

Лекция 4

4.1 Задача уравнивания ротора

Ротором называется звено механизма, выполненное в виде тела вращения и установленное в опорах на стойке. В связи с ростом рабочих скоростей машин уравниванию роторов придается большое значение. Уравнивание представляет ответственный этап при изготовлении машин. Качество машины во многом определяется ее уравниваемостью. В настоящее время строятся электродвигатели и турбомашин со скоростью вращения 100000 оборотов в минуту, центрифуги для получения биологических эмульсий со скоростью вращения до 600000 оборотов в минуту, отдельные детали в текстильных машинах вращаются со скоростью до 1000000 оборотов в минуту.

Рассмотрим следующий пример: пусть масса ротора 10 кг, угловая скорость $\omega = 1000$ рад/с, эксцентриситет массы 0.0001 м (0.1 мм). При вращении ротора возникает сила инерции $U = m\omega^2 R = 1000$ н, т.е. в 10 раз больше, чем вес ротора.

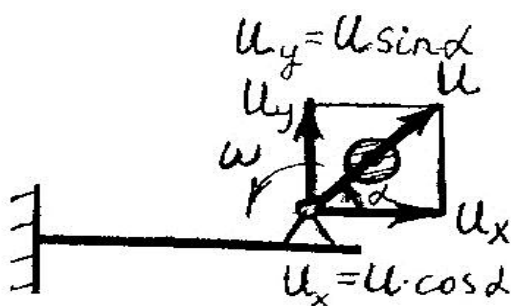


Рис 4.1

Сила инерции передается на опоры в виде периодического воздействия. Пусть, например, неуравновешенный ротор закреплен на консольной балке (рис. 4.1). Разложим силу инерции U на составляющие U_x и U_y . Составляющая U_x из-за большой жесткости балки в направлении оси X не опасна, составляющая U_y вызывает колебания балки. Если частота вынужденных колебаний или

будет ей кратна, может возникнуть резонанс. Резонанс характеризуется резким возрастанием амплитуды колебаний, которое может привести к поломке или, в лучшем случае, будет проявляться в виде вибраций оборудования, здания и т.д. Задача конструктора – не допустить ошибок при проектировании ротора. Неуравновешенность может появиться также из-за неточности изготовления, пороков в материале и т.д.

4.2 Статическая неуравновешенность ротора

Статической называется неуравновешенность, возникающая от того, что главная центральная ось инерции ротора проходит параллельно оси вращения. Свое название она получила потому, что она может быть обнаружена проведением статических испытаний. Рассмотрим простейшую схему статически неуравновешенного ротора (рис. 3.7). Подсчитаем силу инерции, развиваемую массой m

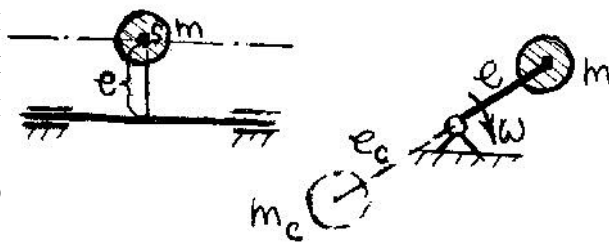


Рис 4.2

$$U = m \omega^2 e$$

Силу инерции при угловой скорости $\omega = 1$ называют дисбалансом.

$$D = U m e$$

Дисбаланс – произведение массы на эксцентриситет, его размерность гсм.

Задача уравнивания – изменить распределение масс с тем, чтобы перевести центр масс на ось вращения. Тогда главная центральная ось инерции и ось вращения совпадут. Этого можно добиться, если использовать корректирующую массу m_c , расположить ее на расстоянии e_c противоположно массе m так, чтобы она развивала силу инерции $U_c = -U$ или $D_c = -D$. Отсюда следует, что для статической уравновешенности необходимо, чтобы геометрическая сумма дисбалансов равнялась нулю ($D_c + D = 0$).

На практике статическое уравнивание выполняют на балансировочных станках. Обычно используются балансировочные параллели (рис. 3.8) Установленный на них ротор под действием момента сил тяжести совершает колебания относительно положения устойчивого равновесия, при котором центр масс находится в самом нижнем положении. Ротор ведет себя как физический маятник. После прекращения колебаний определяется линия, на которой находится центр масс – «тяжелое место». С противоположной стороны закрепляется пробный грузик и испытание повторяется. Ротор будет уравновешен, если он будет находиться в состоянии безразличного равновесия.

