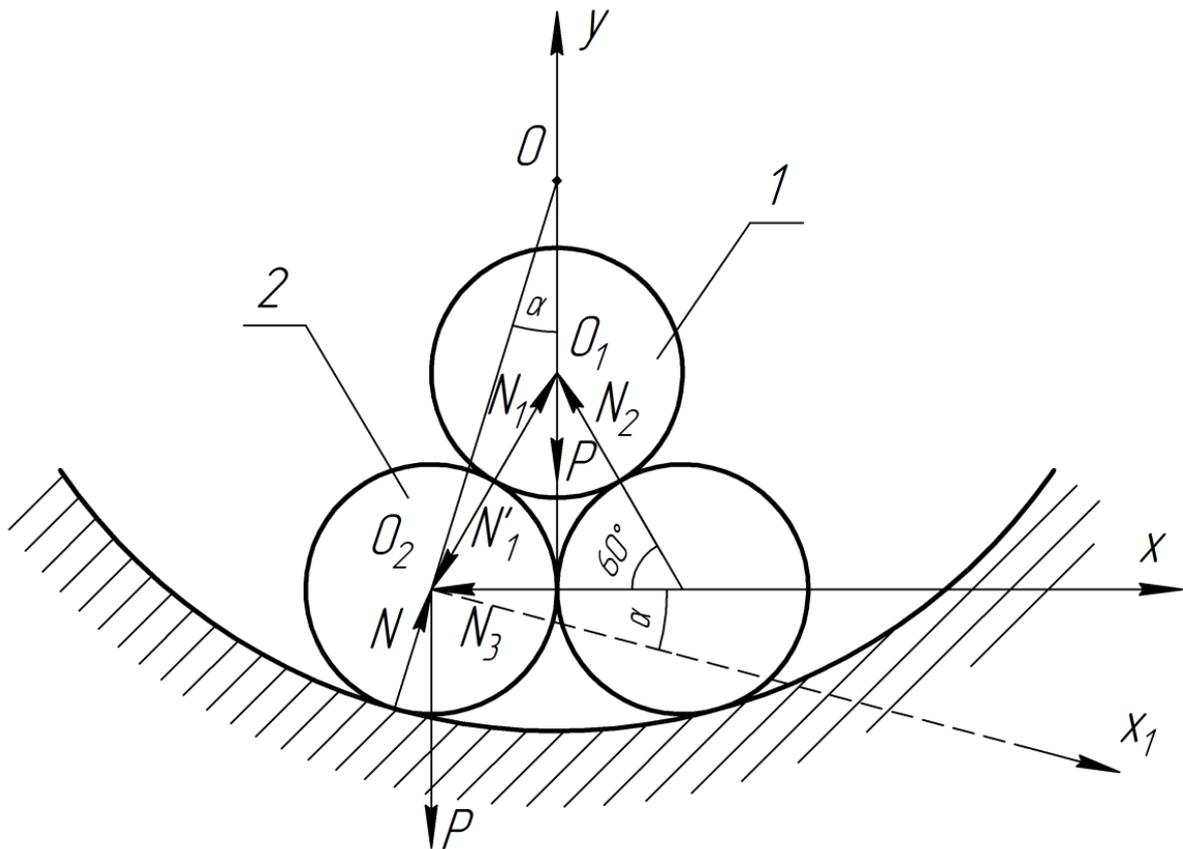


**СБОРНИК ЗАДАЧ ВСЕРОССИЙСКОЙ
СТУДЕНЧЕСКОЙ ОЛИМПИАДЫ ПО
ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ**

Часть 1

Учебное пособие



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

**В.М. Мусалимов, Б.П. Тимофеев, Г.Б. Заморюев,
В.В. Биндюк, В.Д. Брицкий, К.И. Гуляев,
М.А. Ноздрин, С.С. Резников, Ю.С. Монахов,
М.В. Абрамчук, Л.Н. Тащилин**

**СБОРНИК ЗАДАЧ ВСЕРОССИЙСКОЙ
СТУДЕНЧЕСКОЙ ОЛИМПИАДЫ ПО
ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ**

ЧАСТЬ 1

Учебное пособие

 **УНИВЕРСИТЕТ ИТМО**

Санкт-Петербург

2015

В.М. Мусалимов, Б.П. Тимофеев, Г.Б. Заморюев, В.В. Биндюк, В.Д. Брицкий, К.И. Гуляев, М.А. Ноздрин, С.С. Резников, Ю.С. Монахов, М.В. Абрамчук, Л.Н. Тащилин, Сборник задач Всероссийской студенческой олимпиады по прикладной механике. Часть 1. Учебное пособие. – СПб: Университет ИТМО, 2015. – 88 с.

Учебное пособие содержит условия и решения задач Всероссийской студенческой олимпиады по прикладной механике, ежегодно проводимой в Университете ИТМО. В издание вошли задачи 2000-2004 годов

Пособие предназначено для студентов, обучающихся по направлениям подготовки 15.03.06 (221000) «Мехатроника и робототехника», 12.03.01 (200100) «Приборостроение», 12.03.02 «Опготехника», 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника» при изучении курсов Б.3.2.5 «Прикладная механика», Б.3.1.3 «Прикладная механика», Б.3.2.2 «Теория механизмов и машин», Б.3.2.10 «Основы конструирования механизмов и машин».

Рекомендовано к печати Ученым Советом факультета ТМиТ, протокол № 9 от 13.11.2013г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 в 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Университет ИТМО, 2015

© В.М. Мусалимов, Б.П. Тимофеев, Г.Б. Заморюев, В.В. Биндюк, В.Д. Брицкий, К.И. Гуляев, М.А. Ноздрин, С.С. Резников, Ю.С. Монахов, М.В. Абрамчук, Л.Н. Тащилин, 2015

ОБ ОЛИМПИАДЕ

Проводимые в Российской Федерации реформы высшего образования, целью которых является удовлетворение потребностей рынка труда, создание благоприятной среды для интеграции с европейским научно-образовательным пространством с одной стороны, и увеличение возможностей для самореализации за счет творческого похода в познавательной деятельности, с другой стороны, выводят на первый план ряд задач по усовершенствованию и оптимизации образовательного процесса на инновационной основе с учетом компетентностного подхода.

В российских высших учебных заведениях за многие годы накоплен огромный опыт по раскрытию творческого потенциала обучающихся при решении профессионально-ориентированных задач во время студенческих олимпиад. Олимпиады позволяют оценить готовность к деятельности в стрессовых ситуациях, быстроту нахождения оптимальных решений, уровень имеющихся знаний и навыков, способность видеть нетиповые решения.

Всероссийская олимпиада по прикладной механике, которая с 1999 года проводится в Санкт-Петербургском национальном исследовательском университете информационных технологий, механики и оптики, является отличным примером такого рода мероприятий. Участники не только должны продемонстрировать умение решать задачи по таким дисциплинам как "Теоретическая механика", "Сопротивление материалов", "Детали машин и основы конструирования", "Теория механизмов и машин", "Основы взаимозаменяемости", но находить решения комплексных задач, в условии которых переплетаются компетенции несколько дисциплин. Ведь именно комплексные задачи являются реальным отражением ситуаций, возникающих на предприятиях и в организациях, занимающихся проектированием и производством современных приборов и систем. И успешное решение такого рода проблем в реальном секторе экономики позволяет совершенствовать и модернизировать производственные мощности, оптимизировать конструкции разрабатываемых устройств, повышать эффективность использования материалов, что в конечном итоге сказывается на качестве выпускаемых изделий.

В этом сборнике предлагаем читателям ознакомиться с задачами, которые предлагались в качестве конкурсных на олимпиадах по прикладной механике. Все задачи снабжены решениями и пояснениями.

Резников С.С.,
доцент кафедры Мехатроники Университета ИТМО

Задача № 1

Гладкий шар радиусом r и массой m , касаясь вертикальной стенки, покоится на полу. С какой силой F следует прижать к нему брусок высотой h , чтобы шар приподнялся над полом (трение не учитывать).

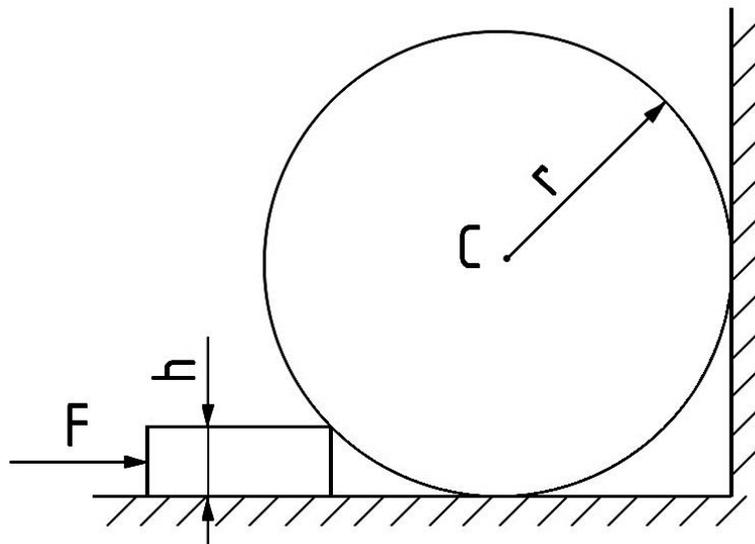


Рис. 1

Решение

На шар действуют силы S , R_{n1} , R_{n2} и $G = mg$.

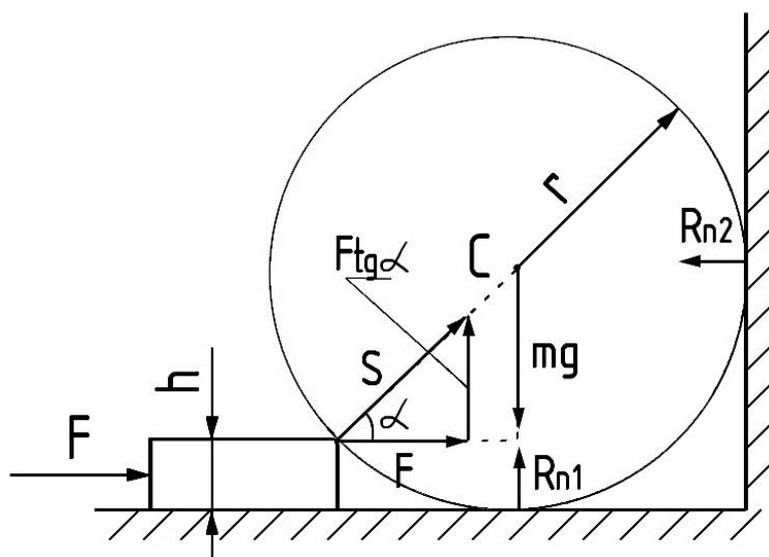


Рис. 2

Для того чтобы шар начал подниматься, необходимо, чтобы $R_{n1} = 0$, т. е.

$$F \operatorname{tg} \alpha \geq mg;$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r - h}{\sqrt{r^2 - (r - h)^2}} = \frac{r - h}{\sqrt{h(2r - h)}};$$

$$F \geq mg \frac{\sqrt{h(2r - h)}}{r - h}.$$

Задача № 2

Определить степень свободы, класс и порядок эксцентрикового механизма. В изображенном положении методом построения планов скоростей и ускорений ползуна B . Размеры звеньев определить по кинематической схеме.

