

Тема 6

6.5.6. Построение теоретического профиля кулачка

После определения основных размеров кулачкового механизма и выбора законов движения ведомого звена приступают к основной задаче – *проектированию профиля* кулачка.

При этом считаются *известными* закон движения ведомого звена, максимально допустимый угол давления и все размеры, не относящиеся к профилю кулачка.

Задача синтеза, как и задача кинематического анализа кулачковых механизмов, решается *методом обращения движения*.

Всему механизму сообщается вращение с угловой скоростью, равной угловой скорости кулачка и направленной в противоположную сторону. В этом случае кулачок как бы останавливается, а ведомое звено будет вращаться вокруг кулачка с угловой скоростью равной – w_1 и одновременно перемещаться относительно своих направляющих по заданному закону. Показывая эти перемещения в обращенном движении, отмечаются точки *теоретического профиля*.

Рассмотрим примеры построения теоретических профилей в различных кулачковых механизмах.

Тема 6

• 1. *Центральный кулачковый механизм с остроконечным толкателем*

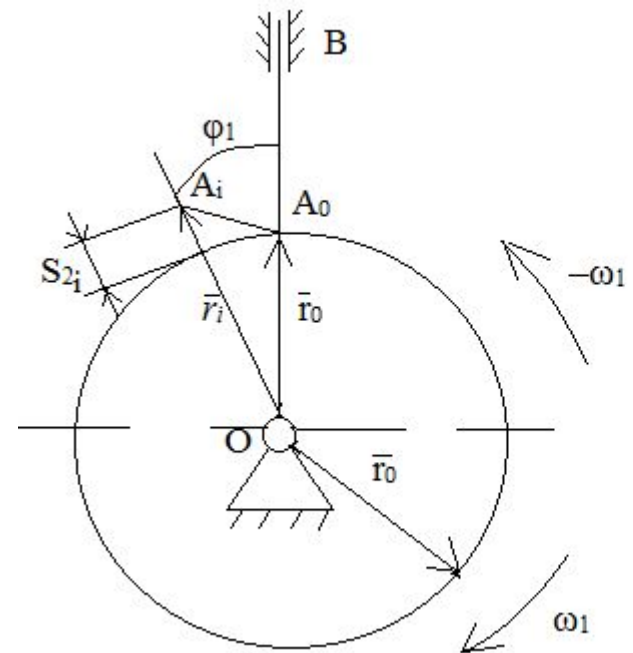
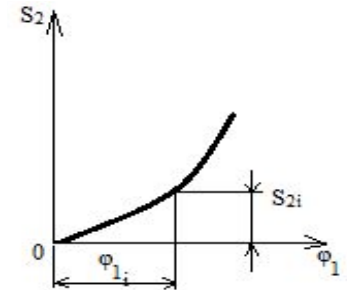
Известны радиус кулачковой шайбы (r_0), скорость кулачка (ω_1), начальное положение толкателя (т. A_0) и график перемещения ведомого звена $S_2(\varphi_1)$.

В обратном движении кулачок неподвижен, а осевая линия OB начнет вращаться против часовой стрелки с ($-\omega_1$). Кроме того, толкатель будет перемещаться в направляющей по закону $[S_2(\varphi_1)]$.

При повороте осевой линии на угол φ_1 т. A переместится на величину s_{2i} и окажется в т. A_i профиля кулачка. При этом радиус-вектор этой точки

$$r_i = r_0 + S_{2i}.$$

Остальные точки профиля находятся аналогично.

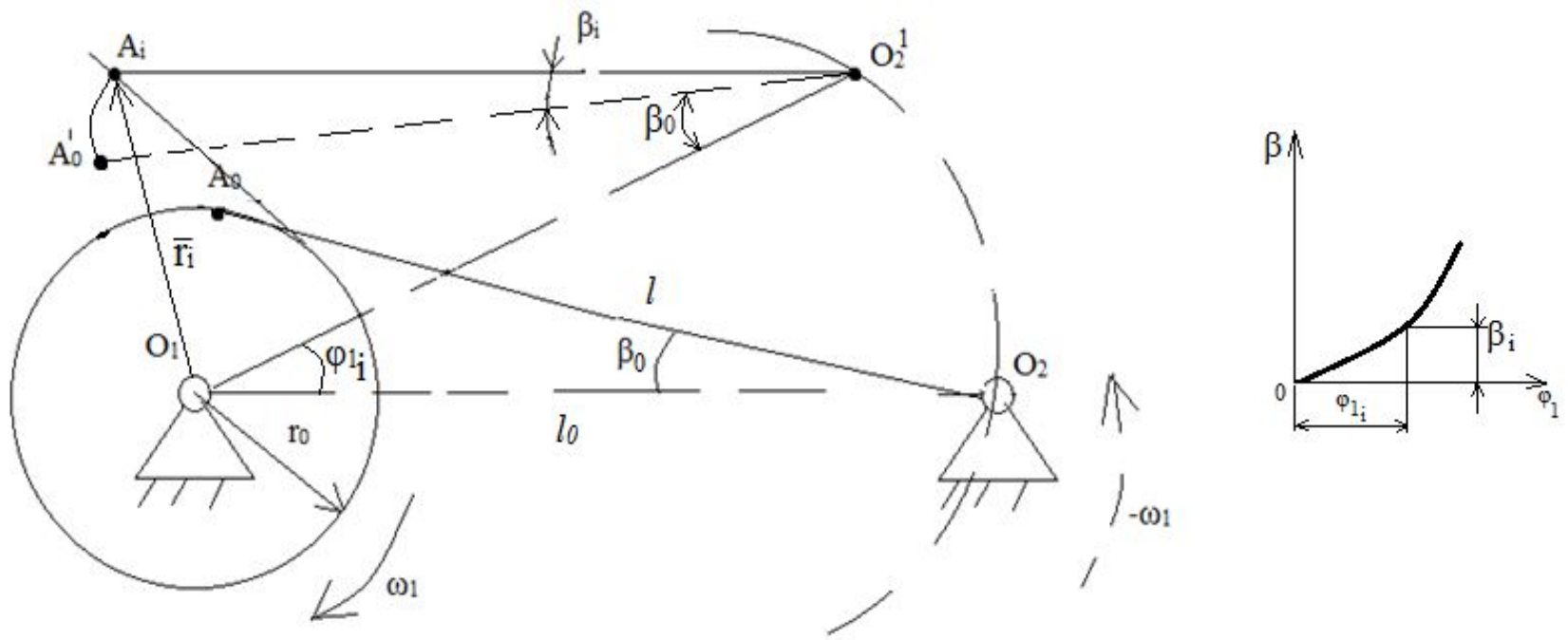


Тема 6

3. Кулачковый механизм с коромыслом

- В этом случае известными величинами являются $r_o, l, l_o, \beta_o, \omega, \beta = f(\varphi_1)$.
Радиус-вектор точки A_i профиля кулачка из $\Delta O_1 O_2^1 A_i$