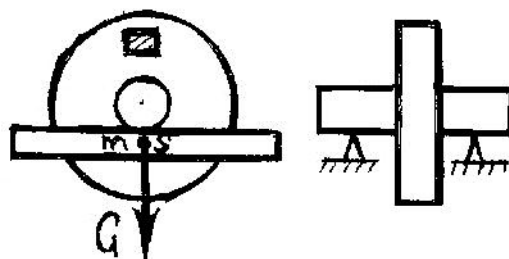


Рис 4.3

Достоинство такого метода уравнивания – простота оборудования. Недостаток – низкая точность из-за наличия трения качения. Остаточный дисбаланс рассчитывается по формуле

$$D_{ост} = m k,$$

Где k - коэффициент трения качения.

Второй недостаток состоит в том, что таким способом нельзя обнаружить моментную неуравновешенность.

4.3 Моментная неуравновешенность ротора

Схема ротора с моментной неуравновешенностью представлена на рис. 3.9. В том случае, если $D_1 = -D_2$, ротор статически уравновешен, однако дисбалансы, располагаясь на плече L , создадут момент $M = D L$, который будет действовать на опоры, вызывая в них реакции R_A и R_B . Такая неуравновешенность возникает, например, если отверстие в детали просверлено под углом к оси вращения.

Моментной неуравновешенностью называется неуравновешенность, возникающая оттого, что главная центральная ось инерции пересекает ось вращения в центре масс.

Для моментного уравнивания необходимо добавить две корректирующие массы, такие, чтобы они создали момент дисбаланса $M_m = -M$. Геометрическая сумма моментов

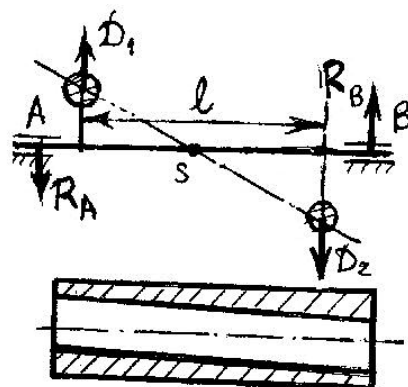


Рис 4.4

дисбалансов должна быть равна нулю.

Моментное уравнивание производится на специальных станках. Такому уравниванию подвергаются детали большой протяженности вдоль оси. Для деталей типа зубчатых колес, шкивов, маховиков, автомобильных колес достаточно ограничиться статическим уравниванием.

4.4 Полное уравнивание ротора

Статическое и моментное уравнивание называют полным (динамическим уравниванием). Рассмотрим его на примере коленчатого вала двигателя (рис. 3.10).

Уравнивание будем производить в такой последовательности: сначала моментное, а затем статическое.

Запишем условие моментной уравновешенности:

