным значением измеряемой величины Xo, под которым может пониматься результат измерения образцовым прибором;

приведенной погрешностью $\gamma = \pm(\Delta / X_H)$.

Здесь Xн – предел измерения прибора.

Точность измерения оценивается относительной погрешностью

$$\delta = \pm\left(\frac{\Delta}{X}\right) \times 100\% \ , \qquad (11)$$

где δ - предел допускаемой относительной погрешности в % от значения X измеряемой величины.

Зная класс точности прибора *К* можно определить относительную погрешность: $\delta = \pm K \times \left(\frac{X_H}{X}\right)$, так как всегда [X<Xн], то δ > ϒ и потому для повышения точности необходимо, чтобы предел измерения прибора был близок к измеряемому значению.

Результат измерения в общем виде выражается формулой:

$$X = x \pm \delta\% \left(\frac{x}{100}\right). \qquad (12)$$

Приведенной погрешностью оценивается результат только прямых измерений. Результат косвенных измерений следует вычислять по формулам, зависящим от функциональной связи между искомой величиной и величинами, являющимися результатом прямых измерений.

Так при измерении к.п.д. механизма передачи $\eta = \frac{T_2}{T_1 \times U}$.

В этом случае получим

$$\delta_\eta = \frac{\Delta T_2}{T_2} + \frac{\Delta T_1}{T_1} = \delta_{T2} + \delta_{T1}.$$

<u>Пример</u>. Индикатор ИЧ-10 с классом точности *К* = 1,0 показал значение крутящего момента $T_1 = x_1 = 0{,}4$ мм, индикатор тормозного устройства показал $T_2 = x_1 = 0{,}6$ мм, номинальный предел измерения шкалы индикатора Xн = 1 мм. Определим к.п.д. редуктора.

$$\eta = \frac{T_2}{T_1 \times U} \pm \delta_\eta = \frac{x_2 \times K_2}{x_1 \times K_1 \times U} + \delta_\eta.$$

$$\delta_{T1} = K \times \left(\frac{X_H}{x_1}\right)\% = 1{,}0 \times \left(\frac{1{,}0}{0{,}4}\right)\% = 2{,}5\%$$

$$\delta_{T2} = K \times \left(\frac{X_H}{x_2}\right)\% = 1{,}0 \times \left(\frac{1{,}0}{0{,}6}\right)\% = 1{,}65\%$$

$$\delta_\eta = 2{,}5\% + 1{,}65\% = 4{,}15\%$$

$$\eta = \frac{0{,}6 \times 1{,}0}{0{,}4 \times 0{,}1 \times 25} \pm 4{,}15\% = 0{,}4 \pm 4{,}15 \times \frac{0{,}4}{100} = 0{,}4 \pm 0{,}0174.$$

5. Содержание и оформление отчета по работе

Отчет должен содержать:

1. название лабораторной работы;
2. развернутую формулировку цели работы;
3. кинематическую схему установки;
4. необходимые расчетные формулы;
5. результаты исследований в виде таблиц и графиков;
6. расчет точности приведенных результатов.

6. Вопросы для самопроверки

1. Основные кинематические схемы планетарных передач, применяемые в промышленности?
2. Опишите принцип построения лабораторной установки для исследования к.п.д. механических передач?
3. По результатам проведенных испытаний дайте анализ влияния нагрузочного момента и передаваемой скорости на к.п.д. механической передачи.
4. Дайте характеристику изучаемого редуктора с точки зрения к.п.д.
5. Опишите метод измерения крутящих моментов, используемый в лабораторной установке.
6. Какие классы точности измерительных приборов существуют в промышленности?
7. Какой класс точности имеет индикатор ИЧ-10?
8. Как вычисляется погрешность измерения?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для втузов /Под ред. В. А. Финогенова — 6-е изд.,перераб.. — М.: Высш.шк., 2007. — 382 с.: ил.
2. Саврасов Г.А. Выбор кинематической схемы электропривода с учетом коэффициента полезного действия. -Саратов: СГТУ, 2004,- 20 с.
3. Саврасов Г.А., Долгих А.М., Детали машин. Зубчатые передачи.- Саратов: СГТУ. 2008.- 100 с.
4. Саврасов Г.А., Долгих А.М., Лысенко С.В. Курсовое проектирование по деталям машин. Саратов: СГТУ. 2009.- 102 с.
5. Тимофеев С.И. Детали машин.- М.: Феникс, 2005. – 416 с.
6. Рощин Г.И., Самойлов Е.А.. Детали машин и основы конструирования. – Москва: Дрофа, 2006 г. – 415, [1] с.: ил. – (Высшее образование).

ВРЕМЯ, ОТВЕДЕННОЕ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ

Подготовка к работе	0,5 акад. ч.
Выполнение работы	0,75 акад. ч.
Обработка результатов эксперимента и оформление отчета	0,75 акад. ч.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Руководство к лабораторной работе по курсу «Детали машин и основы конструирования»

Составили: ПОТЕХИНА Лариса Николаевна
САВРАСОВ Генрих Андреевич