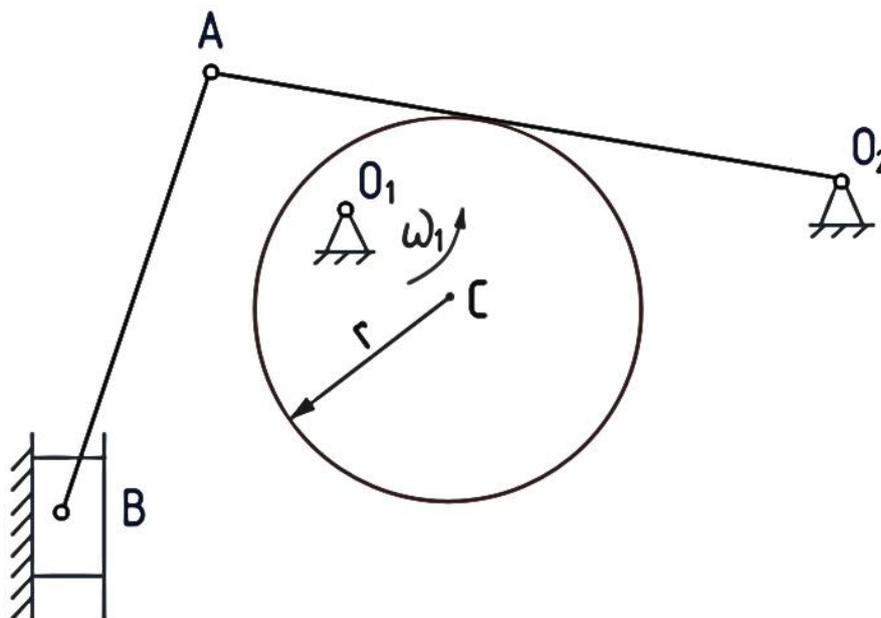


Рис. 3

Данные:

$$\omega_1 = 60 \frac{1}{c};$$

$$\varepsilon_1 = 0;$$

масштабный коэффициент длин $\mu_S = 0,002 \frac{м}{мм}$.

Решение

$$\omega = 60 \frac{1}{c}; \quad \varepsilon_1 = 0;$$

$$l_{O_1C} = 23 \text{ мм}; \quad l_{CO_2} = 14 \text{ мм}; \quad l_{AB} = 66 \text{ мм}; \quad l_{CE} = 27 \text{ мм};$$

$$l_{O_2E} = 89 \text{ мм}; \quad l_{O_2A} = 102 \text{ мм}.$$

$$\mu_s = 0,002 \frac{\text{М}}{\text{мм}}; \quad \mu_v = 0,069 \frac{\text{М}}{\text{с мм}}; \quad \mu_a = 3,68 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \text{мм}}.$$

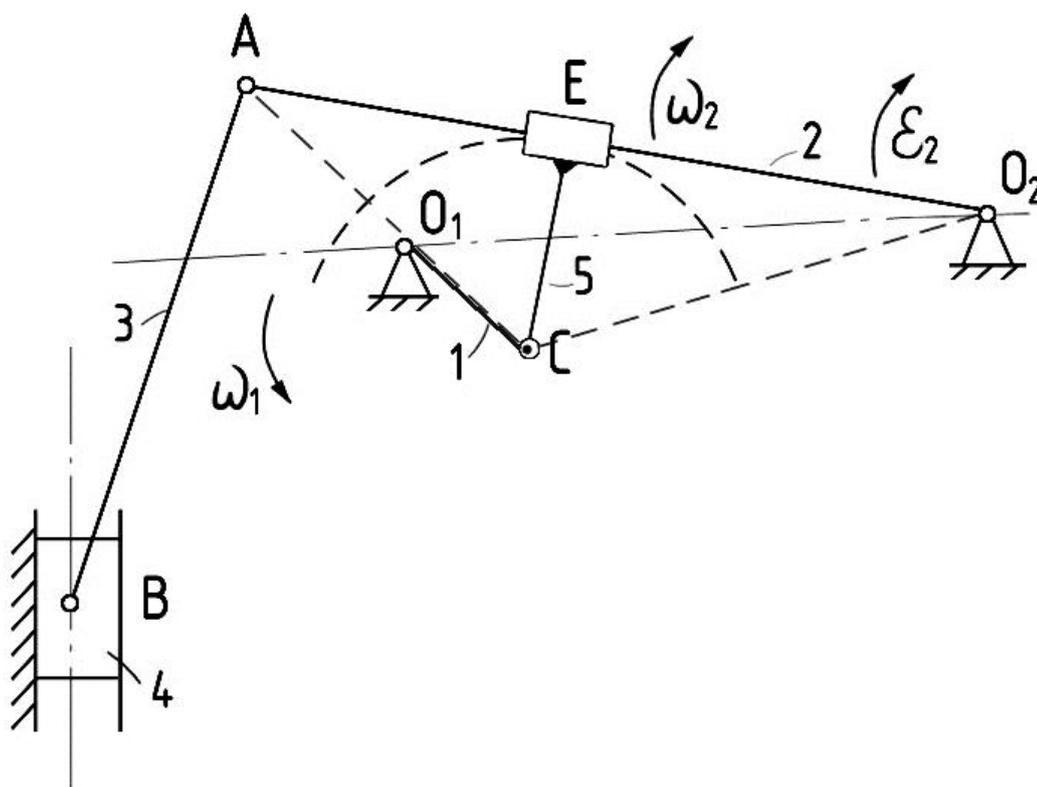


Рис. 4

$$v_C = \omega_1 \frac{l_{O_1C} \mu_s}{\mu_v}, \quad v_C = 23 \text{ мм}.$$

$$\bar{v}_{C_1(C_5)} = \bar{v}_{C_2} + \bar{v}_{C_5-C_2} \rightarrow \underline{v_{a_2}}$$

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$$

$$\underline{v}_B = 49 \text{ мм}; \quad \underline{v}_{BA} = 10 \text{ мм};$$

$$\underline{v}_{C_2} = 33 \text{ мм}; \quad \underline{v}_{C_5-C_2} = 37 \text{ мм}.$$

$$v_B = 3,38 \frac{\text{М}}{\text{с}}.$$

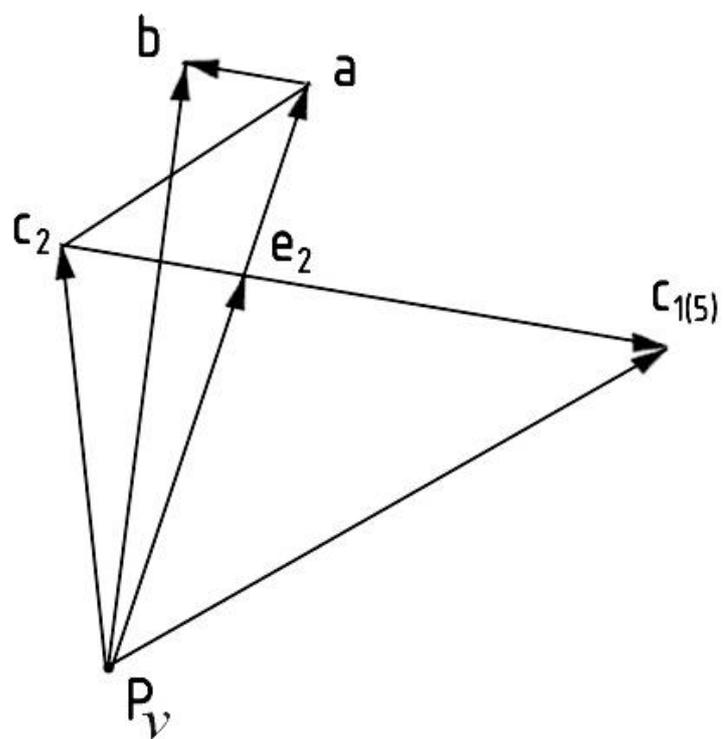


Рис. 5. План скоростей

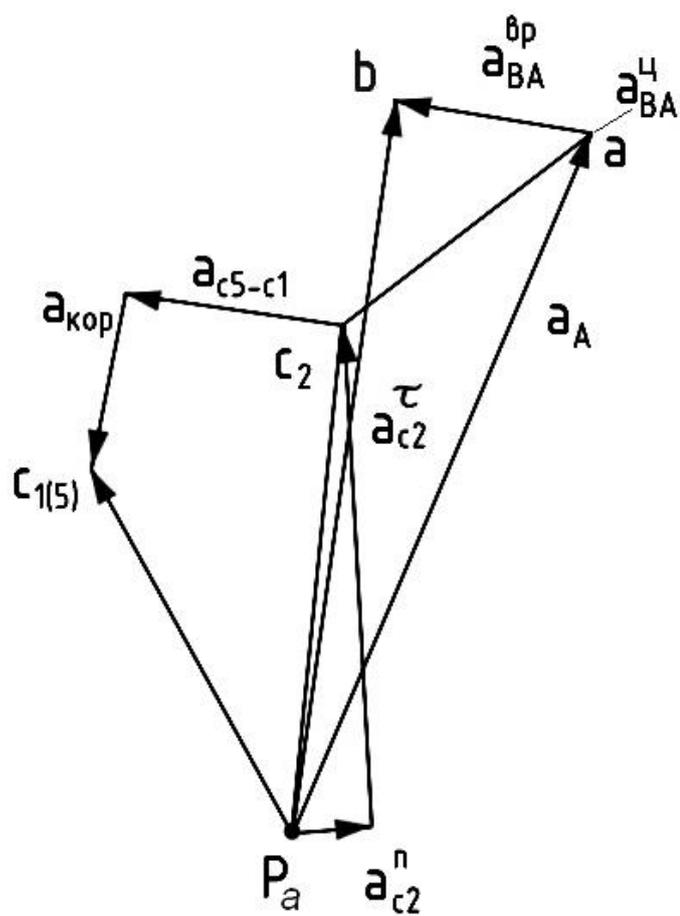


Рис. 6. План ускорений

$$\underline{a}_{C_1} = \underline{l}_{O_1C_1} \omega_1^2 \frac{\mu_s}{\mu_a}, \quad \underline{a}_{C_1} = 45 \text{ мм.}$$

$$\bar{a}_{C_1(C_5)} = \bar{a}_{C_2}^n + \bar{a}_{C_2}^\tau + \bar{a}_{C_5-C_2} + \bar{a}_{\text{кор.}}$$

$$\underline{a}_{C_2}^n = \frac{(v_{C_2} \mu_v)^2}{\underline{l}_{CO_2} \mu_s \mu_a} = 9,5 \text{ мм;}$$

$$\underline{a}_{\text{кор.}} = \frac{2v_{C_2} \mu_v v_{C_5-C_2} \mu_v}{\underline{l}_{CO_2} \mu_s \mu_a} = 21 \text{ мм;}$$

$$\underline{a}_{C_5-C_2} = 25 \text{ мм.}$$

$$\underline{a}_{C_2}^\tau = 47 \text{ мм.}$$

$$\underline{a}_A = 69 \text{ мм.}$$

$$\bar{a}_B = a_A + a_{BA}^{\text{ц}} + a_{BA}^{\text{вр}}$$

$$\underline{a}_{BA}^{\text{ц}} = \frac{(v_{BA} \mu_v)^2}{\underline{l}_{BA} \mu_s \mu_a}, \quad \underline{a}_{BA}^{\text{ц}} = 0,98 \text{ мм} \rightarrow \underline{a}_B = 71 \text{ мм;}$$

$$a_B = 261 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}.$$

Степень свободы механизма $f = 3n - 2P_5 - P_4 = 12 - 10 - 1 = 1$

Механизм 2-го класса и 2-го порядка.