$$M_1 + M_2 + M_3 + M_M = 0 \quad (3.7)$$

Здесь

$$M_1 = D_1 L_1 = m_1 e_1 L_1$$

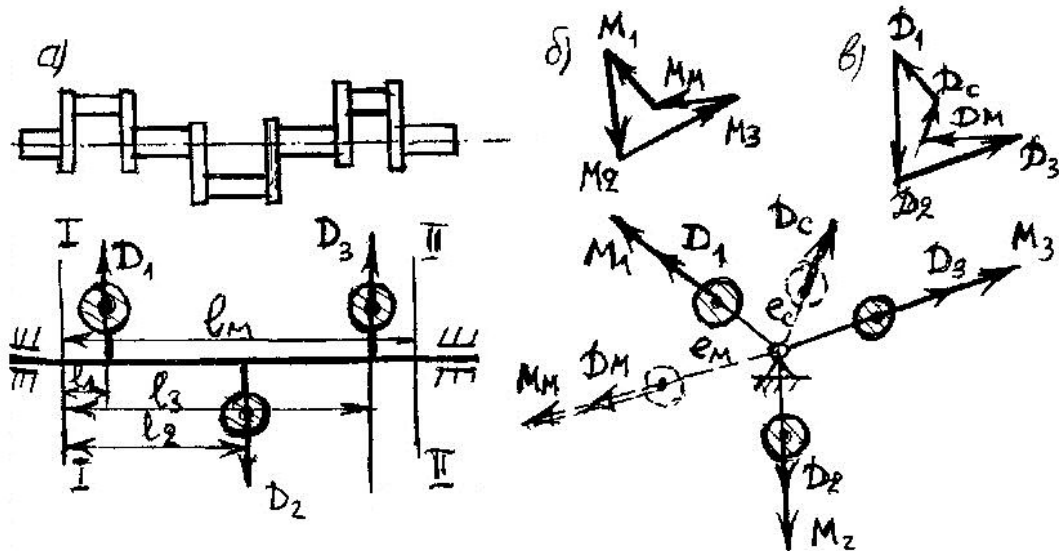


Рис 4.5

$$M_2 = D_2 L_2 = m_2 e_2 L_2$$

$$M_3 = D_3 L_3 = m_3 e_3 L_3$$

Направление векторов моментов примем совпадающим с направлением векторов дисбалансов. Из уравнения (3.7) предстоит определить M_M . Решение уравнения получим построением многоугольника моментов (рис. 3.10б).

$$M_M = D_M L_M = m_M e_M L_M$$

Отсюда, задавшись L_M и e_M находим m_M . Корректирующую массу m_M следует расположить в плоскости $\Pi - \Pi$ на расстоянии e_M от оси вращения в направлении, указанном вектором M_M на многоугольнике моментов.

Условие статической уравновешенности:

$$D_1 + D_2 + D_3 + D_M + D_c = 0$$

Построим в масштабе k_D многоугольник дисбалансов, из которого найдем величину и направление D_c $D_c = m_c e_c$. Корректирующую массу m_c следует расположить в плоскости $I - I$ на расстоянии e_c от оси вращения в направлении, указанном для D_c на многоугольнике дисбалансов.

С помощью двух масс произведено полное уравнивание ротора.

4.5 Балансировка на машинах

Уравнивание на стадии проектирования не дает гарантии, что изготовленная деталь будет уравновешена. Ошибки возможны при изготовлении.

Для их исправления все ответственные детали подвергаются балансировке на машинах. Конструкции машин весьма разнообразны, рассмотрим простейшую (рис. 4.6). Ротор запускается через фрикционную передачу в резонансный режим, а затем двигатель отключается. При прохождении резонанса возникают колебания рамы, которые регистрируются измерительным прибором $И$. Плоскость $II - II$ проходит через ось качания C .

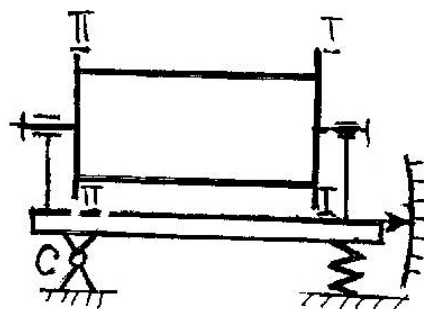


Рис 4.6

Благодаря этому сила инерции в плоскости $II - II$ уравнивается реакцией R_C . Сила инерции в плоскости $I - I$ вызывает колебания рамы. Используя корректирующие грузы, добиваются уравнивания сил инерции в плоскости $I - I$, а затем ротор переворачивается так, чтобы плоскость $I - I$ прошла через точку C и добиваются уравнивания в плоскости $II - II$. Процесс уравнивания является трудоемким, так как требует многократных запусков ротора.

4.6 Уравнивание механизмов

Уравнивание механизмов производится с теми же целями, что и уравнивание роторов. При работе механизмов возникают динамические реакции, которые могут значительно превышать статические реакции. От статических реакций избавиться нельзя, динамических можно избежать, если произвести уравнивание механизма.

Полное уравнивание механизма будет тогда, когда ускорение центра тяжести всего механизма равно нулю и момент сил инерции тоже равен нулю. Избежать воздействия момента сил инерции не удастся, но добиться, чтобы ускорение центра масс было равно нулю, можно – нужно сделать так, чтобы он был неподвижен. При решении этой задачи используют метод замещающих масс.