$$r_i = [l^2 + l_o^2 - 2 l l_o \cos(\beta_i + \beta_{i0})]^{1/2}.$$



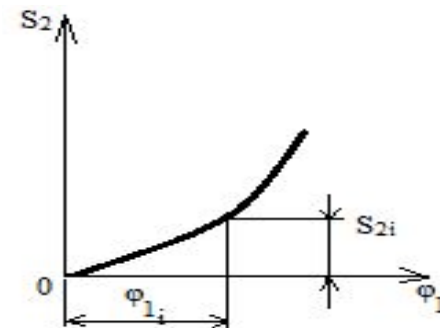
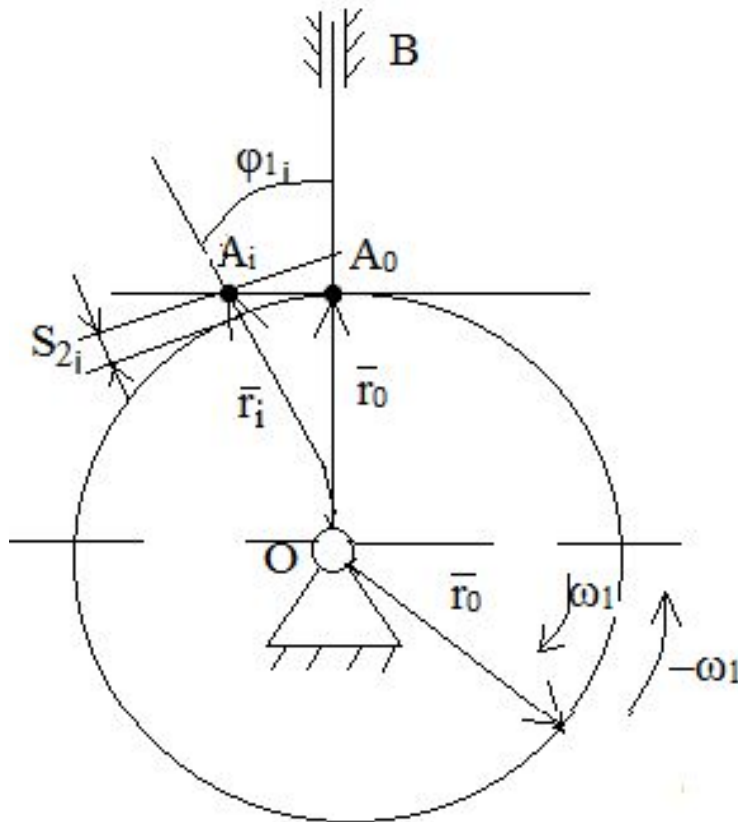
Тема 6

4. Кулачковый механизм с плоским толкателем

В этом механизме профиль кулачка строится как огибающая отдельных положений его плоскости.

Радиус-вектор точки A_i

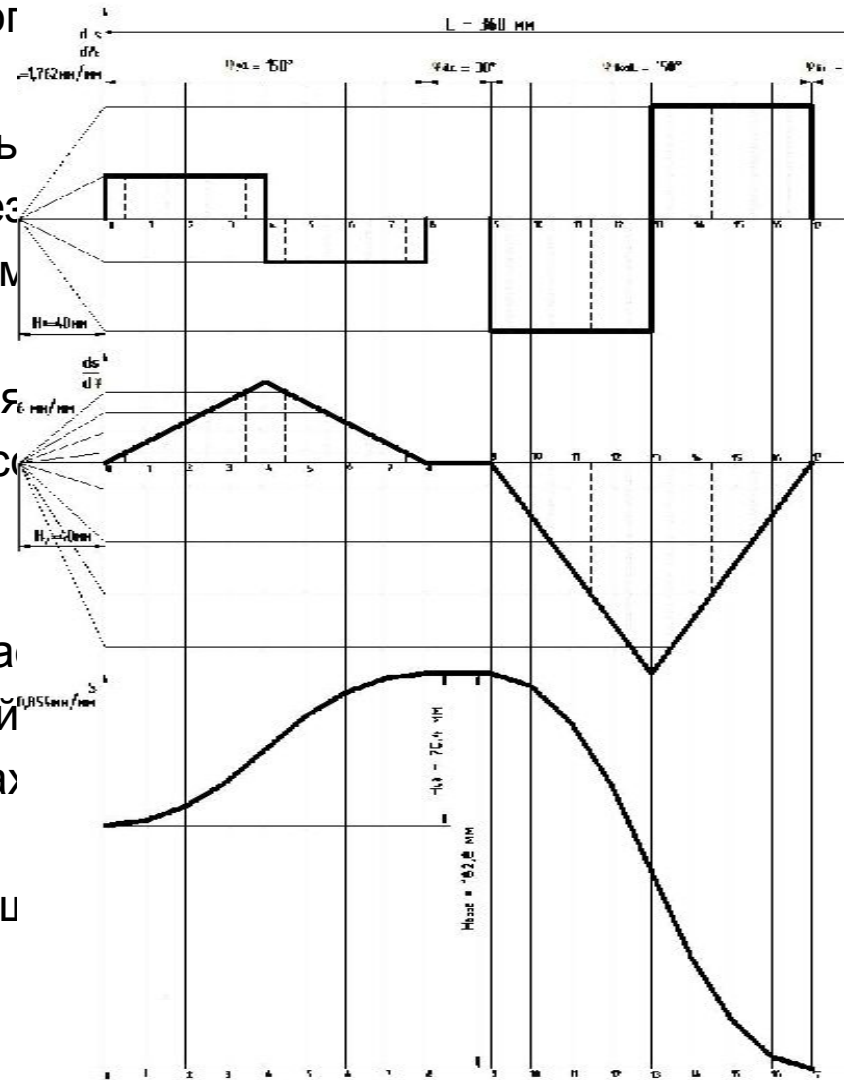
$$r_i = r_0 + S_{2i}$$



Тема 6

6.5.7. Порядок проектирования профиля кулачка

1. Строится кинематическая диаграмма аналог ускорений в произвольном масштабе;
2. Участки оси абсцисс, соответствующие фазовым углам поворота кулачка, делятся на равные отрезки;
3. Точки диаграммы, соответствующие серединам отрезков оси абсцисс, сносятся на ось ординат;
4. Полученные на оси ординат точки соединяются лучами с некоторой точкой P , называемой полюсом и располагающейся на расстоянии $H_1 = 20-50$ мм от начала координат;
5. В новой системе координат, которая располагается ниже исходной диаграммы и ось абсцисс которой также разделяется на равные отрезки, в пределах временных интервалов проводятся хорды, параллельные соответствующим лучам, исходящим из полюса P ;



Тема 6

6. Полученный в виде ломаной линии график аналогов скоростей заменяется плавной кривой;

7. Аналогичным образом, путем повторения пп. 3 – 6, строится график перемещений ведомого звена;

