

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7 ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ЗАВИСИМОСТЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ И КОНСТРУКЦИЙ ФРИКЦИОННЫХ ВАРИАТОРОВ

**Цель работы:** ознакомление с конструкцией и принципом работы фрикционных передач; изучение конструктивных особенностей вариаторов, применяемых в приводах общего назначения, и определение их основных кинематических и силовых параметров; нахождение фактических передаточных отношений, коэффициента скольжения и КПД фрикционной передачи при разных условиях работы.

**Приборы и инструменты:** установка ДП-1К, секундомер.

**Подготовка к выполнению лабораторной работы:** ознакомиться с теоретическим материалом по фрикционным передачам и вариаторам [1, с. 114–118]; [2, с. 209–215]; [3, с. 97–106].

## Общие сведения

**Фрикционные передачи** относятся к передачам непосредственного контакта, у которых движение от ведущего звена к ведомому передается за счет сил трения.

Условие работоспособности передачи заключается в следующем:

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (7.1)$$

где  $F_{\text{тр}}$  – сила трения в месте контакта катков, Н;  $F_t$  – передаваемая окружная сила, Н.

Нарушение этого условия приводит к буксованию передачи и интенсивному износу рабочих поверхностей катков. Поэтому для создания необходимой силы трения  $F_{\text{тр}}$  с учетом запаса катки прижимают один к одному с силой

$$F_n = \frac{kF_t}{f}, \quad (7.2)$$

где  $k$  – коэффициент запаса сцепления, который вводится для предупреждения буксования катков от перегрузок, в особенности в период пуска, и зависит от режима работы;  $f$  – коэффициент трения между катками.

Фрикционные передачи подразделяются на нерегулируемые (с практически постоянными передаточными отношениями) и регулируемые (вариаторы), у которых передаточные отношения можно изменять плавно при постоянной скорости ведущего вала (бесступенчатое регулирование).

К преимуществам фрикционных передач относятся простота конструкции и обслуживания; равномерность и бесшумность работы; возможность бесступенчатого регулирования передаточных отношений, причем на ходу, без остановки передачи; отсутствие аварий при перегрузках на ведомом валу.

Недостатками фрикционных передач являются интенсивное и неравномерное изнашивание рабочих поверхностей катков, особенно при буксовании; большие нагрузки на валы и подшипники от прижимной силы  $F_n$ , что делает передачу громоздкой и ограничивает передаваемую мощность; непостоянное передаточное отношение из-за проскальзывания катков.

В передаче с цилиндрическими катками передаточные отношения определяются как

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}, \quad (7.3)$$

где  $\omega_1, \omega_2$  – угловые скорости ведущего и ведомого катков;  $D_1, D_2$  – диаметры катков;  $\varepsilon$  – коэффициент скольжения ( $\varepsilon = 0,005-0,03$ ).

В большинстве приводов технологических машин, промышленных конвейеров, манипуляторов, транспортных машин необходимо регулировать скорость исполнительных органов в зависимости от изменяющихся свойств обрабатываемого объекта либо условий технологического процесса. В таком случае оптимальным является бесступенчатое регулирование скорости.

Механическое устройство, предназначенное для бесступенчатого (плавного) регулирования на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной скорости ведущего, называется **вариатором**. В отличие от передач вариаторы, кроме передаточного числа, характеризуются еще и диапазоном регулирования, рассчитываемым по формуле

$$Д = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}}, \quad (7.4)$$

где  $n_{2\max}$ ,  $n_{2\min}$  – соответственно максимальная и минимальная частота вращения ведомого вала;  $U_{\max}$ ,  $U_{\min}$  – соответственно максимальное и минимальное передаточное число вариатора.

При этом у вариаторов передаточное число может быть больше и меньше единицы и тем самым выполнять функции как силовой передачи (повышающие крутящий момент), так и мультипликатора (увеличивающие угловые скорости).