Пусть, например, требуется уравновесить плоский шарнирный четырехзвенник (рис. 4.7). Заменив массу m двумя массами m_O и m_A , поместив их в точки O и A , соблюдая условия

$$m_O OS_1 = m_A AS_1$$

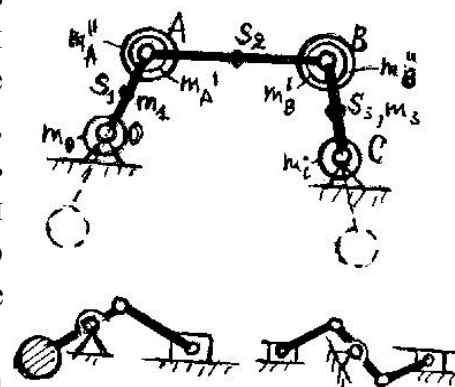


Рис 4.7

$$M_O + m_A = m$$

Уравнения (3.8) образуют линейную систему относительно m_O и m_A' , решение которой находится элементарно.

Аналогичным образом заменяется масса m_3 и масса m_2

$$M_C = m_3 BS_3 / BC \quad m_B' = m_3 CS_3 / BC$$

$$m_A' = m_2 BS_2 / AB \quad m_B'' = m_2 AS_2 / AB$$

Итак, в точке **A** сосредоточена масса $m_A = m_A' + m_A''$, в точке **B** сосредоточена масса $m_B = m_B' + m_B''$. Массы в точках **A** и **C** уравновешены. Следует уравновесить массы m_A и m_B . Это достигается установкой дополнительных противовесов на звеньях **OA** и **BC**. Расчет их производится известным методом. Подобным же образом производится уравновешивание кривошипно-ползунного механизма, однако здесь остается неуравновешенной поступательно движущаяся масса ползуна. Полностью уравновешен механизм, составленный из двух кривошипно-ползунных механизмов, работающих в противофазе. Хорошо уравновешены многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания, хуже всех – одноцилиндровые двухтактные двигатели.

4.7 Силы трения в механизмах. Законы трения

Уточненный силовой расчет ведется с учетом сил трения. Сила трения, есть результат взаимодействия двух тел, тоже относится к реактивным силам. Эта сила направлена касательно к поверхностям соприкасающихся тел и препятствует движению одного тела относительно другого. Физическая природа этой силы связана с деформацией микронеровностей и наличием сил молекулярного взаимодействия. Трение такого рода называется трением скольжения. Несмотря на то, что трение есть одно из самых распространенных явлений природы, точные законы трения до сих пор не установлены из-за многочисленности факторов, определяющих трение. Поэтому используются приближенные законы, которые пригодны для большинства практических задач. Эти законы установлены Амонтоном и Кулоном.

1. Сила трения пропорциональна нормальному давлению и направлена противоположно направлению относительной скорости.

$$F = f N$$

Коэффициент пропорциональности **f** называется коэффициентом трения. Поскольку для двух трущихся тел можно указать две относительные скорости V_{ij} и V_{ji} , соответственно существуют две силы трения F_{ij} и F_{ji} , которые равны по величине и противоположны по направлению. Силы трения представляют касательные реакции для взаимодействующих тел.

2. Коэффициент трения зависит от материалов и состояния поверхностей трущихся тел. С уменьшением микронеровностей трение уменьшается, экспериментально установлены следующие коэффициенты трения для наиболее характерных пар материалов:

| | |
|-----------------|------|
| сталь по стали | 0.18 |
| чугун по стали | 0.20 |
| сталь по дереву | 0.40 |

| | |
|------------------|-----------|
| ферро по металлу | 0.3 – 0.8 |
| резина по стали | 0.6 – 0.8 |
| дерево по дереву | 0.4 – 0.7 |

3. Коэффициент трения зависит от скорости движения: сначала несколько убывает, а затем сохраняет почти постоянное значение.

4. Сила трения не зависит от удельного давления, а это значит – от площади контакта тел.

5. Коэффициент трения при движении (динамический коэффициент трения) меньше коэффициента трения при покое (статический коэффициент трения).