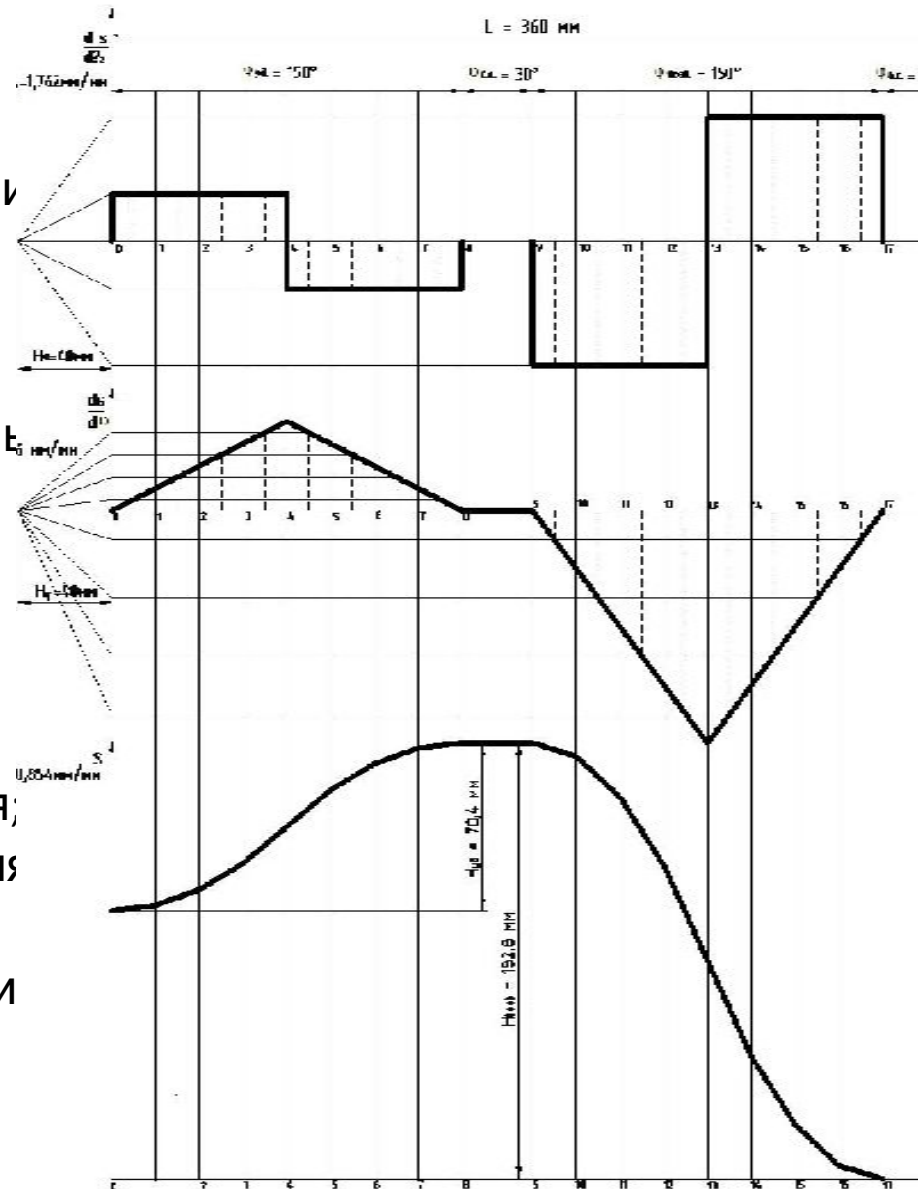
8. По заданной величине перемещения ведомого звена определяются масштабные коэффициенты графиков перемещений, аналогов скоростей и ускорений:

$$\mu_s = h / H_{y\partial} (H_{\epsilon});$$

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_{\phi} \cdot H_2}; \quad \mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_{\phi} \cdot H_1},$$

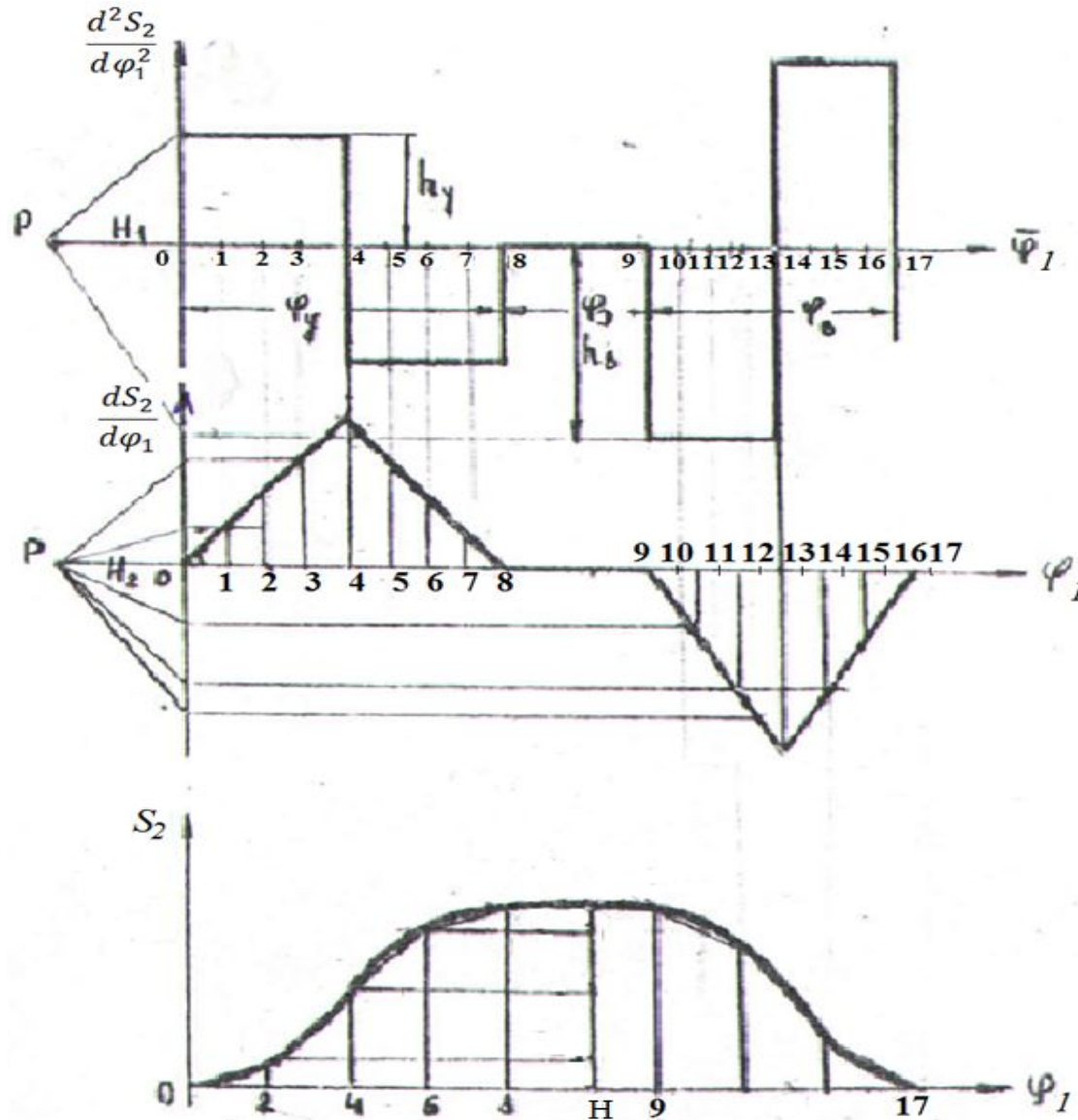
где h – заданное перемещение толкателя;
 $H_{y\partial}$, H_{ϵ} – ординаты перемещений толкателя (берутся из графика);

μ_{ϕ} – масштабный коэффициент оси абсцисс;
 H_1^{ϕ} , H_2^{ϕ} – полюсные расстояния.



Тема 6

Второй пример графического интегрирования графика аналогов ускорения



Тема 6

9. Строится *передаточная диаграмма* – зависимость между перемещениями и аналогами скоростей толкателя за полный поворот кулачка (см. рис.);