Задача № 3

У планетарного механизма зубчатые колёса z_1 и z_2 нарезаны со смещением, z_3 и z_4 без смещения. Модули зубчатых колёс одинаковы. Произвести расчёт геометрии всех зубчатых колёс. Определить передаточные отношения $i_{1H}^{(4)}$ и $i_{12}^{(4)}$.

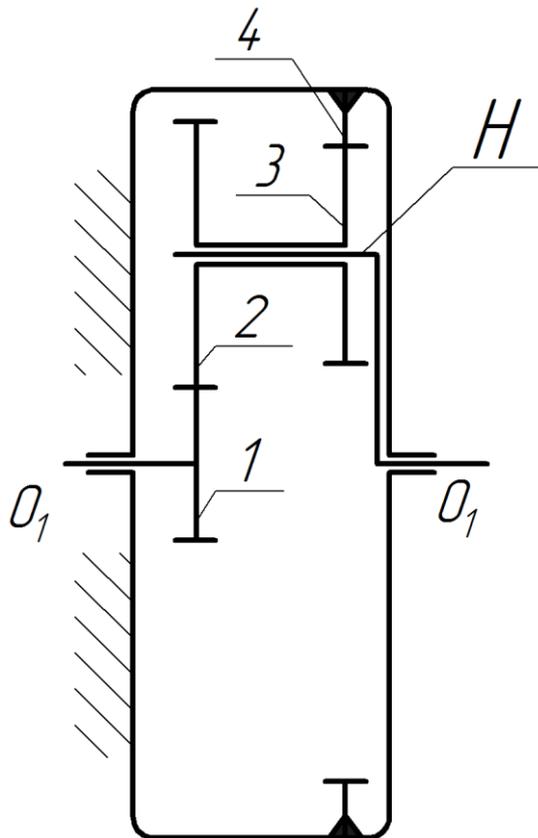


Рис. 7

Дано: $z_1 = 20$, $z_2 = 53$, $z_3 = 45$, $z_4 = 120$, $m = 2$ мм.

Справочные данные: $\text{inv } 20^\circ = 0,014904$,
 $\text{inv } 23^\circ 50' = 0,025778$,
 $\text{inv } 23^\circ 53' = 0,026062$.

Решение

Определяем угол зацепления в передаче $z_1 - z_2$.

Из условия равенства межосевых расстояний

$$a_{w12} = a_{w34} \rightarrow \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{m(z_4 - z_3)}{2},$$

получим

$$\cos \alpha_w = \frac{(z_1 + z_2) \cos \alpha}{z_4 - z_3};$$

$\cos \alpha_w = 0,9146$; $\alpha_w = 23^\circ 51'$; $\text{inv} \alpha_w = 0,025834$.

Из уравнения зацепления:

$$inv\alpha_w = inv\alpha + \frac{2(x_1 + x_2)\operatorname{tg}\alpha}{z_1 + z_2}$$

Получим $x_1 + x_2 = 1,096$.

Для выравнивания изгибной прочности зубьев шестерни и колеса, увеличения износостойкости ножки зуба шестерни и учитывая большее количество циклов нагружения зубьев шестерни следует, что x_1 должен быть больше x_2 .

Для пары $z_1 - z_2$

Выбираем $x_1 = 0,7$; $x_2 = 0,396$; $y_{12} = \frac{a_w - a}{m} = 1$; $\Delta y = 0,096$;

$i=1,2$

$$r_i = \frac{mz_i}{2}, \quad r_1 = 20 \text{ мм}, \quad r_2 = 53 \text{ мм}.$$

$$r_{ai} = r_i + m(h_a^* + x_i - \Delta y), \quad r_{a1} = 23,2 \text{ мм}, \quad r_{a2} = 55,6 \text{ мм};$$

$$r_{fi} = r_i - m(h_a^* + c^* - x_i), \quad r_{f1} = 18,9 \text{ мм}, \quad r_{f2} = 51,29 \text{ мм};$$

$$r_{bi} = r_i \cos \alpha, \quad r_{b1} = 18,79 \text{ мм}, \quad r_{b2} = 49,8 \text{ мм}.$$

(Возможны отклонения)

Для пары $z_3 - z_4$

$i=3,4$;

$$r_i = \frac{mz_i}{2}, \quad r_3 = 45 \text{ мм}, \quad r_4 = 120 \text{ мм};$$

$$r_{ai} = r_i \pm mh_a^*, \quad r_{a3} = 47 \text{ мм}, \quad r_{a4} = 118 \text{ мм};$$

$$r_{fi} = r_i \mp m(h_a^* + c^*), \quad r_{f3} = 42,5 \text{ мм}, \quad r_{f4} = 122,5 \text{ мм};$$

$$r_{bi} = r_i \cos \alpha_w, \quad r_{b3} = 41,157 \text{ мм}, \quad r_{b4} = 109,75 \text{ мм}.$$

Передаточные отношения

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} \rightarrow i_{1H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{14}^{(H)}; \quad \omega_H = \frac{\omega_1}{1 - i_{14}^{(H)}}.$$

$$i_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}.$$

$$i_{12}^{(4)} = \frac{1 - i_{14}^{(H)}}{1 - i_{34}^{(H)}}.$$

Выражая ω_H через ω_1 получим

$$i_{12}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1} = -2,65;$$

$$i_{34}^{(H)} = \frac{z_4}{z_3} = 2,667;$$

$$i_{14}^{(H)} = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = -7,067.$$

$$i_{12}^{(4)} = -4,839; \quad i_{1H}^{(4)} = 8,067.$$

Задача № 4

Два шарика массой m каждый (размеры не учитываются) соединены невесомым стержнем длиной $2l$. В начальный момент времени стержень стоит вертикально в углу, образованными гладкими поверхностями (трение отсутствует). Нижний шарик без толчка смещают вдоль горизонтальной линии на небольшое расстояние, и тело начинает двигаться. Найти скорость нижнего шарика в момент отрыва верхнего шарика от вертикальной плоскости. Воспользоваться теоремой о движении центра масс.

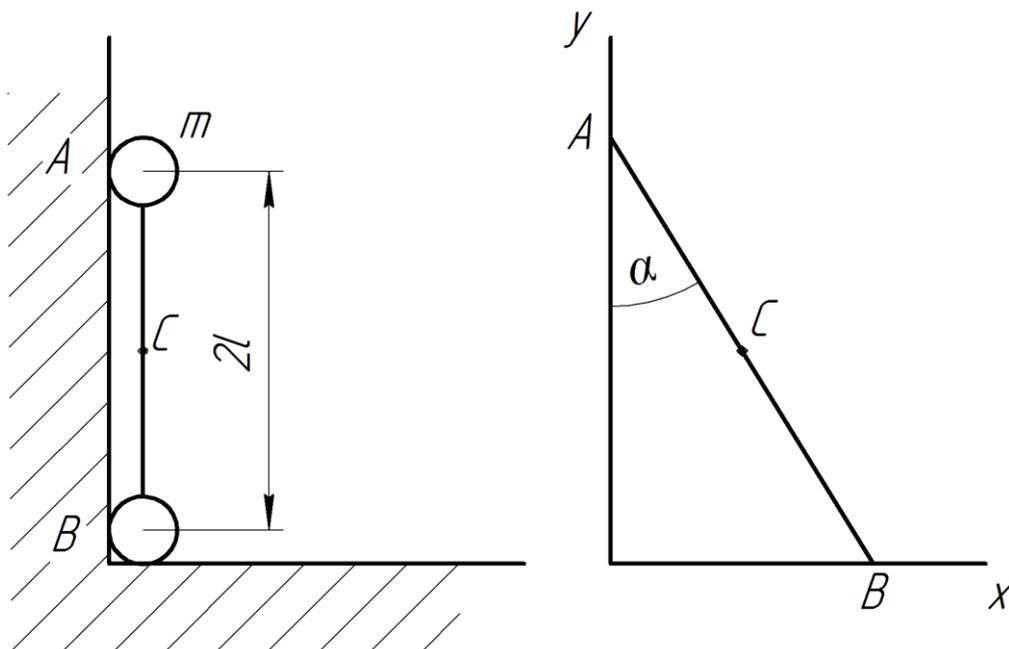


Рис. 8

Решение

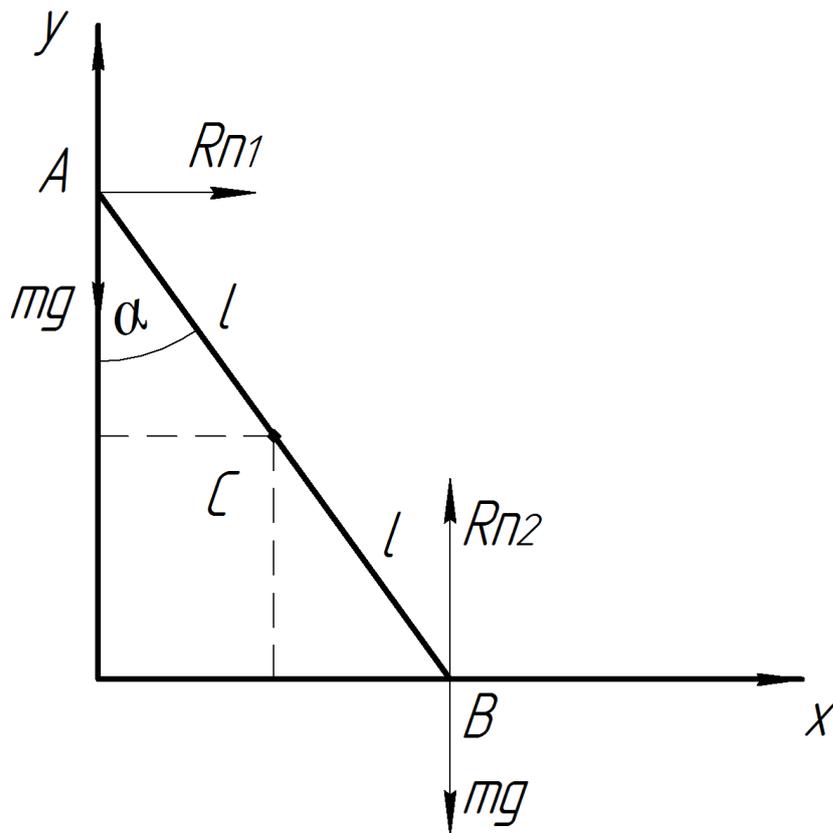


Рис. 9

По теореме о движении центра масс

$$2m\ddot{x}_c = R_{n1}.$$

Отрыв произойдет в момент, когда $R_{n1} = 0$, т.е. $\ddot{x}_c = 0$.