4.8 Трение в поступательной паре

На рис. 4.8 представлена схема поступательной пары. Пусть к ползуну приложена сила Q , направленная перпендикулярно направляющей, и движущая сила P . Со стороны направляющей на ползун действуют нормальная реакция N и сила трения F , являющаяся касательной реакцией. Геометрическая сумма N и F есть полная реакция R . Угол между R и N назовем углом трения, поскольку он

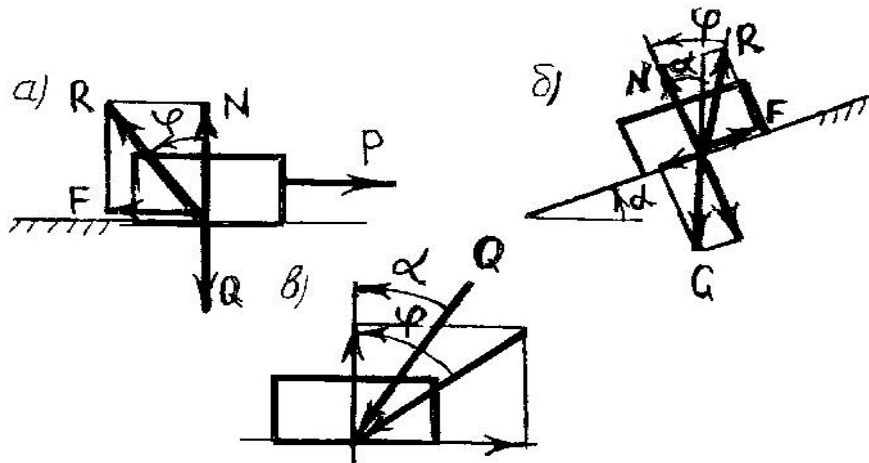


Рис 4.8

зависит от силы трения F . При равномерном движении ползуна соблюдается условие $P = F$, где $F = f N$, откуда следует $f = F / N$. Из построения на рис.4.8в следует, что $F / N = \text{tg } \varphi$ где $\varphi = \text{arctg } f$. При малом коэффициенте трения $\varphi \approx f$. Так, например, при $f = 0.2$ $\varphi = 0.2 \text{ рад} \approx 12^\circ$. Коэффициент трения определяется экспериментально на установке, схема которой показана на рис. 4.8б. На плоскости, наклоненной к горизонту под углом α . Помещено тело. Установим условия, при которых тело будет покоиться на плоскости. Разложим силу тяжести на две составляющие – по нормали и по касательной к поверхности. Нормальная составляющая, равная $G \cos \alpha$, прижимает тело к плоскости, касательная составляющая, равная $G \sin \alpha$, стремится сдвинуть тело вниз по плоскости, Этой силе противодействует сила трения $F = f G \sin \alpha$. Условие равновесия тела на плоскости

$$F \geq G \sin \alpha$$

Или

$$f G \cos \alpha \geq G \sin \alpha \quad f \geq \text{tg } \alpha \quad \text{tg } \varphi \geq \text{tg } \alpha \quad \varphi \geq \alpha$$

Равновесие тела на наклонной плоскости не зависит от величины силы. Такое состояние носит название самоторможения. Самоторможение часто используется в грузоподъемных механизмах.

Явление самоторможения наблюдается в поступательной паре, если к ползуну приложена сила P под углом меньшим угла трения (рис. 3.13в). Доказательство этого то же, что и для тела на наклонной плоскости. Угол трения определяет конус трения. Если сила трения приложена внутри конуса трения, то она не может сдвинуть тело с места. Это следует учитывать при проектировании механизмов с поступательными парами.