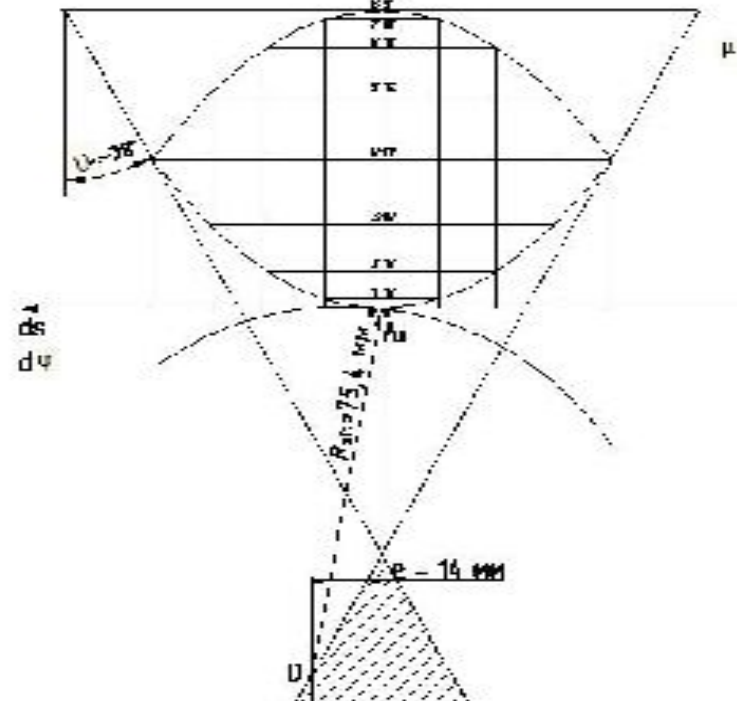
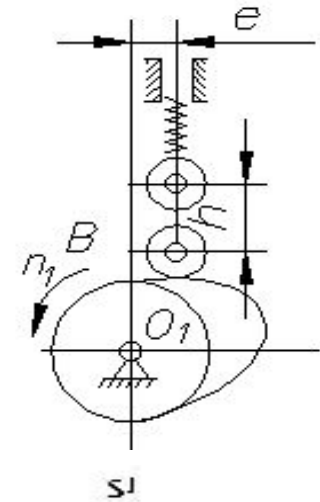
10. С помощью передаточной диаграммы по заданному углу давления ($\alpha = 30^0$) и эксцентрисите (e) Находится минимальный радиус начальной окружности кулачка, равный

$$R_{0min} = OA_0 = r_0 + r_p,$$

и положение оси его вращения (т. O);

11. Определяется радиус ролика толкателя

$$r_p \leq 0,4 R_{0min};$$



Тема 6

12. На основе метода
обращения движения
строится

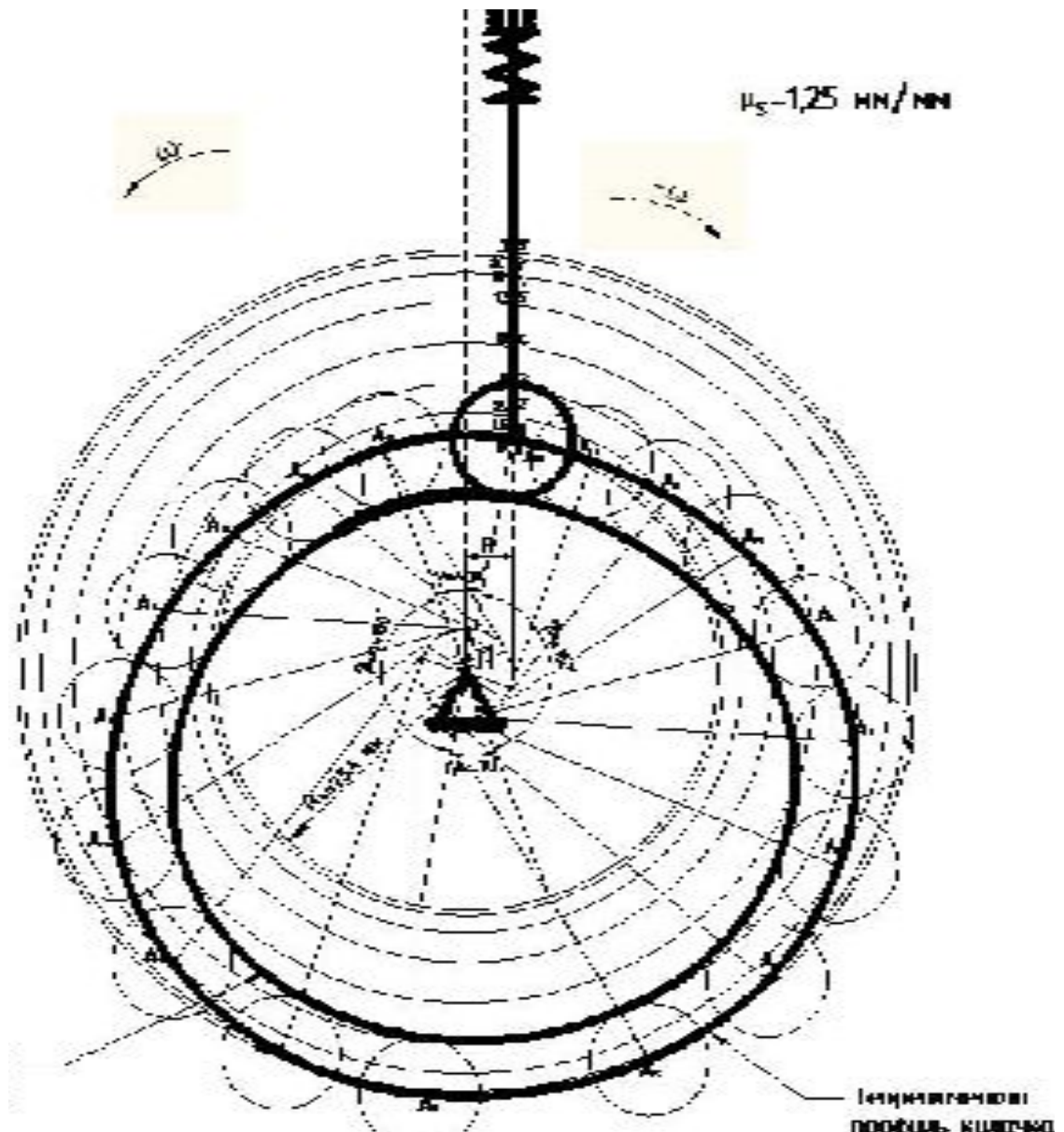
теоретический

профиль кулачка –
т.т. A_1, A_2, A_3 и т. д.;

13. Затем строится

действительный

профиль кулачка,
как огибающая
дуг окружностей
радиуса r_p ,
проведенных
из точек
теоретического
профиля.



Тема 7

Тема 7. Учет сил трения при силовом анализе

7.1. Виды трения

При относительном движении звеньев кинематической пары между соприкасаемыми поверхностями возникает взаимодействие, называемое **трением**.

Силой трения называется сила противодействия, сопровождающая сопротивление движению.

В большинстве случаев сила трения относится к силам **сопротивления**, однако в некоторых машинах и механизмах эти силы будут являться **движущими** (трение используется в ременных и фрикционных передачах, за счет сил трения осуществляется качение в высших КП, вибрационное перемещение, работа домкратов и т. д.).

В зависимости от характера движения звеньев кинематической пары различают следующие виды трения:

- трение **скольжения** (возникает в низших кинематических парах).
- трение **качения** (возникает в высших кинематических парах).

Тема 7

Трение скольжения возникает при *волочении* тела, т.е. когда оно не вращается вокруг своей оси, а скользит (трение поршня о цилиндр или вала о цапфу). Трение качения – при движении тела *перекатыванием*, когда оно вращается вокруг своей оси.

Возникновение трения объясняется тремя *причинами*:

1. Неровностями соприкасающихся поверхностей, поскольку они не абсолютно гладкие;
2. Силами межмолекулярного воздействия;
3. Деформируемостью соприкасающихся поверхностей.

В зависимости от состояния трущихся поверхностей различают следующие *виды трения скольжения*:

- *сухое* трение, при котором происходит непосредственное соприкосновение поверхностей КП;
- *жидкостное* трение, при котором поверхности разделяются слоем смазки.

Кроме того существуют промежуточные виды трения: *полусухое* и *полужидкостное*, в зависимости от того какой вид трения преобладает.

Тема 7

- Величина силы *сухого* трения определяется *законом Кулона*:

$$F = fN,$$

где f – коэффициент трения *покоя* или *сцепления* (зависит от физико-механических свойств и состояния соприкасающихся поверхностей; N – сила нормального давления).