1. $x_c = l \sin \alpha,$

$$\dot{x}_c = l \dot{\alpha} \cos \alpha,$$

$$\ddot{x}_c = -l \dot{\alpha}^2 \sin \alpha + l \ddot{\alpha} \cos \alpha,$$

$$y_c = l \cos \alpha,$$

$$\dot{y}_c = -l \dot{\alpha} \sin \alpha.$$

2. По теореме об изменении кинетической энергии

$$T - T_0 = A.$$

$$T = \frac{M\vartheta_c^2}{2} + \frac{I_c\omega^2}{2} = \frac{1}{2}2ml^2\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}2ml^2\dot{\alpha}^2.$$

$$\vartheta_c^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2 = l^2\dot{\alpha}^2\cos^2\alpha + l^2\dot{\alpha}^2\sin^2\alpha = l^2\dot{\alpha}^2.$$

$$T = 2ml^2\dot{\alpha}^2.$$

$$T_0 = 0.$$

$$A = 2mg(l - l\cos\alpha) = 2mgl(1 - \cos\alpha).$$

$$2ml^2\dot{\alpha}^2 = 2mgl(1 - \cos\alpha) \rightarrow \dot{\alpha}^2 = (1 - \cos\alpha)\frac{g}{l} \rightarrow \ddot{\alpha} = \frac{g}{2l}\sin\alpha.$$

Подставляем в \ddot{x}_c и приравняем нулю:

$$-l(1 - \cos\alpha)\frac{g}{l}\sin\alpha + l\frac{g}{2l}\sin\alpha\cos\alpha = 0 \rightarrow \sin\alpha\left(\frac{-2 + 3\cos\alpha}{2}\right) = 0 \rightarrow$$

$$\rightarrow \cos\alpha = \frac{2}{3} - \text{момент обрыва.}$$

Определим ϑ_B в этот момент

$$\vartheta_B = 2l\dot{\alpha}\cos\alpha = 2l\frac{2}{3}\sqrt{\left(1 - \frac{2}{3}\right)\frac{g}{l}} = \frac{4}{3}l\sqrt{\frac{g}{3l}}.$$

Задача № 5

Цилиндрическая деталь 1 закреплена в зажимном устройстве (детали 2, 3, 4). Определить необходимый момент на ходовом винте 4, если на деталь 1 действует осевая сила F . Проверить прочность резьбы винта на смятие.

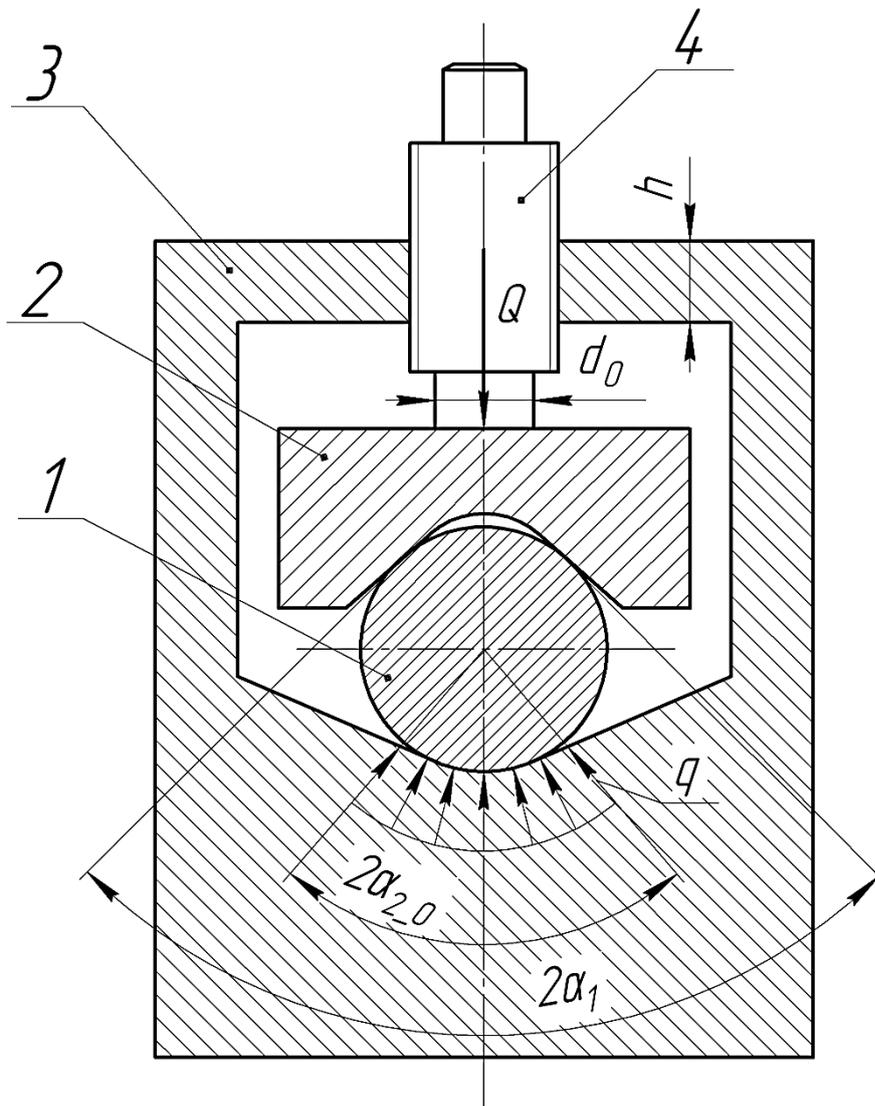


Рис. 10

Дано: $F=100$ Н; $2\alpha_1=100^\circ$; $2\alpha_{2,0}=140^\circ$; $q=\text{const}$; $f_{12}=f_{13}=f_{34}=f_{24}=0,15$; коэффициент запаса $S=1,5$; $d_0=7$ мм. Ходовой винт имеет трапецеидальную резьбу: $d=10$ мм; $d_1=8$ мм; $d_2=9$ мм; $p=2$ мм; $2\beta=30^\circ$; $[\sigma_{СП}]=10$ МПа; $h=10$ мм.

Решение

Часто силу трения F_F удобно определять по выражению

$$F_F = Q f_{np}, \quad \text{где } f_{np} = f \frac{\sum R_n}{Q}$$

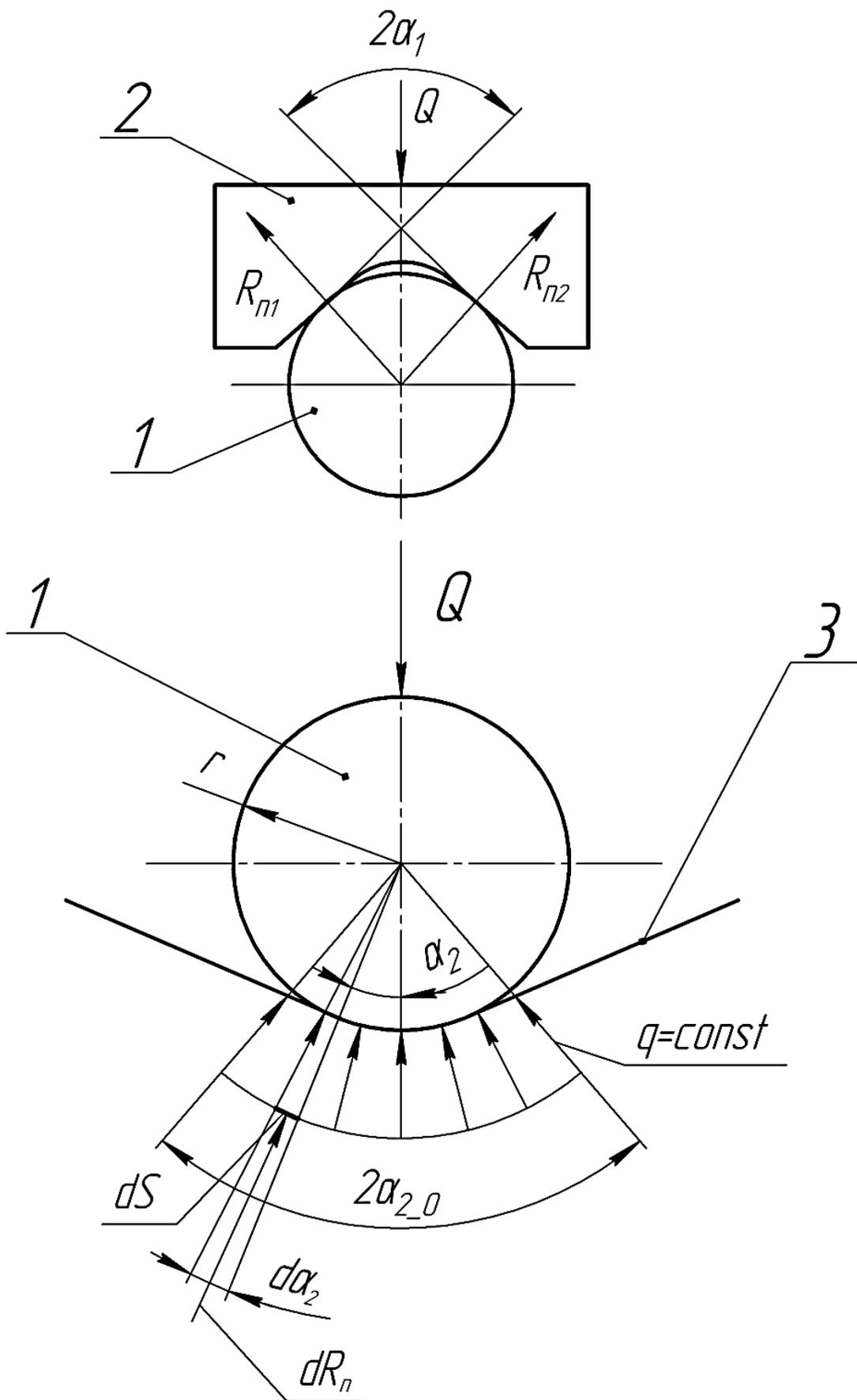


Рис. 11

Из условия равновесия детали 2 в вертикальной плоскости следует

$$Q = R_{n1} \sin \alpha_1 + R_{n2} \sin \alpha_1 = \sum R_n \sin \alpha_1 \quad \text{или} \quad f_{\text{пр}12} = \frac{f}{\sin \alpha_1}.$$

Из условия равновесия детали 1 определим $\frac{\sum R_n}{Q}$.