Существующие вариаторы по принципу работы и виду контакта рабочих звеньев подразделяют на передачи трением с непосредственным контактом – фрикционные (рис. 7.1, 7.2); передачи трением с промежуточным телом качения (рис. 7.3); передачи трением с гибкой связью – ремнем (рис. 7.4); передачи зацеплением с гибкой связью – цепные.

**Фрикционные вариаторы** нашли применение в приводах с малыми габаритными размерами, станках, приборах. При рациональном конструировании и точном изготовлении они имеют наиболее высокий коэффициент полезного действия ( $\eta = 0,8-0,9$ ).

**Ременные вариаторы** (рис. 7.4) менее сложны в производстве и ремонте, надежны в эксплуатации и могут работать при ударной нагрузке. Благодаря этим преимуществам их используют чаще фрикционных. КПД ременных вариаторов достаточно высок ( $\eta=0,8 - 0,85$ ), но по габаритным размерам они уступают фрикционным.

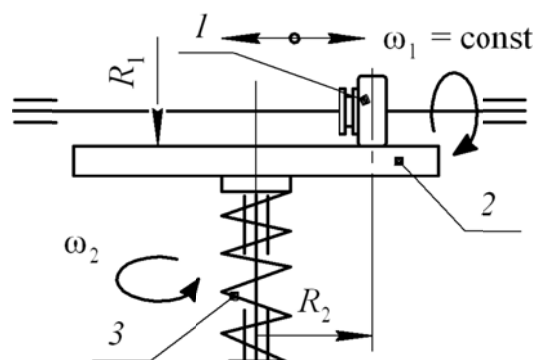


Рис. 7.1. Схема лобового вариатора:  
1 – ролик; 2 – диск; 3 – пружина

**Лобовой вариатор** (рис. 7.1) состоит из ведущего ролика 1, который передает крутящий момент ведомому диску 2 и может перемещаться по валу в осевом направлении. Сила трения между роликом 1 и диском 2 создается за счет усилия пружины 3, которая перемещает диск в осевом направлении. При перемещении ролика 1 в осевом

направлении изменяется рабочий радиус ведомого диска  $R_2$ , что приводит к изменению передаточного числа вариатора и тем самым плав-

ному изменению угловой скорости ведомого вала. Преимуществом конструкции данного вариатора является его простота и возможность плавно изменять не только скорость ведомого вала ( $\omega_2$ ), но и ее направление (реверсирование движения). Однако в лобовых вариаторах происходит интенсивное изнашивание ролика вследствие значительной разности скоростей на площадке касания, поэтому КПД их ниже, чем в других конструкциях вариаторов.

Для этого вариатора диапазон регулирования не превышает  $D \leq 3$  и равен:

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}. \quad (7.5)$$

Передаточное число вариатора вычисляется по формуле

$$U_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_1(1-\varepsilon)}; \quad U_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{R_{2\min}}{R_1(1-\varepsilon)}, \quad (7.6)$$

где  $\varepsilon$  – относительное скольжение в передаче.

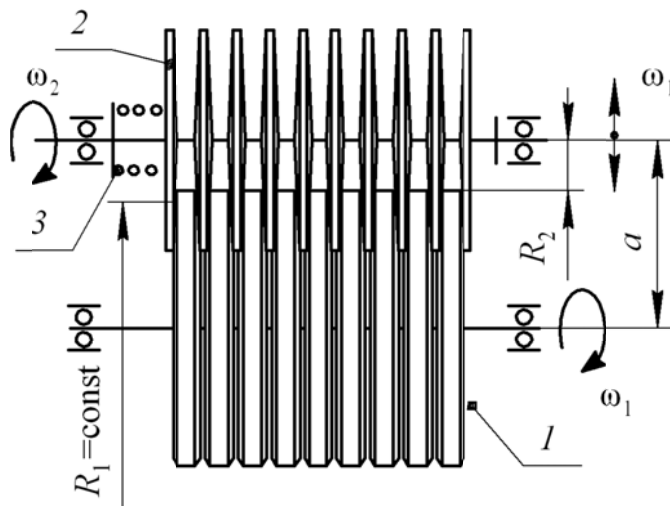


Рис. 7.2. Схема многодискового вариатора:  
1 – диски отбортованные; 2 – диски конические;  
3 – пружина