Величина силы *вязкого* (жидкостного) трения определяются по формуле

$$F_{\text{в}} = \beta V,$$

где β – диссипативный коэффициент, зависящий от свойств смазки и толщины слоя; V – скорость относительного движения.

Тема 7

7.2. Трение в поступательной кинематической паре

В этих парах возникает трение скольжения. Рассмотрим ползун, находящийся в состоянии покоя на шероховатой поверхности стойки.

Здесь \bar{P} – равнодействующая внешних сил

$$\bar{P} = \bar{P}^n + \bar{P}^\tau,$$

где \bar{P}^n – вертикальная составляющая;

\bar{P}^τ – горизонтальная составляющая силы.

\bar{R} – полная реакция шероховатой поверхности

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F},$$

где \bar{N} – нормальная составляющая;

\bar{F} – сила трения **покоя**.

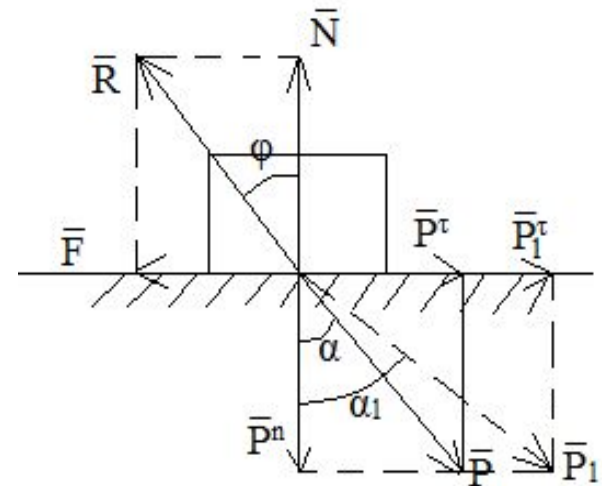
По закону Кулона величина силы трения покоя:

$$F = fN,$$

где f – коэффициент трения **покоя**.

В состоянии покоя:

$$\bar{P} = -\bar{R} \text{ и } \alpha = \varphi, \text{ а } \bar{P}^n = \bar{N}, \bar{P}^\tau = -\bar{F}.$$



Тема 7

- Угол φ , образованный реакцией шероховатой поверхности с нормалью к поверхности, в предельном состоянии покоя, называется углом трения.

Так как $\tan \varphi = \frac{F}{N} = f$, то

$$\varphi = \arctan f.$$

При $\alpha \leq \varphi$ ползун будет находиться в состоянии покоя.

Увеличим угол α до α_1 . При этом

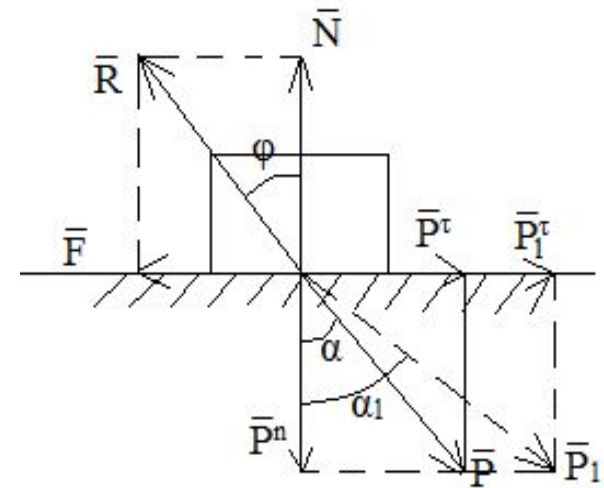
$$\bar{P}_1 = \bar{P}_1^n + \bar{P}_1^\tau.$$

Горизонтальная составляющая \bar{P}_1^n станет больше \bar{P}_1^τ и \bar{F} и ползун начнет двигаться с ускорением

$$a = \frac{\bar{P}_1^n - \bar{P}_1^\tau}{m} = \frac{\bar{P}_1^n - F}{m},$$

где m – масса ползуна.

В этом случае между ползуном и стойкой возникает *трение движения*, которое в отличие от трения покоя будет производить определенную *работу*.



Тема 7

- На основе экспериментальных исследований, проведенных Кулоном и Амонтоном, было установлено трение движения связанных с величиной нормальных зависимостей

$$F = A + f_{\text{тр}} N,$$

где A – некоторая постоянная, зависящая от способности поверхностей к сцеплению; $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения *скольжения*.

Разделим правую и левую части N

$$\frac{F}{N} = \frac{A}{N} + f_{\text{тр}}$$

или $f = \frac{A}{N} + f_{\text{тр}}$.

Отсюда видно, что коэффициент трения скольжения $f_{\text{тр}}$ *меньше* коэффициента трения покоя f . В технических расчетах предварительным сцеплением пренебрегают и пользуются простейшей зависимостью

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N.$$

Коэффициенты f и $f_{\text{тр}}$ для наиболее часто употребляемых материалов приводятся во всех инженерных справочниках.

Тема 7

7.3. Трение во вращательной кинематической паре

Рассмотрим вращательную кинематическую пару в виде вала 1, вращающегося во втулке 2. При наличии **зазора** вал как бы набегаёт на втулку, поэтому звенья будут соприкасаться в некоторой точке А.

Реакция \bar{R} , будет равна и параллельна внешней силе \bar{P} , приложенной к валу 1. В результате трения полная реакция \bar{R} должна быть отклонена от нормальной составляющей \bar{N} на угол трения $\varphi_{\text{тр}}$.

Величина силы трения скольжения

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N = f_{\text{тр}} R \cos \varphi = f_{\text{тр}} P \cos \varphi_{\text{тр}}.$$

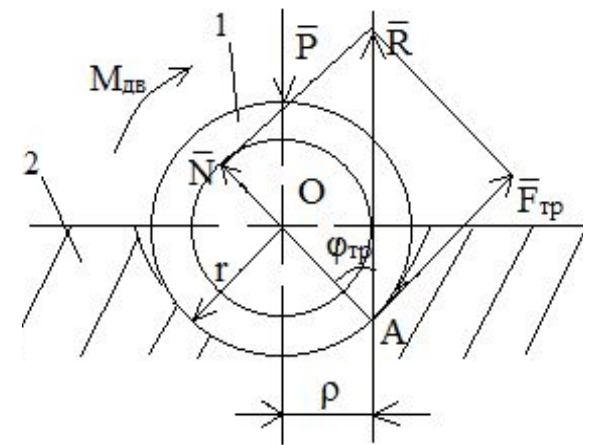
Момент движущих сил $M_{\text{дв}}$, приложенный к валу уравновешивающий момент сил сопротивления M_c .

$$M_{\text{дв}} = M_c.$$

Момент сил сопротивления

$$M_c = f_{\text{тр}} r = f_{\text{тр}} P_2 \cos \varphi_{\text{тр}},$$

где r – радиус цапфы вала.



Тема 7

- Учитывая, что

$$f_{\text{тр}} \cos \varphi_{\text{тр}} = \tan \varphi_{\text{тр}} \cdot \cos \varphi_{\text{тр}} = \sin \varphi_{\text{тр}},$$

так как $f = \tan \varphi_{\text{тр}}$, преобразуем выражение

момента M_C

$$M_C = P \cdot r \cdot \sin \varphi_{\text{тр}} = P \cdot \rho,$$

где $\rho = r \cdot \sin \varphi_{\text{тр}}$ – радиус круга трения.

Кругом трения называется центральная окружность радиуса ρ , касательная к вектору полной реакции R .