Элементарная нормальная реакция $dR_n = qdS$ или $dR_n = qr d\alpha_2$.

$$\sum dR_n = \int_{-\alpha_{2,0}}^{+\alpha_{2,0}} qr d\alpha_2 = qr 2\alpha_2.$$

$$Q = \sum (dR_n \cos \alpha_2) = \int_{-\alpha_{2,0}}^{+\alpha_{2,0}} qrcos \alpha_2 d\alpha_2 = qr 2 \sin \alpha_2.$$

$$f_{\text{пр}13} = f \frac{\alpha_2}{\sin \alpha_2}$$

Сила трения F_F должна уравновешивать осевую действующую F :

$$F = F_F = Q(f_{\text{пр}12} + f_{\text{пр}13}).$$

Необходимая сила прижатия Q с учетом коэффициента запаса S :

$$Q = \frac{F \cdot S}{f_{\text{пр}12} + f_{\text{пр}13}}; \quad Q = 383,6 \text{ Н.}$$

$\alpha_1 = 50^\circ$, $\sin \alpha_1 = 0,766$; $\alpha_2 = 70^\circ = 1,222$ радиан; $\sin \alpha_2 = 0,939$.

$$f_{\text{пр}12} = \frac{0,15}{0,766} = 0,196; \quad f_{\text{пр}13} = 0,15 \frac{1,22}{0,939} = 0,195.$$

Момент трения пяты между винтом и деталью 2:

$$M_{F24} = Qf \frac{d_0}{H}; \quad M_{F24} = 100,7 \text{ Нмм.}$$

Момент в резьбе винта:

$$M_{FB} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho_{\text{пр}}).$$

Угол подъема ψ винтовой линии:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi d_2} = \frac{2}{3,14 \cdot 9} = 0,071; \quad \psi = 4,05^\circ.$$

$$\rho_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}} = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 15^\circ}; \quad \rho_{\text{пр}} = 8,83^\circ.$$

$$M_{FB} = 383,6 \cdot 4,5 \cdot \operatorname{tg} 12,878^\circ; \quad M_{FB} = 394,6 \text{ Нмм};$$

Общий момент $M_B = M_{F24} + M_{FB}; \quad M_B = 495,3 \text{ Нмм}.$

Напряжение на поверхности резьбы

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)n}, \quad \text{где } n = \frac{h}{p}.$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot 383,6}{3,14 \cdot 18 \cdot 2 \cdot 5}; \quad \sigma_{\text{см}} = 2,71 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{сп}}] = 10 \text{ МПа}.$$

Задача № 6

Выполнить проектировочный расчет на прочность и жесткость при изгибе кварцевой трубки. Назначить размеры поперечного сечения трубки.

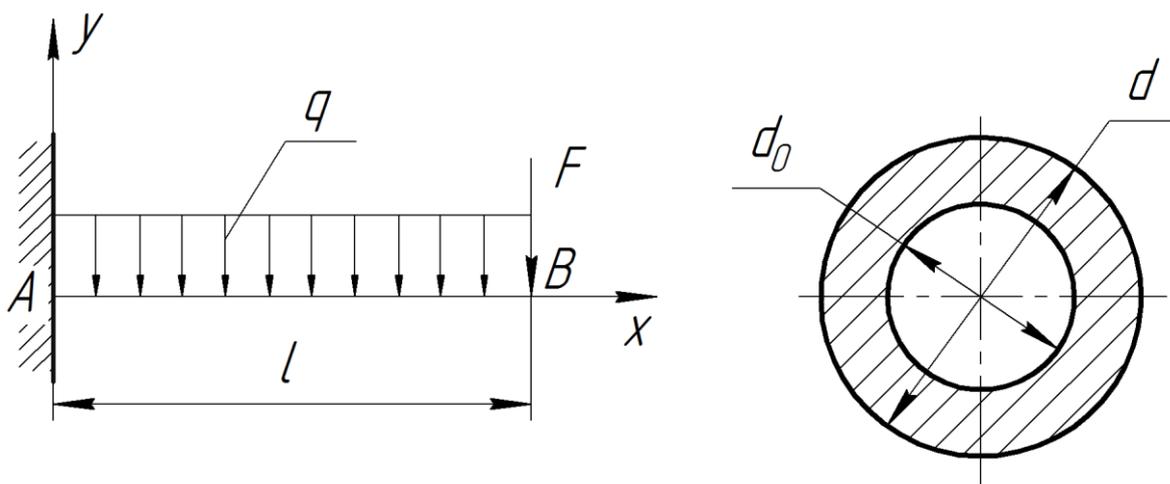


Рис. 12

Дано:

$$l = 20 \text{ мм}; \quad F = 1000 \text{ Н}; \quad q = 100 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}; \quad \alpha = d_0/d = 0,4;$$

$$E = 0,55 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad [\sigma] = 50 \text{ МПа}; \quad [\tau] = 25 \text{ МПа}; \quad [y] = l \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Решение

1. Определение реакций

$$R_A - F - ql = 0; \quad R_A = F + ql; \quad R_A = 3000 \text{ Н.}$$

$$-M_A - Fl - q \frac{l^2}{2} = 0; \quad M_A = -Fl - q \frac{l^2}{2}; \quad M_A = -40 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

2. Построение эпюр Q_y и M_z .

$$Q_y = -F - qx$$

$$x = 0 \rightarrow Q_y = -1000 \text{ Н.}$$

$$x = l \rightarrow Q_{y\max} = -3000 \text{ Н.}$$

$$M_z = -Fx - q \frac{x^2}{2}$$

$$x = 0 \rightarrow M_z = 0;$$

$$x = \frac{l}{2} \rightarrow M_z = -15 \cdot 10^3 \text{ Нмм;}$$

$$x = l \rightarrow M_{z\max} = -40 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

3. Выбор размеров трубки

$$\sigma_{\text{из}}^{\max} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{\text{из}}^{\max} = \frac{M_{z\max}}{W_{z \text{ изг}}};$$

Момент инерции поперечного сечения осевой момент сопротивления поперечного сечения, соответственно:

$$I_z = \frac{\pi d^4}{64} - \frac{\pi d_0^4}{64} = \frac{\pi d^4}{64} (1 - \alpha^4); \quad W_z = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \alpha^4).$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{z\max}}{\pi(1 - \alpha^4)[\sigma]}}; \quad d = 20,3 \text{ мм.}$$

Примем $d=20,5$ мм, $d_0=8$ мм.

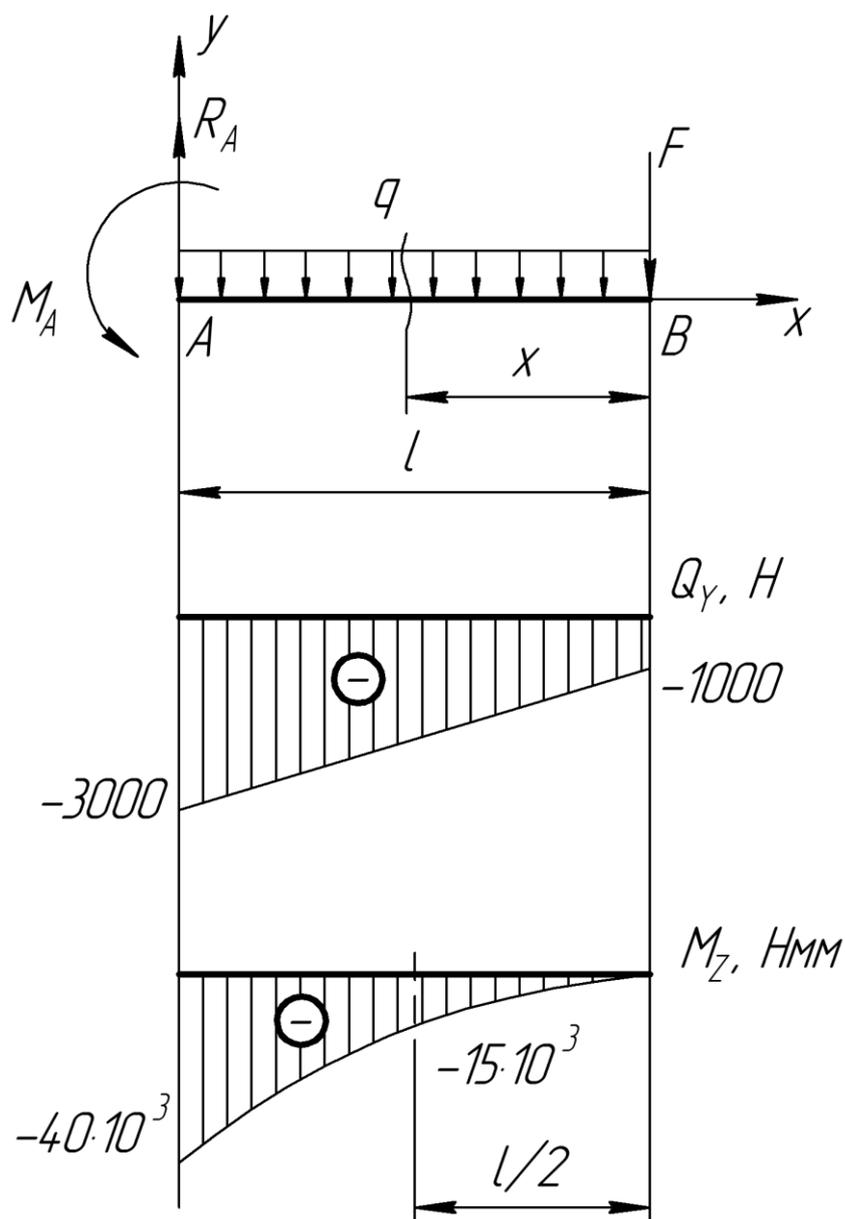


Рис. 13

Проверка по касательным напряжениям:

$$\tau_{max} = \frac{4Q_{y\ max}}{\pi d_{cp} t},$$

где t – толщина стенки; d_{cp} – средний диаметр.

$$d_{cp} = \frac{d + d_0}{2}; \quad t = \frac{d - d_0}{2};$$

$$\tau_{max} = \frac{8Q_{y\ max}}{\pi(d^2 - d_0^2)}, \quad \tau_{max} = 21,44 \text{ МПа} < [\tau] = 25 \text{ МПа}.$$

Проверка на жесткость:

$$EI_z y'' = M_z = -Fx - \frac{qx^2}{2};$$

$$EI_z y' = -\frac{Fx^2}{2} - \frac{qx^3}{6} + c_1;$$

$$EI_z y = -\frac{Fx^3}{6} - \frac{qx^4}{24} + c_1 x + c_2.$$

$$x = l \rightarrow y' = 0.$$

$$c_1 = \frac{Fl^2}{2} + \frac{ql^3}{6}.$$

$$x = l \rightarrow y = 0.$$

$$c_2 = \frac{Fl^3}{6} + \frac{ql^4}{24} - \left(\frac{Fl^2}{2} + \frac{ql^3}{6} \right) l = -\frac{Fl^3}{3} - \frac{ql^4}{8}.$$

$$I_z = 8,4 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

$$c_2 = -4666,4 \cdot 10^3 \text{ Нмм}^3.$$

Максимальный прогиб:

$$y_{max} \text{ при } x = 0; \quad y_{max} = \frac{c_2}{EI_z};$$

$$y_{max} = \frac{-4666,4 \cdot 10^3}{8,4 \cdot 10^3 \cdot 55 \cdot 10^3} \approx -0,01 \text{ мм};$$

Опустим знак «-», потому что нас интересует величина прогиба:

$$y_{max} < [y] = \frac{l}{1000} = 0,02 \text{ мм}.$$

Задача № 7

Определить пусковой момент на валу электродвигателя подъемного механизма для сообщения поднимаемому грузу G скорости v в течении t секунд (изменение скорости происходит по линейному закону).