**Дисковые вариаторы** (рис. 7.2). В таких вариаторах крутящий момент передается за счет трения между пакетами дисков. На ведущем валу вариатора размещены отбортованные диски 1, в промежутки между ними входят конические диски 2 ведомого вала, прижимаемые пружиной 3. Изменение передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала относительно ведомого в радиальном направлении. При этом изменяются межосевое расстояние  $a$  и рабочий радиус  $R_2$ .

Соответственно диапазон регулирования и передаточное отношение рассчитываются по следующим формулам:

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}, \quad U_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_1(1-\varepsilon)}, \quad U_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_1(1-\varepsilon)}. \quad (7.7)$$

В многодисковых вариаторах мощность от ведущего вала к ведомому может передаваться большим числом контактов (100 и более). Это позволяет существенно снизить контактные напряжения и интенсивность изнашивания дисков, повысить нагрузочную способность. При этом значительно уменьшается величина потребной силы прижатия  $F_n$ , создаваемой пружиной 3.

Диски изготавливают из стали и закаливают до твердости HRC 50–60. Вариатор работает в масляной ванне, что уменьшает износ дисков. Снижение коэффициента трения при смазывании компенсируется большим числом контактов.

Вариаторы могут передавать мощность до 40 кВт с диапазоном регулирования  $D \leq 4,5$  при КПД 0,8–0,9.

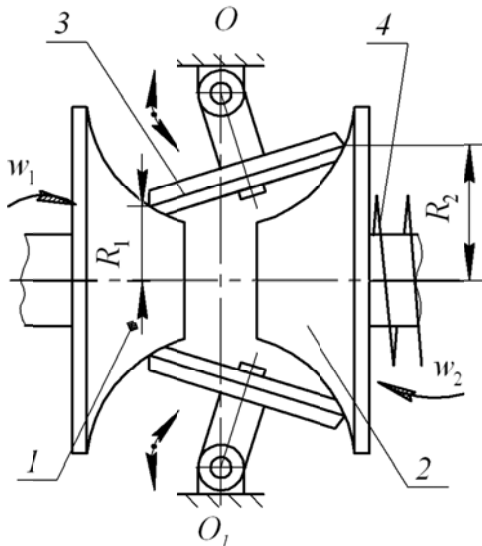


Рис. 7.3 Схема торового вариатора:  
1 – чашка ведущая; 2 – чашка ведомая;  
3 – ролик промежуточный;  
4 – пружина

#### Торовый вариатор (рис. 7.3)

состоит из ведущей 1 и ведомой 2 чашек с торовой рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов 3. Ведущая чашка 1 установлена неподвижно на валу, а ведомая 2, перемещаясь в осевом направлении, прижимается пружиной 4 к роликам 3, и тем самым создается необходимая сила трения для передачи вращательного движения. Регулирование угловой скорости осуществляется синхронным поворотом роликов относительно оси  $O_1O_2$ , в результате чего изменяются радиусы контакта  $R_1$  и  $R_2$ . Оси роликов закреплены в специальной рамке так, что они всегда располагаются симметрично оси чашек. Погрешности в расположении осей вызывают неравномерную нагрузку роликов, дополнительное скольжение и износ, снижают КПД. У торовых вариаторов при соответствующих соотношениях геометрических параметрах, когда вершины конусов чашек и роликов

симметричны относительно оси чашек, достигается равномерная нагрузка роликов, что повышает КПД. У торовых вариаторов при соответствующих соотношениях геометрических параметрах, когда вершины конусов чашек и роликов

располагаются в одной точке, практически отсутствует скольжение, а КПД максимально. В этом заключается основное их преимущество.

Схема такого вариатора является наиболее компактной и совершенной. К числу недостатков относятся сложность конструкции, высокие требования к точности изготовления и сборки.