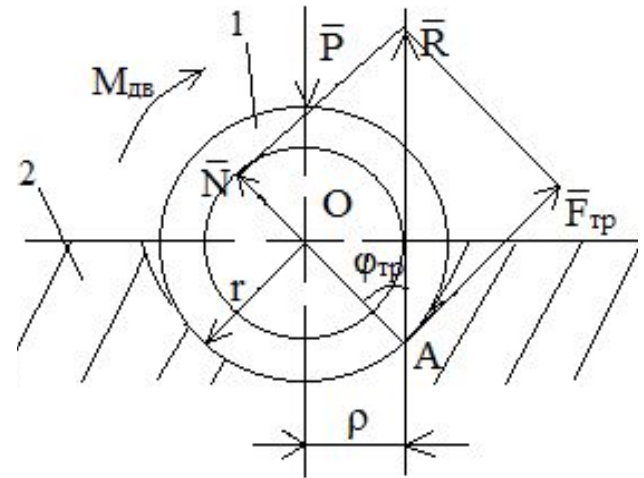
Для малых углов $\sin \varphi_{\text{тр}} \approx \tan \varphi_{\text{тр}}$

$$M_C = P \cdot r \cdot \tan \varphi_{\text{тр}} = P \cdot r \cdot f',$$

где $f' = \tan \varphi_{\text{тр}}$ – коэффициент трения **скольжения для криволинейной поверхности** (для неприработавшихся цапф этот коэффициент $f' = \frac{3}{2} f_{\text{тр}}^{\text{пл}}$, а

для приработавшихся цапф – $f' = \frac{4}{3} f_{\text{тр}}^{\text{пл}}$).

Здесь $f_{\text{тр}}^{\text{пл}}$ – коэффициент трения скольжения для плоской поверхности.



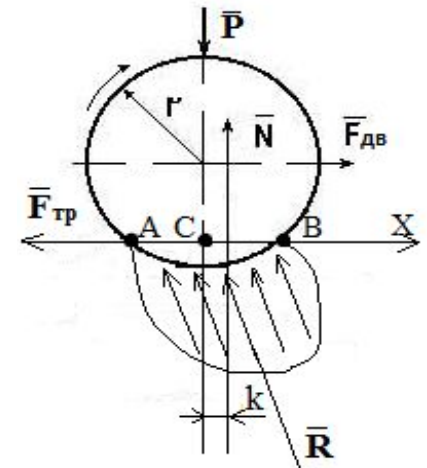
Тема 7

7.4. Трение качения в высшей кинематической паре

В высших кинематических парах возникает трение качения, которое создается перекатыванием цилиндрических поверхностей вследствие их *деформации*.

Рассмотрим равномерное качение цилиндра радиуса r и веса \bar{P} под действием силы $\bar{F}_{дв}$. Из-за деформации поверхности соприкосновение будет происходить не по линии, а по некоторой площадке AB . На этой площадке возникнут реактивные силы. Они будут распределены неравномерно.

На участке BC , где происходит смятие поверхности при перекатывании реактивные силы будут больше а на участке AC , на котором поверхности разъединяются, – меньше. Из-за этого равнодействующая \bar{R} всех реактивных сил будет смещена в сторону движения на некоторую величину k .



Расстояние k , на которое происходит смещение равнодействующих реактивных сил от линии действия силы тяжести, называется коэффициентом трения качения.

Тема 7

- Разложим равнодействующую \bar{R} на две составляющие

$$\bar{R} = \bar{F}_{\text{тр}} + \bar{N},$$

где $F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} N$.

Составляющую $F_{\text{тр}}$ перенесем в точку C .

Силы \bar{P} и \bar{N} образуют пару с плечом k и моментом

$$M = N \cdot k,$$

который будет противодействовать движению.

Так как силы уравновешиваются, то из условия

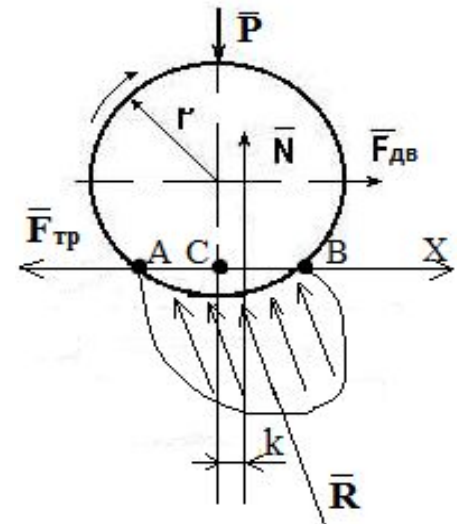
$\sum Y_i = N - P = 0$ найдем, что $N = P$.

Из условия: $\sum X_i = F_{\text{дв}} - F_{\text{тр}} = 0$ получим $F_{\text{тр}} = F_{\text{дв}}$.

Здесь $F_{\text{тр}} \leq f \cdot P$, где f – коэффициент трения **покоя**.

Сила $\bar{F}_{\text{тр}}$ входит в состав пары, сообщающей цилиндру движение перекатывания. Она играет роль **движущей** силы: если бы ее не было, т.е. при абсолютно гладкой поверхности, сила $\bar{F}_{\text{дв}}$ вызвала бы не перекатывание, а чистое скольжение.

Определим величины силы $\bar{F}_{\text{дв}}$.



Тема 7

- Составим уравнение моментов сил относительно точки С

$$\sum M_{iC} = -F_{\text{дв}} \cdot r + N \cdot k = 0,$$

откуда $F_{\text{дв}} = \frac{k}{r} N$ или $F_{\text{дв}} = \frac{k}{r} P$.

Качение цилиндра происходит при условии, что

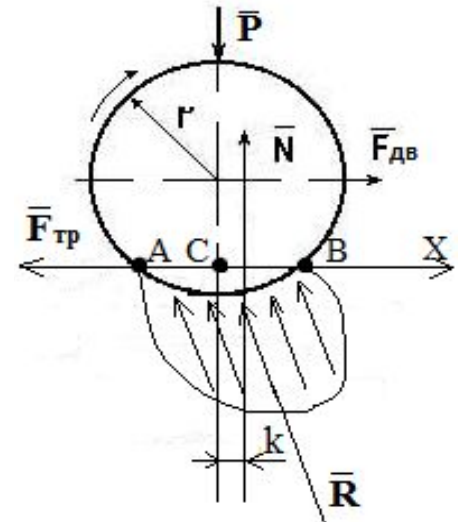
$$F_{\text{дв}} < F_{\text{тр}},$$

в противном случае цилиндр будет скользить.

Учитывая, что $F_{\text{тр}} = f \cdot P$, получим условие отсутствия скольжения

$$\frac{k}{r} P < f \cdot P \text{ или } \frac{k}{r} < f.$$

Коэффициент трения качения зависит от материала, характера поверхностей, радиуса кривизны и удельного давления. Однако на практике пользуются средними значениями, найденными опытным путем.



Тема 7

7.5. Трение в винтовой паре

При рассмотрении трения в винтовой паре применяются следующие допущения:

1. Сила взаимодействия винта и гайки приложена на *среднем диаметре* резьбы;

2. Пространственная пара сводится к *плоской*, т. е. винтовая линия разворачивается на плоскость и рассматривается равновесие ползуна на наклонной плоскости.

Покажем внешние силы, действующие на ползун, находящийся на наклонной плоскости:

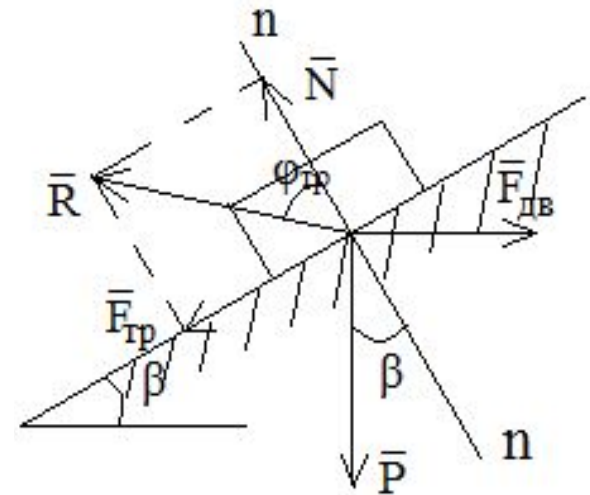
$\bar{F}_{дв}$ – движущая сила;

\bar{P} – осевая сила;

\bar{N} – нормальная реакция;

$\bar{F}_{тр}$ – сила трения;

β – угол наклона винтовой линии.