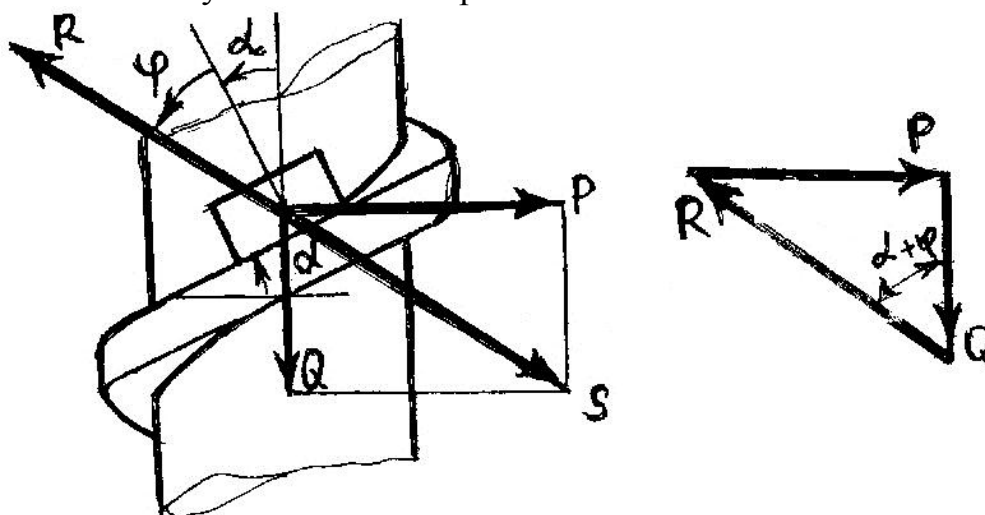


Рис 4.9

Установленные зависимости используются для анализа трения в резьбе. На рис. 4.9 показан один виток прямоугольной резьбы. Согласно 3-му закону трения гайку можно заменить небольшим элементом, нагруженным теми же силами, что и гайка. В таком случае возникает аналогия с ползуном, перемещающимся по наклонной плоскости, где α – угол подъема винтовой нарезки.

Построим треугольник сил, приложенных к ползуну. Из треугольника следует

$$P = Q \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$$

Момент, который необходимо приложить к гайке, чтобы преодолеть силу Q , равен

$$M = P r_{cp} = Q r_{cp} \operatorname{tg} (\alpha + \varphi)$$

Где r_{cp} - средний радиус резьбы.

Угол подъема α обычно принимается небольшим для обеспечения самоторможения гайки, угол трения $\varphi = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f_0$, где f_0 - приведенный коэффициент трения. Для прямоугольной резьбы $f_0 = f$, для треугольной резьбы $f_0 = f / \cos 30^\circ$.

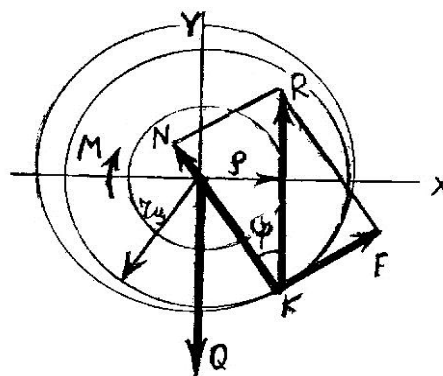


Рис 4.10

4.9 Трение во вращательной паре

Вращательная пара состоит из втулки и цапфы (рис. 4.10) Если к цапфе приложен движущий момент, она будет перекатываться по цилиндрической поверхности втулки до тех пор, пока реактивный момент не уравновесит движущий момент. На рис. 4.10 представлено положение равновесия цапфы. Из проекции всех сил на ось Y следует, что $Q = -R$, где Q - вертикальная нагрузка, R - полная реакция, Q и R образуют пару сил с плечом ρ , где ρ – радиус круга трения.

$$M_{\text{тр}} = Q \rho$$

Из построения на рис. 3.15 видно, что $\rho = r_{\text{ц}} \sin \varphi$

Поскольку $\sin \varphi \approx \text{tg } \varphi$, при малых значениях φ

$$M_{\text{тр}} = Q r_{\text{ц}} \text{tg } \varphi = Q r_{\text{ц}} f$$

Коэффициент трения f для вращательной пары определяется экспериментально. Обычно он на 30% больше, чем для поступательной пары.

4.10 Трение в высших парах

В высшей кинематической паре имеет место скольжение и качение элементов друг по другу. Сила трения скольжения вычисляется также как и в поступательной паре. Сопротивление перекатыванию учитывается моментом трения качения, который направлен противоположно угловой скорости.

Физическая природа трения качения изучена недостаточно, поэтому обычно пользуются экспериментальными данными. При качении тела затрачивается работа, которая идет на деформацию поверхностей качения. Пусть, например, перекатывается цилиндр по плоскости (рис. 4.11). Перед цилиндром образуется волна деформации, которая движется вместе с ним.

Равнодействующая элементарных реакций смещена от точки a на величину k . Для качения цилиндра необходимо преодолеть момент $M_{\text{тр}} = kN = k Q$, где Q – сила, приложенная к телу. Коэффициент пропорциональности в этой формуле, по аналогии с законом трения на плоскости, называют коэффициентом

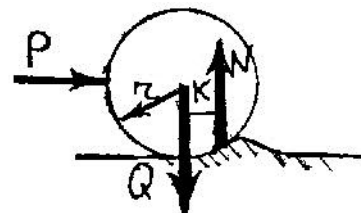


Рис 4.11