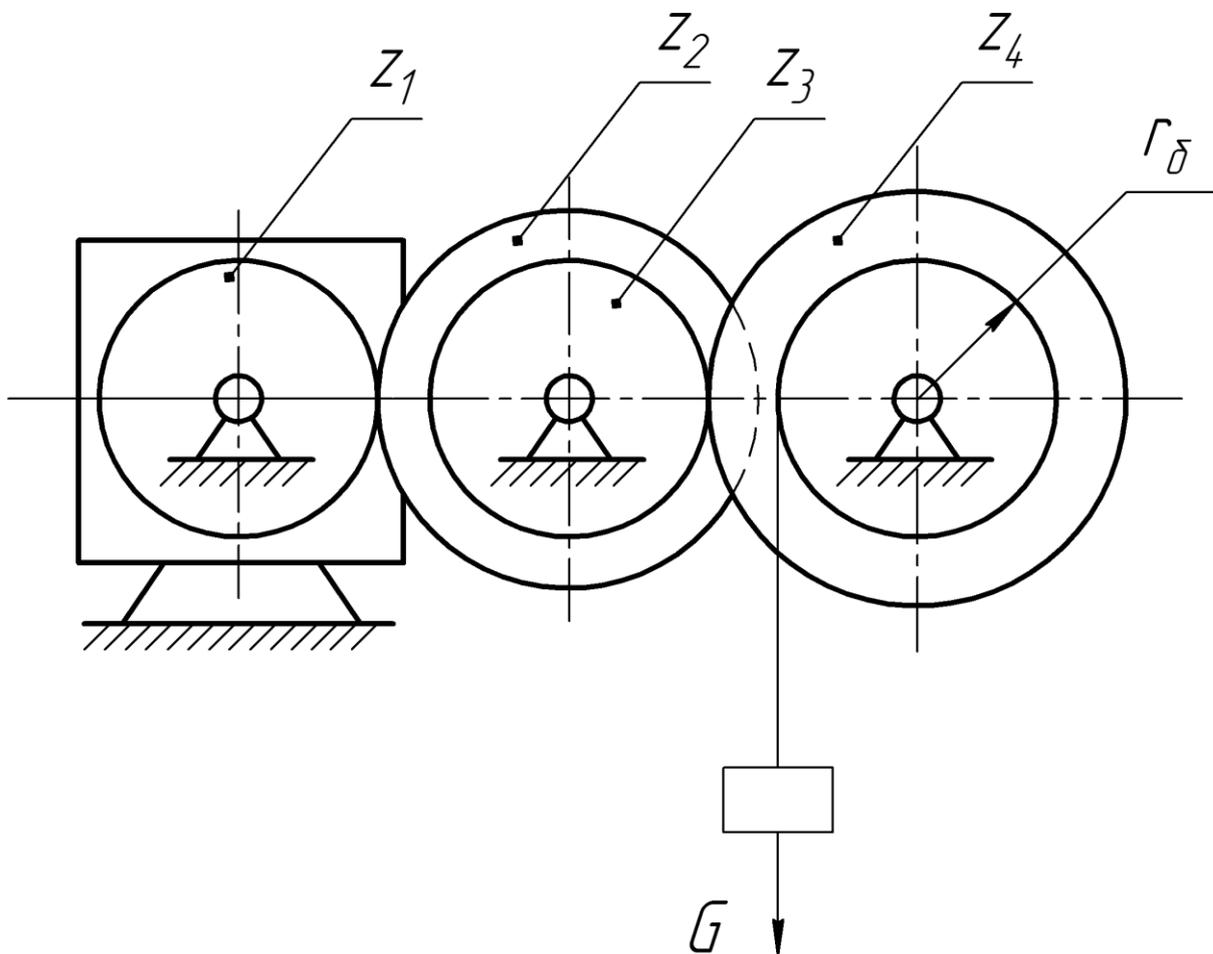


Рис. 14

Дано:

$$G = 10^4 \text{ Н,}$$

$$v = 20 \text{ м/с,}$$

$$t = 2 \text{ сек,}$$

$$r_{\delta} = 100 \text{ мм.}$$

Число зубьев: $z_1 = 21$, $z_2 = 65$, $z_3 = 25$, $z_4 = 70$.

Моменты инерции

- зубчатых колес: $I_1 = 0,04 \text{ кгм}^2$, $I_2 = 0,1 \text{ кгм}^2$, $I_3 = 0,5 \text{ кгм}^2$, $I_4 = 5 \text{ кгм}^2$,
- якоря электродвигателя: $I_{\text{я}} = 0,2 \text{ кгм}^2$,
- барабана: $I_6 = 0,3 \text{ кгм}^2$.

Решение

Приведенный к звену 1 момент от сил полезного сопротивления:

$$M_{\text{с.пр.}} \cdot \omega_1 = G \cdot \vartheta_c = G \cdot r_6 \cdot \omega_6 = G \cdot r_6 \cdot \omega_4; \quad M_{\text{с.пр.}} = \frac{G \cdot r_6}{i_{14}}.$$

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{34}; \quad i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = 3,095; \quad i_{14} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = 8,667.$$

$$M_{\text{с.пр.}} = 115,4 \text{ Нм.}$$

Приведенный к звену 1 момент инерции механизма:

$$I_{\text{пр}} = I_1 + I_{\text{я}} + \frac{I_2 + I_3}{i_{12}^2} + \frac{(I_4 + I_6 + m_G \cdot r_6^2)}{i_{14}^2}; \quad I_{\text{пр}} = 0,507 \text{ кгм}^2.$$

$$M_{\text{дв}} - M_{\text{с.пр.}} = I_{\text{пр}} \cdot \varepsilon_1 + \frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{\partial I_{\text{пр}}}{\partial \varphi}, \quad \text{учитывая, что } I_{\text{пр}} = \text{const}$$

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{с.пр.}} + I_{\text{пр}} \cdot \varepsilon_1;$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\omega_1}{t}, \quad \omega_1 = \omega_4 \cdot i_{14} = \frac{\vartheta_6}{r_6} \cdot i_{14}.$$

$$\omega_1 = 1733,4 \text{ 1/с}, \quad \varepsilon_1 = 886,7 \text{ 1/с}^2.$$

$$M_{\text{дв}} = 554,4 \text{ Нм.}$$

Задача № 8

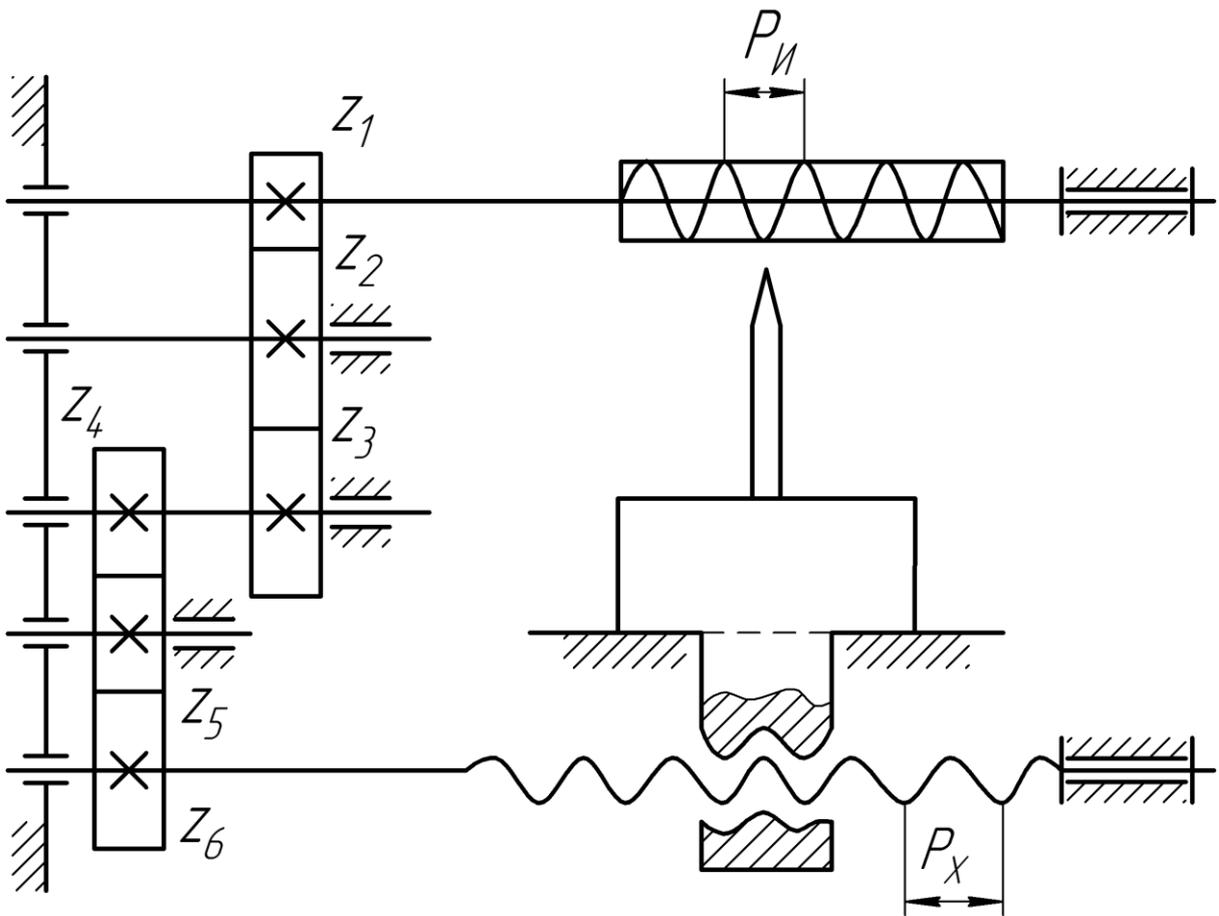


Рис. 15

Определить общее передаточное число гитары токарно-винторезного станка для нарезания винта (изделия) и подобрать числа зубьев z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 и z_6 для двух вариантов:

- 1) Шаг однозаходного ходового винта $P_X = 12$ мм; шаг однозаходного винта изделия $P_{И} = 18$ мм. Направление винтовых линий ходового винта и изделия одинаково.
- 2) $P_X = 18$ мм; $P_{И} = 2$ мм. Направление винтовых линий различно.