Тема 7

- Уравнение равновесия:

$$\bar{F}_{\text{дв}} + \bar{P} + \bar{N} + \bar{F}_{\text{тр}} = 0.$$

Для определения $\bar{F}_{\text{дв}}$ строим план сил.

$$\text{Из } \triangle ABC: F_{\text{дв}} = P \tan(\beta + \varphi_{\text{тр}}).$$

Определим момент внешних сил, необходимых для завинчивания гайки, т.е. при движении вверх по винтовой линии

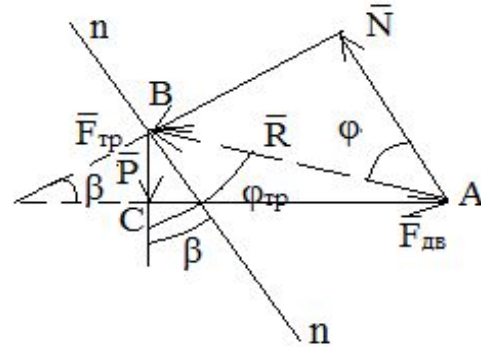
$$M = F_1 \cdot r_1 = F_{\text{дв}} \cdot r = Pr \cdot \tan(\beta + \varphi_{\text{тр}}),$$

где F_1 – сила, приложенная к гайке; r_1 – радиус вписанной окружности гайки; r – средний радиус резьбы.

Если ползун будет двигаться по винтовой линии вниз, то сила трения $\bar{F}_{\text{тр}}$ будет направлена в противоположную сторону и вектор полной реакции \bar{R} отклонится от нормали вправо на угол φ . Момент, необходимый для отвинчивания гайки будет равен

$$M = Pr \cdot \tan(\beta - \varphi_{\text{тр}}).$$

При $\beta \leq \varphi_{\text{тр}}$, момент становится отрицательным, т.е. движение вниз по резьбе будет невозможно. Такой винтовой механизм называется **самотормозящимся**. Подобные механизмы нашли применение в домкратах.



Тема 7

7.6. Теоретические основы вибрационного перемещения

Вибрационное перемещение – среднее одностороннее направленное движение тел под действием периодических сил. На рис. показана расчетная схема для определения основных сил, действующих на тело, располагающееся на горизонтальной шероховатой поверхности, вибрирующей под

$$s = -\frac{\delta}{2} \cos \omega \cdot t,$$

где s – перемещение; δ – размах колебаний;

ω – частота колебаний.

Сила инерции Φ определится выражением

$$\Phi = -m \cdot a,$$

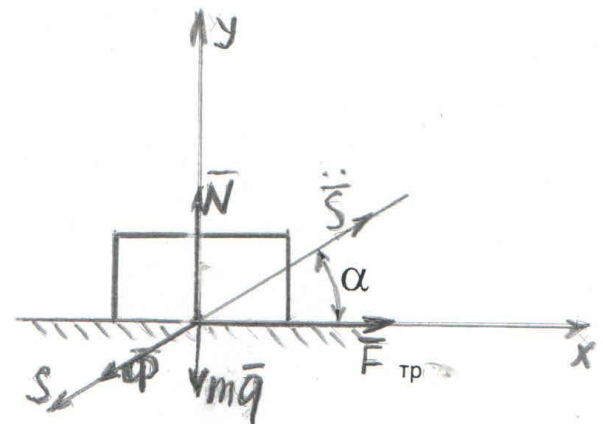
где m – масса тела; a – ускорение движения.

С учетом этого сила инерции будет равна

$$\Phi = -m \frac{\delta}{2} \omega^2 \cos \omega \cdot t.$$

Силу трения $F_{\text{тр.}}$ найдем, используя закон Кулона:

$$F_{\text{тр.}} = f_{\text{тр.}} \cdot N.$$



Тема 7

В последнем выражении N – сила нормального давления, которую определим из уравнения проекций всех сил на ось

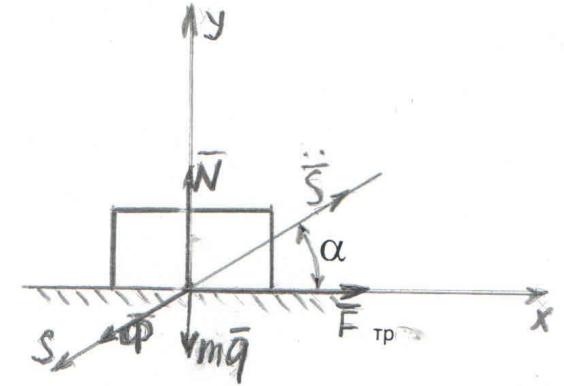
$$m\ddot{x} = \sum x_i = F \cdot \cos \alpha;$$

$$m\ddot{y} = \sum y_i = N - mg - \sin \alpha.$$

где g – ускорение свободного падения;

$f_{тр.}$ – коэффициент трения скольжения;

α – угол бросания.



Сила трения в этих выражениях будет переменной по величине и направлению

$$F_{тр} = f \left(mg + m \frac{\delta \cdot \omega^2}{2} \cos \omega t \cdot \sin \alpha \right).$$

Эта сила будет являться **движущей силой**, вызывающей **вибрационное перемещение**, т.е. проскальзывание тела по шероховатой поверхности либо вперед, либо назад в зависимости от соотношения между силами тяжести и инерции.

Введем горизонтальную амплитуду колебаний

$$A = \frac{\delta}{2} \cos \omega \cdot t.$$

Тема 7

$$A = \frac{f \cdot g}{\omega^2 (1 + f \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$$

покоем;

– граничное состояние между проскальзыванием и

$$A \leq \frac{f \cdot g}{\omega^2 (1 + f \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$$

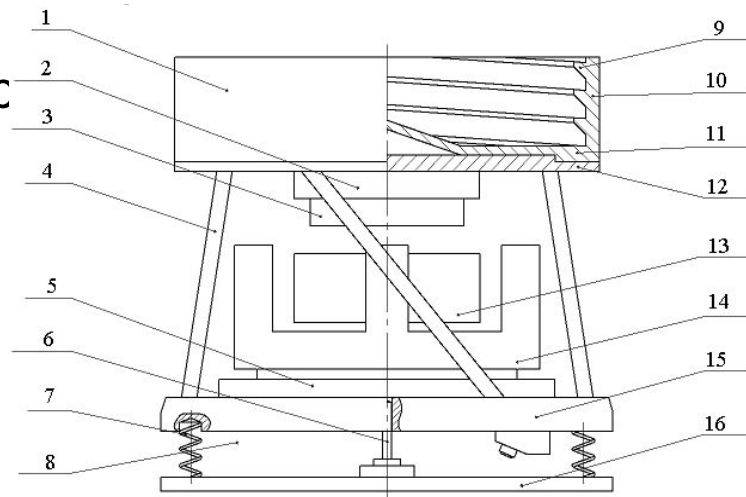
– тело будет двигаться вместе с плоскостью;

$$A \geq \frac{f \cdot g}{\omega^2 (1 + f \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$$

– проскальзывание, т.е. вибрационное перемещение.

При малых значениях амплитуды будет наблюдаться проскальзывание со скоростями $V = 1\text{--}5$ м/мин. При дальнейшем увеличении амплитуды возможно движение с подбрасыванием со скоростями $V = 20\text{--}25$ м/мин.