Соответственно диапазон регулирования и передаточное число торового вариатора вычисляются по формулам

$$Д = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{R_{2\max}}{R_{2\min}}, \quad U_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_{1\min}(1-\varepsilon)}, \quad U_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_{1\max}(1-\varepsilon)}. \quad (7.8)$$

Торовые вариаторы стандартизированы для мощностей 1,5–2,0 кВт при диапазоне регулирования до 6,25. Материалы качения: закаленная сталь по закаленной стали при смазке или сталь по текстолиту без смазки.

**Вариатор с раздвижными конусами и ременной гибкой связью** (рис. 7.4) состоит из ведущих 1 и ведомых 2 конусов, которые могут перемещаться в осевом направлении вдоль валов с помощью рычагов 4. Между конусами натянут ремень 3, который передает крутящий момент от ведущего к ведомому валу за счет силы трения между ремнем и конусами, которая возникает в результате предварительного натяжения ремня.

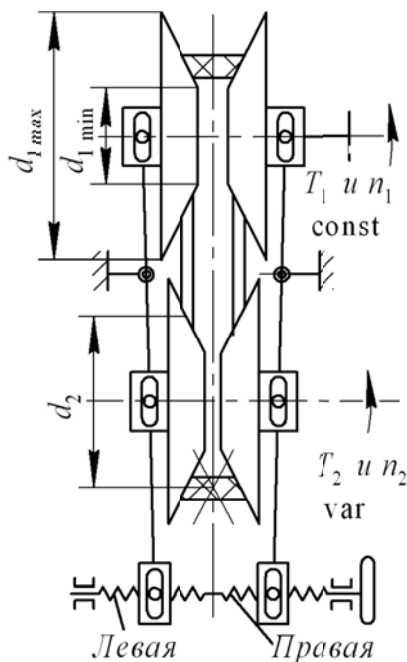


Рис. 7.4. Вариатор с раздвижными конусами и ременной гибкой связью:

- 1, 2 соответственно конус ведущий и ведомый;
- 3 – ремень; 4 – рычаги;
- 5 – опоры; 6 – маховик;
- 7, 8 – гайка

При вращении маховика 6 гайки 7 и 8, имеющие левую и правую резьбу, либо сходятся, либо расходятся и, тем самым, рычаги 4, поворачиваясь вокруг опор 5, разводят или сводят конусы 1 и 2, что приводит к изменению диаметров  $d_1$  и  $d_2$  и, соответственно, изменению

передаточного отношения. Для данных вариаторов диапазон регулирования и передаточное число находится по формулам

$$Д = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{U_{\max}}{U_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}, \quad U_{\max} = \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}, \quad U_{\min} = \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}. \quad (7.9)$$

Стандартные приводные ремни позволяют получить  $D \leq 1,5$ , а специальные широкие –  $D \leq 5$ .

### Описание установки

Установка ДП-1К (рис. 7.5, а) предназначена для нахождения фактических передаточных отношений  $U_f$ , коэффициента скольжения  $\varepsilon$  и КПД звена редуктор – фрикционная передача  $\eta$  при различных условиях работы (различные силы прижатия ролика к диску  $F$ , геометрические передаточные отношения  $U_r$ , определяемые величиной  $R$ , – расстоянием от точки контакта ролика с диском до центра диска, и величины тормозного момента  $T_{\text{тор}}$ ).

Установка состоит из литого основания 1, на котором установлены кронштейн 6 электродвигателя 2, кронштейн 4 с закрепленными на нем червячным редуктором 3, фрикционным вариатором и рамой 9 ведомого вала вариатора 30 с нагрузочным устройством 5, и панели управления.