Решение

Передаточное отношение гитары станка определяется из условия равенства перемещения резца относительно ходового винта станка и относительно изделия, т.е.

$$S_X = S_{И} \quad \rightarrow \quad P_X \frac{\varphi_X}{2\pi} = P_{И} \frac{\varphi_{И}}{2\pi} \quad \rightarrow \quad i_{61} = \frac{\varphi_6}{\varphi_1} = \frac{\varphi_X}{\varphi_{И}} = \frac{P_{И}}{P_X}.$$

$$i_{61} = \frac{z_4}{z_6} \cdot \frac{z_1}{z_3}.$$

Первый вариант:

$$i_{61} = \frac{P_{\text{И}}}{P_{\text{Х}}} = \frac{18}{12} = \frac{3}{2}; \quad i_{61} = \frac{20}{20} \cdot \frac{30}{20}.$$

$z_1 = 30; z_2 = \text{var}; z_3 = 20; z_4 = 20; z_5 = \text{var}; z_6 = 20.$

Второй вариант:

$$i_{61} = \frac{P_{\text{И}}}{P_{\text{Х}}} = \frac{2}{18} = \frac{1}{9}; \quad i_{61} = \frac{20}{60} \cdot \frac{20}{60}.$$

$z_1 = 20; z_2 = 0; z_3 = 60; z_4 = 20; z_5 = \text{var}; z_6 = 60$ (или $z_2 = \text{var}; z_5 = 0$).

Задача №9

Катушка с нитью общим весом G и радиусом R и r опирается на шероховатую вертикальную стену. Свободный конец нити закреплен на стене и составляет с ней угол α .

В каком интервале значений коэффициента трения f между катушкой и опорой наступает равновесие?

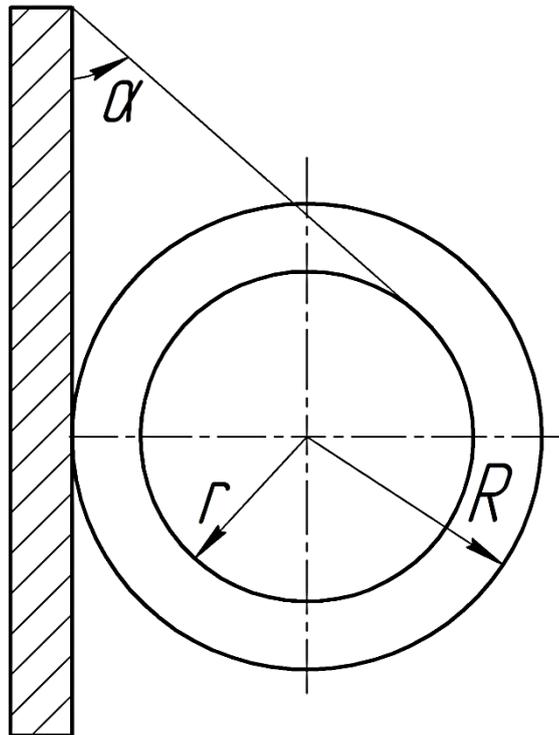


Рис. 16

Решение

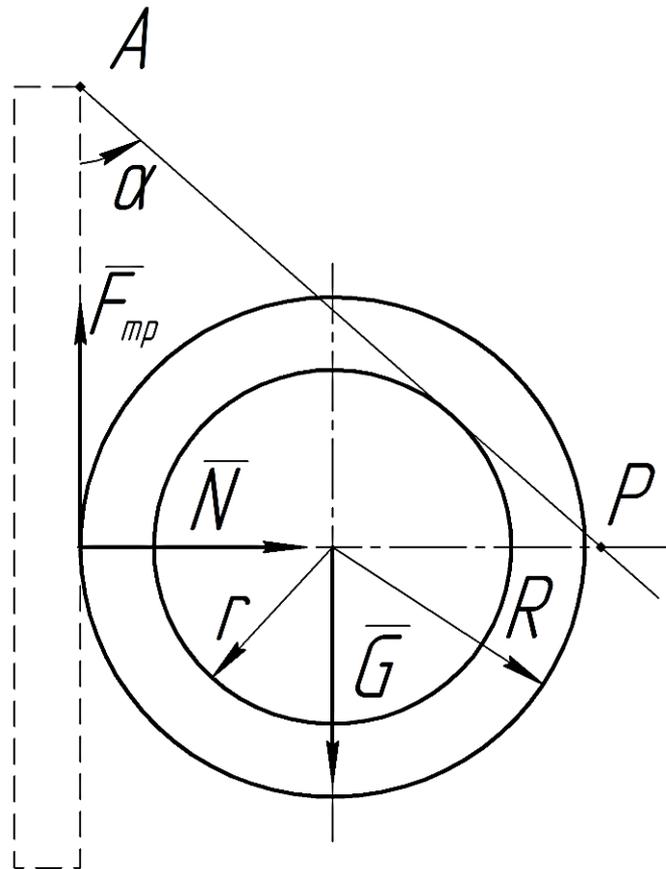


Рис. 17

Из равенства нулю суммы моментов сил относительно точки P имеем:

$$F_{\text{тр}} \left(R + \frac{r}{\cos \alpha} \right) = G \frac{r}{\cos \alpha} \Rightarrow$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{G}{1 + \frac{R}{r} \cos \alpha}.$$

Из равенства нулю суммы моментов сил относительно точки A найдем:

$$N = \frac{G \operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{r}{R} \cos \alpha}.$$

Должно выполняться соотношение $\frac{F_{\text{тр}}}{N} \leq f$, из которого получаем

$$\frac{r}{R \sin \alpha} \leq f.$$

Ответ: $f \geq \frac{r}{R \sin \alpha}$.

Задача № 10

Обруч радиусом R , скатывается без скольжения по наклонной плоскости, приводит в движение кольцо M , надетое на обруч и на неподвижный стержень AB .

Определите модули составляющих абсолютной скорости и абсолютного ускорения кольца для положения, показанного на рис. 18, если $R=0,5$ м; $V_O=2$ м/с; $a_O=2$ м/с²; $l=0,75$ м.