Принцип
применение в вибр



я находит широкое
портных устройствах.

Тема 7

7.7. Механический КПД механизмов и машин

Коэффициент полезного действия (КПД) – это безразмерная величина, характеризующая количество полезно используемой механизмом или машиной суммарной энергии.

В период установившегося движения соблюдается условие равенства работ движущих сил и сил сопротивлений

$$A_{дв} = A_c.$$

Работа сил сопротивления складывается из суммы сил *полезного* сопротивления, т. е. тех сил, для преодоления которых предназначен механизм или машина, и сил *вредного* сопротивления, к которым относятся силы трения, силы аэрогидродинамического сопротивления и т. д.

$$A_{дв} = A_{пс} + A_{тр}.$$

Количественно КПД определяется отношением работы сил полезного сопротивления к работе движущих сил

$$\eta = \frac{A_{пс}}{A_{дв}}.$$

Выразим работу сил полезного сопротивления

$$A_{пс} = A_{дв} - A_{тр}.$$

Тема 7

Тогда

$$\eta = A_{nc} / A_{\partial s} = (A_{\partial s} - A_{mp}) / A_{\partial s} = 1 - \psi,$$

где $\psi = A_{mp} / A_{\partial s}$ коэффициент **потерь**, который показывает, какая часть работы движущих сил расходуется на преодоление непроизводительных сопротивлений.

Коэффициент полезного действия (КПД) механизма всегда меньше единицы, так как коэффициент потерь не может быть равен нулю из-за потерь механической энергии, вызванных наличием трения в кинематических парах

$$0 \leq \eta \leq 1.$$

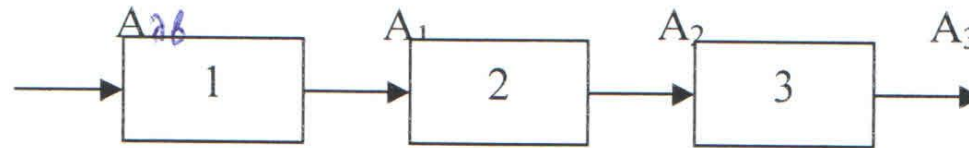
Чем ближе значение КПД к единице, тем меньше потери, следовательно, выше качество механизма или машины.

Каждая машина представляет собой комплекс механизмов, соединенных последовательно или параллельно. Поэтому общий КПД можно вычислить по отдельным ее элементам.

Тема 7

1. Последовательное соединение механизмов

Рассмотрим машину, состоящую из последовательно соединенных механизмов, условно обозначенных на схеме цифрами 1, 2 и 3.



Пусть к механизму 1 подводится работа величиной $A_{дв}$. На выходе получаем работу величиной A_1 , которая подводится к механизму 2. Таким образом, A_1 – работа сил полезного сопротивления 1-го механизма и движущих сил 2-го механизма; A_2 – работа сил полезного сопротивления 2-го механизма и движущих сил 3-го механизма; A_3 – работа сил полезного сопротивления машины. Величина работы на выходе всегда меньше, чем подведенная работа на входе ($A_1 < A_{дв}$, $A_2 < A_1$, $A_3 < A_2$), так как в каждом механизме имеются механические потери подведенной к нему работы.

Частные КПД механизмов: $\eta_1 = A_1 / A_{дв}$; $\eta_2 = A_2 / A_1$; $\eta_3 = A_3 / A_2$.

Общий КПД машины $\eta_{общ}^{пол} = \frac{A_3}{A_{дв}}$. (1)

Тема 7

Найдем произведение частных КПД

$$\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = \frac{A_1}{A_{\text{дв}}} \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{A_3}{A_2} = \frac{A_3}{A_{\text{дв}}}. \quad (2)$$

Сравнивая (1) и (2), можно сделать вывод, что **общий механический КПД машины, состоящей из последовательно соединенных n механизмов, равен произведению их КПД:**

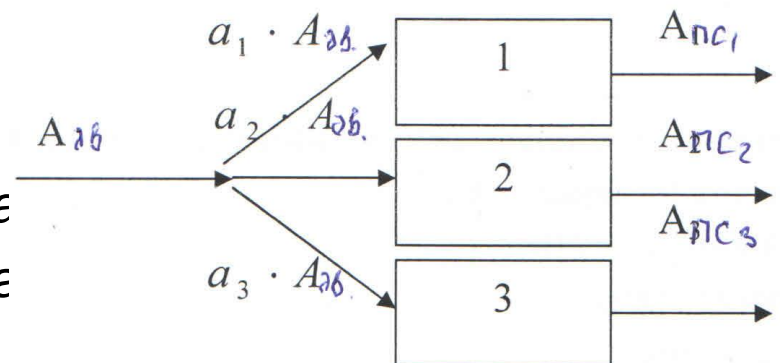
$$\eta_{\text{общ}}^{\text{посл}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

2. Параллельное соединение механизмов

Рассмотрим машину, состоящую из трех параллельно соединенных механизмов, условно обозначенных на схеме цифрами 1, 2, 3.

Пусть к механизмам подводится работа величиной $A_{\text{дв}}$, которая распределяется каждый механизм в разных долях, определяемых коэффициентами a_1, a_2, a_3 каждый из которых меньше 1, а их сумма

$$a_1 + a_2 + a_3 = 1.$$



Тема 7

Общий КПД машины

$$\eta_{\text{общ}}^{\text{парал}} = \frac{A_{\text{ПС1}} + A_{\text{ПС2}} + A_{\text{ПС3}}}{A_{\text{дв}}}. \quad (3)$$

Так как $\eta_1 = \frac{A_{\text{ПС1}}}{a_1 \cdot A_{\text{дв}}}$; $\eta_2 = \frac{A_{\text{ПС2}}}{a_2 \cdot A_{\text{дв}}}$; $\eta_3 = \frac{A_{\text{ПС3}}}{a_3 \cdot A_{\text{дв}}}$;

$A_{\text{ПС1}} = \eta_1 \cdot A_{\text{дв}} \cdot a_1$; $A_{\text{ПС2}} = \eta_2 \cdot A_{\text{дв}} \cdot a_2$; $A_{\text{ПС3}} = \eta_3 \cdot A_{\text{дв}} \cdot a_3$.
Подставив эти выражения в (3), получим

$$\eta_{\text{общ}}^{\text{парал}} = \frac{(\eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \eta_3 \cdot a_3) \cdot A_{\text{дв}}}{A_{\text{дв}}} = \eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \eta_3 \cdot a_3.$$

Отсюда следует, что *общий механический КПД машины при параллельном соединении механизмов равен сумме величин КПД каждого механизма, умноженных на коэффициенты долей работ, подводимых к механизмам:*

$$\eta_{\text{общ}}^{\text{парал}} = \eta_1 \cdot a_1 + \eta_2 \cdot a_2 + \dots + \eta_n \cdot a_n.$$

Здесь $a_1 + a_2 + a_3 + \dots + a_n = 1$.

Тема 7

Сравним варианты последовательного и параллельного соединения механизмов с точки зрения минимизации механических потерь в машине. Пусть величины КПД каждого механизма равны η .

При этом коэффициенты, учитывающие доли распределения общей работы $A_{\text{об}}$ между всеми механизмами, также равны:

$$a_1 = a_2 = a_3 = \frac{1}{3}.$$

Тогда

$$\eta_{\text{общ}}^{\text{посл}} = \eta^3, \quad \eta_{\text{общ}}^{\text{пар}} = \eta.$$

Так как $\eta < 1$, то $\eta^3 < \eta$. Отсюда следует, что параллельное соединение механизмов в машине предпочтительнее с точки зрения уменьшения механических потерь.