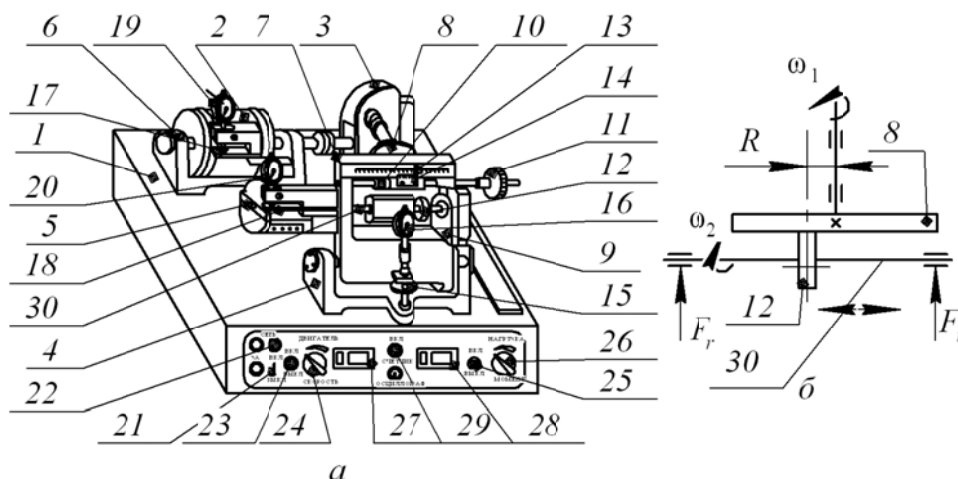


Рис. 7.5. Экспериментальная установка ДП-1К:

а – общий вид; б – вариатор:

- 1 – основание; 2 – электродвигатель; 3 – редуктор червячный; 4 – кронштейн; 5 – устройство нагрузочное; 6 – кронштейн; 7 – муфта упругая; 8 – диск; 9 – рама; 10 – винт ходовой; 11 – маховик; 12 – ролик; 13 – шкала; 14 – нониус; 15 – винт; 16, 19, 20 – индикатор часового типа; 17, 18 – пружина; 21, 23, 25, 29 – тумблер; 22 – лампочка сигнальная; 24, 26 – ручка потенциометра; 27, 28 – счетчик импульсов; 30 – вал

Узел электродвигателя установлен на литом кронштейне 6. Статор (корпус) электродвигателя в подшипниках свободно вращается вокруг якоря электродвигателя 2, который, в свою очередь, установлен в подшипниках, закрепленных в опорах кронштейна 6. Ротор электродвигателя через упругую муфту 7 связан с ведущим валом червячного редуктора 3.

На ведомом валу редуктора установлен сменный диск фрикционной передачи 8 (рис. 7.5, б). Диск, изготавливаемый из стали, текстолита или твердой резины, передает крутящий момент за счет сил трения ролику 12. Ролик установлен на ведомом валу 30, бесступенчатое регулирование скорости которого осуществляется за счет изменения положения ролика относительно центра диска 8 (расстояние  $R$ ). Данная конструкция вариатора позволяет не только плавно регулировать скорость ведомого вала 30, но и менять направление (реверсировать) вращения вала.

Ведомый вал 30 фрикционной передачи закреплен на раме 9, установленной в шарикоподшипниковых опорах кронштейна 4. В верхней части рамы 9 параллельно ведомому валу 30 расположен ходовой винт 10. При вращении ходового винта маховиком 11 ролик 12, установленный на валу 30, перемещается, изменяя свое положение относительно центра диска 8 фрикционной передачи. Положение ролика определяется по шкале 13 с помощью нониуса 14.

На ведущем валу редуктора 3 и ведомом валу 30 фрикционной передачи установлены коллекторы устройств, предназначенных для подачи управляющих импульсов на счетчики оборотов 27 и 28.

Сила прижима ролика 12 к диску 8 регулируется винтом 15. Значение текущей величины силы определяется по показаниям индикатора 16.

Нагрузочное устройство 5 прикреплено к левой стенке рамы 9, вал которого через эластичную муфту соединяется с ведомым валом 30 фрикционной передачи.

Измерительные устройства динамометрического типа установлены на кронштейнах электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5, состоят из пружин 17, 18 и индикаторов часового типа 19, 20, которые упираются своими штоками в пружины 17, 18. Пружины измерительных устройств первоначально проградуированы, и их деформации относительно стрелок индикатора показывают величину реактивных крутящих моментов, которые определяются по формулам.



На панели управления расположены: тумблер включения и выключения установки 21, сигнальная лампочка включения 22, тумблер двигателя 23, ручка 24 потенциометра, который позволяет бесступенчато регулировать число оборотов электродвигателя, тумблер для включения нагрузочного устройства 25, ручка потенциометра, который позволяет регулировать ток в электромагните нагрузочного устройства 26, счетчики импульсов для измерения числа оборотов диска 27 и ролика 28 фрикционной передачи, тумблер включения цепи измерения числа оборотов 29.

Установка работает от электросети переменного тока напряжением 220 В.

### **. Порядок выполнения работы**

1. Составить кинематическую схему установки, используя условные обозначения, представленные в приложении 1.

2. Винтом 15 подвести ролик 12 к диску 8 так, чтобы тонкий лист бумаги, проложенный между ними, был поджат роликом и мог свободно перемещаться при приложении небольшого усилия.

3. Установить стрелки индикаторов 16, 19 и 20 на нулевое положение.

4. По шкале 13 с помощью нониуса 14 задать (по согласованию с преподавателем) положение ролика 12 относительно центра диска 8 (расстояние  $R$ , рис. 7.5, б), вращая маховик 11 ходового винта 10.

5. По индикатору 16 с помощью винта 15 установить величину усилия прижима ролика к диску  $F = 10$  Н. Количество делений индикатора определить по формуле

$$n_p = 870,7F - 1,9535.$$

6. Ручки потенциометров регулирования частоты вращения вала электродвигателя 24 и тока нагрузочного устройства 26 установить в крайнее левое положение.

7. Тумблером 21 включить установку, при этом загорится сигнальная лампа 22.

8. Тумблером 23 включить электродвигатель.

9. Поворотом ручки потенциометра 24 вправо выбрать на индикаторе 19 заданный момент на валу электродвигателя  $T_{дв}$  (по согласо-

ванию с преподавателем от 0 до 0,2 Н · м). Количество делений индикатора рассчитать по следующей формуле:

$$n_d = 1000T_{дв}.$$

10. Тумблером 25 включить нагрузочное устройство.

11. Поворотом ручки потенциометра 26 вправо задать на индикаторе 20 величину крутящего (тормозного) момента  $T_{тор}$  (по согласованию с преподавателем от 0 до 0,05 Н · м). Количество делений индикатора вычислить по формуле

$$n_n = 157,68T_{тор} + 0,1554.$$

12. м) Включить одновременно секундомер и тумблер 29 для определения числа оборотов диска 8 и ролика 12 фрикционной передачи.

13. По истечении 5 мин работы выключить тумблер 29.

14. Количество оборотов диска 8 определить по показаниям счетчика 27 и занести в таблицу.

15. Количество оборотов ролика 12 определить по показаниям счетчика 28 и занести в таблицу.

16. Выключить тумблеры 25, 23 и 21. Сбросить показания счетчиков 27 и 28 нажатием на кнопки, соответствующих счетчиков оборотов.

17. Повторить п. 5–16, увеличивая последовательно усилие прижима ролика к диску до значения  $F = 25, 50, 75$  и 100 Н.

18. Определить фактическое передаточное число фрикционной передачи по формуле

$$U_{\phi} = \frac{n_{рол}}{n_{диска}}, \quad (7.13)$$

где  $n_{рол}$  – частота вращения ролика,  $\text{мин}^{-1}$ , определяемая из соотношения

$$n_{рол} = \frac{N_{рол}}{15}, \quad (7.14)$$

где  $N_{рол}$  – количество импульсов по счетчику 28 от контактного устройства на валу ролика за 5 мин работы;

$n_{диска}$  – частота вращения диска,  $\text{мин}^{-1}$ , вычисляемая по формуле

$$n_{диска} = 0,02N_{диска}, \quad (7.15)$$

где  $N_{\text{рол}}$  – количество импульсов по счетчику 27 от контактного устройства на входном валу редуктора за 5 мин работы.

Полученные значения занести в таблицу. Построить график зависимости фактического передаточного числа  $U_{\text{ф}}$  от силы прижатия  $F$  ролика к диску.

19. Найти коэффициент скольжения  $\varepsilon$  по следующей формуле:

$$\varepsilon = 1 - \frac{U_{\text{ф}}}{U_{\text{геом}}}, \quad (7.16)$$

где  $U_{\text{геом}}$  – геометрическое передаточное число фрикционной передачи, рассчитываемая из следующего выражения:

$$U_{\text{геом}} = \frac{R}{r}, \quad (7.17)$$

где  $R$  – расстояние от точки контакта ролика с диском до центра диска, м;  $r$  – радиус ролика, м ( $r = 27,5$  мм).

Результаты расчета занести в таблицу. Построить график зависимости коэффициента скольжения  $\varepsilon$  от силы прижатия  $F$  ролика к диску.

### Результаты экспериментов

Наименования определяемых величин	Результаты измерений или расчета при силе $F$ , Н, прижатия ролика к диску				
	10	20	30	40	50
Количество импульсов по счетчику за 5 мин работы на валу ролика $N_{\text{рол}}$					
Частота вращения ролика $n_{\text{рол}}$ , мин <sup>-1</sup>					
Количество импульсов по счетчику за 5 мин работы на валу диска $N_{\text{диска}}$					
Частота вращения диска $n_{\text{диска}}$ , мин <sup>-1</sup>					
Частота вращения ведущего вала редуктора $n_{\text{ред}}$ , мин <sup>-1</sup>					
Крутящий момент на валу электродвигателя $T_{\text{дв}}$ , Н · м					
Крутящий момент на валу ролика $T_{\text{рол}} = T_{\text{тор}}$ , Н · м					
Фактическое передаточное число фрикционной передачи $U_{\text{ф}}$					
Коэффициент проскальзывания фрикционной передачи $\varepsilon$					
КПД звена редуктор – фрикционная					

20. Определить коэффициент полезного действия звена редуктор – фрикционная передача по формуле

$$\eta = \frac{T_{\text{тор}} n_{\text{рол}}}{T_{\text{дв}} n_{\text{ред}}}, \quad (7.18)$$

где  $T_{\text{тор}}$  – момент на валу ролика, создаваемый нагрузочным устройством, Н·м;  $T_{\text{дв}}$  – момент на валу электродвигателя, Н·м;  $n_{\text{ред}}$  – частота вращения входного вала редуктора, мин<sup>-1</sup>, вычисляемая по следующей формуле:

$$n_{\text{ред}} = \frac{N_{\text{ред}}}{5}. \quad (7.16)$$

Результаты расчета занести в таблицу. Построить график зависимости КПД от силы прижатия  $F$  ролика к диску.

### Содержание отчета

Отчет должен содержать: название и цель работы; кинематические схемы и краткое описание работы лобового, дискового, торового и ременного вариаторов; расчет диапазона регулирования и передаточного числа; краткое описание устройства и работы установки ДП-1К; кинематические схемы установки и фрикционной передачи; таблицу; графики зависимостей фактического передаточного числа  $U_{\text{ф}}$ , коэффициента скольжения  $\varepsilon$ , КПД звена редуктор – фрикционная передача  $\eta$  от силы прижатия ролика к диску  $F$ ; выводы.

### Контрольные вопросы

1. Преимущества и недостатки фрикционных передач.
2. Условия работоспособности фрикционных передач.
3. Как определяется необходимая сила прижатия?
4. Какую фрикционную передачу называют вариатором?
5. Как определить передаточное число и диапазон регулирования вариаторов?
6. Какими силами передается крутящий момент и от чего он зависит?
7. Как находятся фактические передаточные отношения передачи?
8. Как влияют

величины нагрузки  $T_{\text{тор}}$ , коэффициент скольжения и передаточные отношения на величину КПД передачи?