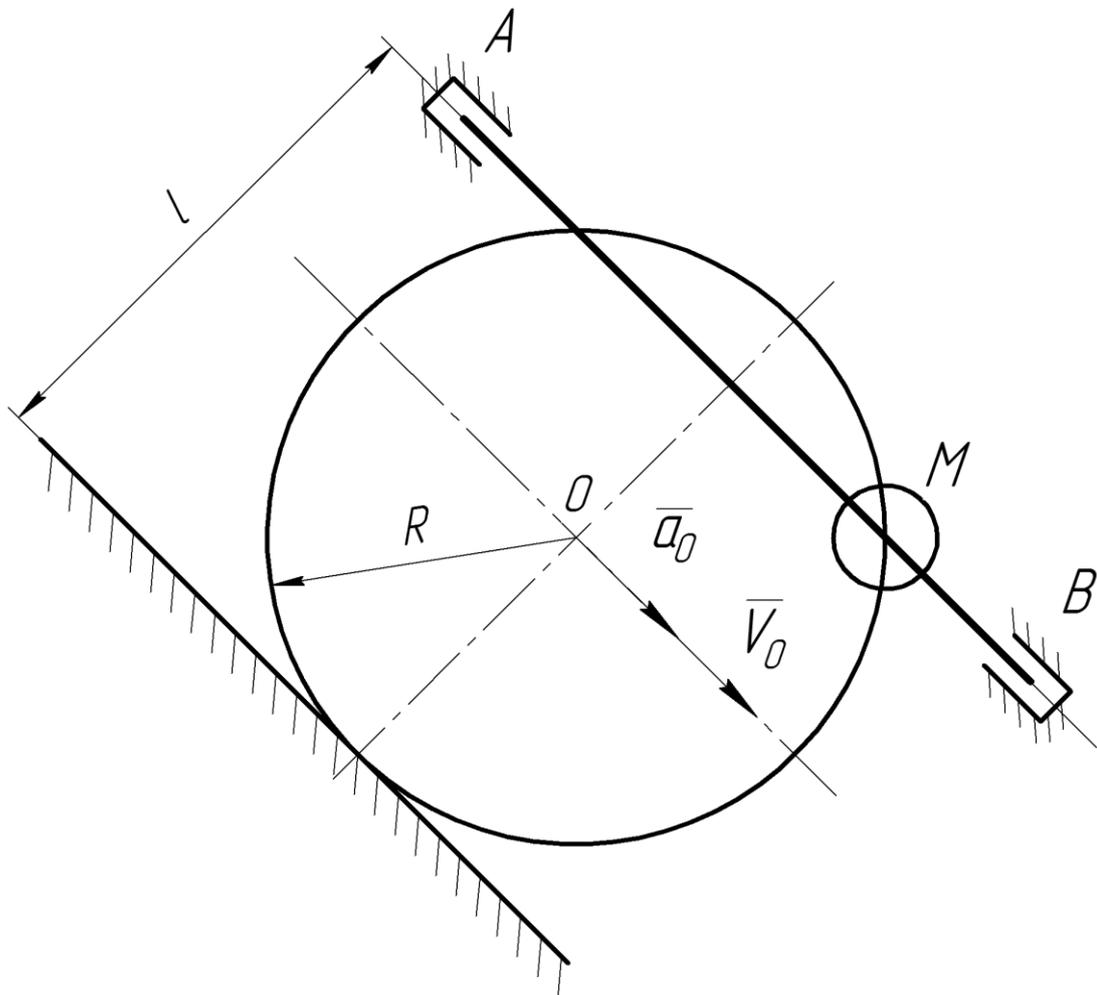


Рис. 18

Решение

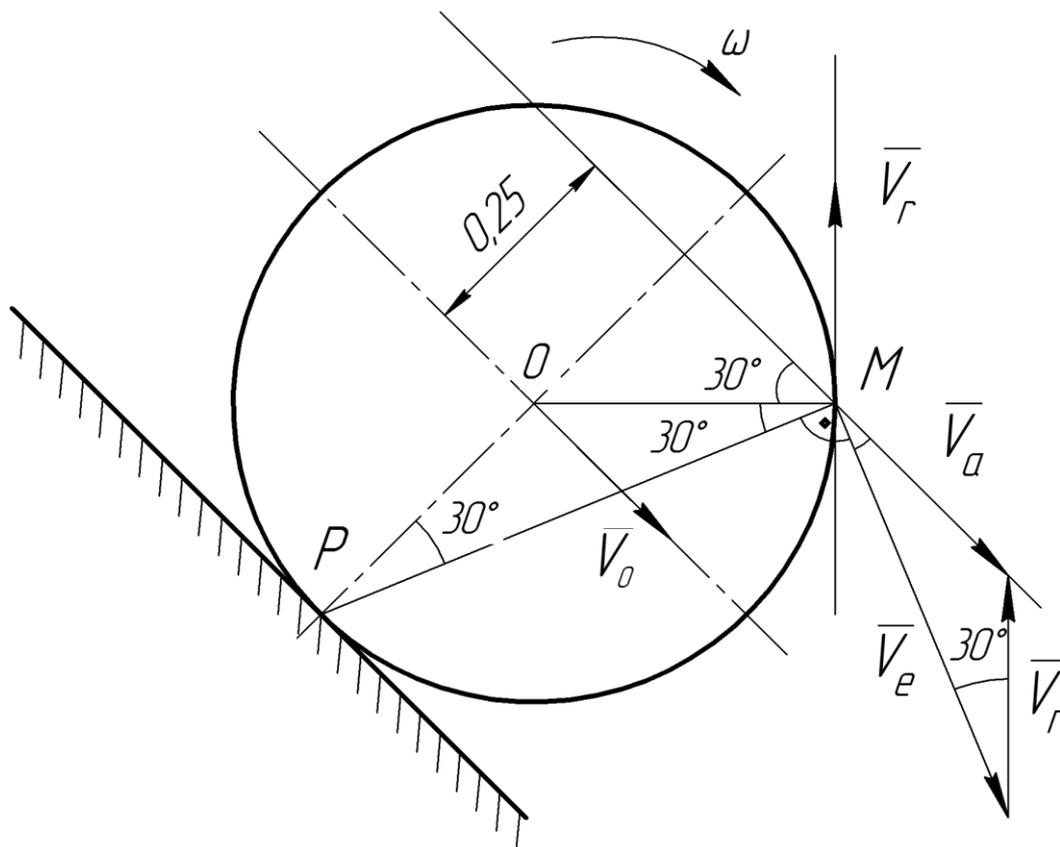


Рис. 19

Так как отрезок OM движется поступательно, то

$$V_a = V_0 = 2 \text{ м/с}, \quad a_a = a_0 = 2 \text{ м/с}^2.$$

Абсолютная скорость кольца:

$$\vec{V}_a = \vec{V}_r + \vec{V}_e.$$

Переносная скорость V_e :

$$V_e = \omega \cdot MP,$$

где $\omega = \frac{V_0}{OP} = 4 \text{ рад/с}$, $MP = 2R \cdot \cos 30^\circ = 0,5\sqrt{3}$.

Тогда $V_e = 2\sqrt{3} \text{ м/с}$.

Из треугольника скоростей:

$$V_a = V_r = \frac{V_e}{2 \cdot \cos 30^\circ} = 2 \text{ м/с}.$$

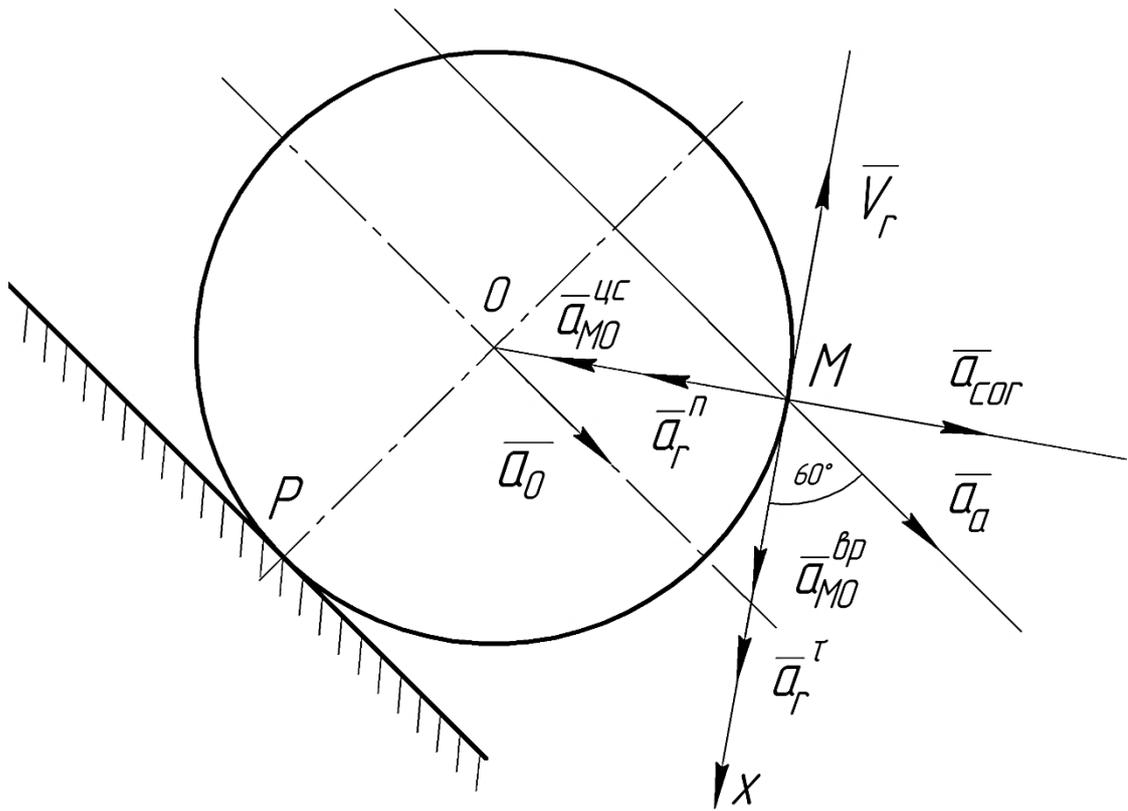


Рис. 20

Абсолютное ускорение кольца:

$$\bar{a}_a = \bar{a}_r + \bar{a}_e + \bar{a}_{cor}.$$

Переносное ускорение кольца:

$$\bar{a}_e = \bar{a}_e^{nc} + \bar{a}_e^{bp} + \bar{a}_0, \quad \bar{a}_e^{nc} = \bar{a}_{MO}^{nc}, \quad \bar{a}_e^{bp} = \bar{a}_{MO}^{bp}.$$

Здесь: $a_{MO}^{nc} = \omega^2 \cdot OM = 4^2 \cdot 0,5 = 8 \text{ м/с}^2,$

$$a_{MO}^{bp} = \varepsilon \cdot OM = \frac{a_0}{OP} \cdot OM = 0,5 \cdot \frac{2}{0,5} = 2 \text{ м/с}^2.$$

Тогда:

$$\begin{aligned} |\bar{a}_e| &= \sqrt{(a_{MO}^{nc} - a_0 \cos 30^\circ)^2 + (a_{MO}^{bp} + a_0 \cos 60^\circ)^2} = \\ &= \sqrt{(8 - \sqrt{3})^2 + (4 + 1)^2} = 8,02 \text{ м/с}^2. \end{aligned}$$

Относительное ускорение кольца: $\bar{a}_r = \bar{a}_r^\tau + \bar{a}_r^n,$

где $a_r^n = \frac{V_r^2}{R} = 8 \text{ м/с}^2.$

Найдем a_r^{τ} из проекции составляющих на ось x :

$$a_a \cos 60^\circ = a_{MO}^{BP} + a_r^{\tau} \Rightarrow a_r^{\tau} = 2 \cdot \frac{1}{2} - 2 = -1 \text{ м/с}^2.$$

Тогда $|\bar{a}_r| = \sqrt{(\bar{a}_r^{\tau})^2 + (\bar{a}_r^n)^2} = \sqrt{1^2 + 8^2} = 8,06 \text{ м/с}^2.$

Ускорение Кориолиса:

$$|\bar{a}_{cor}| = 2 \cdot \omega \cdot v_r \cdot \sin(\widehat{\omega, \bar{V}_r}) = 2 \cdot \omega \cdot V_r \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot 4 \cdot 2 = 16 \text{ м/с}^2.$$

Ответ:

$$|\bar{V}_r| = 2 \text{ м/с}^2, \quad |\bar{V}_e| = 2\sqrt{3} \text{ м/с}, \quad |\bar{a}_r| = 8,06 \text{ м/с}^2,$$

$$|\bar{a}_e| = 8,02 \text{ м/с}^2, \quad |\bar{a}_{cor}| = 16 \text{ м/с}^2.$$

Задача №11

Восстановить нагрузку балки по эпюрам Q_y и M_z , которые показаны на рис. 21

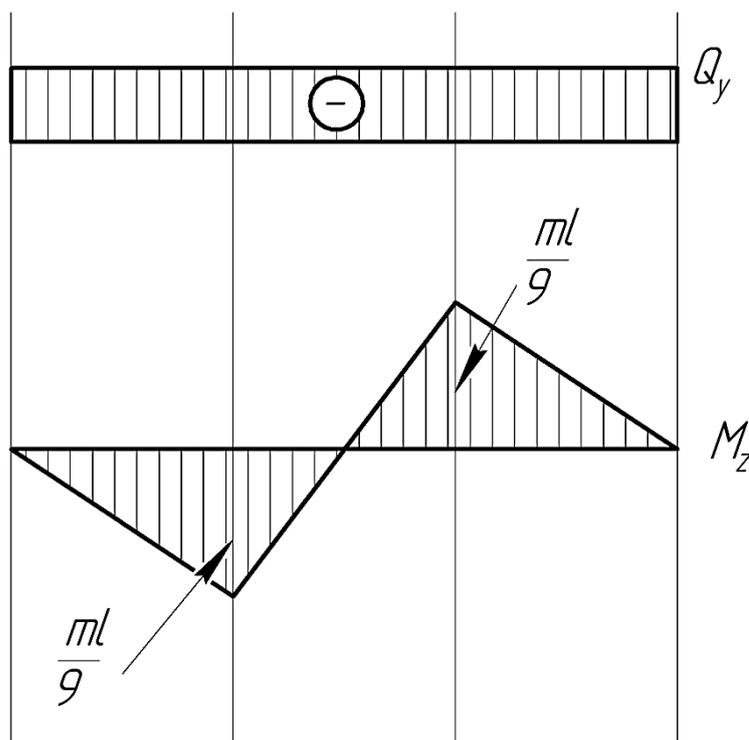


Рис.21

Решение задачи № 11

Решение представлено на рис. 22.

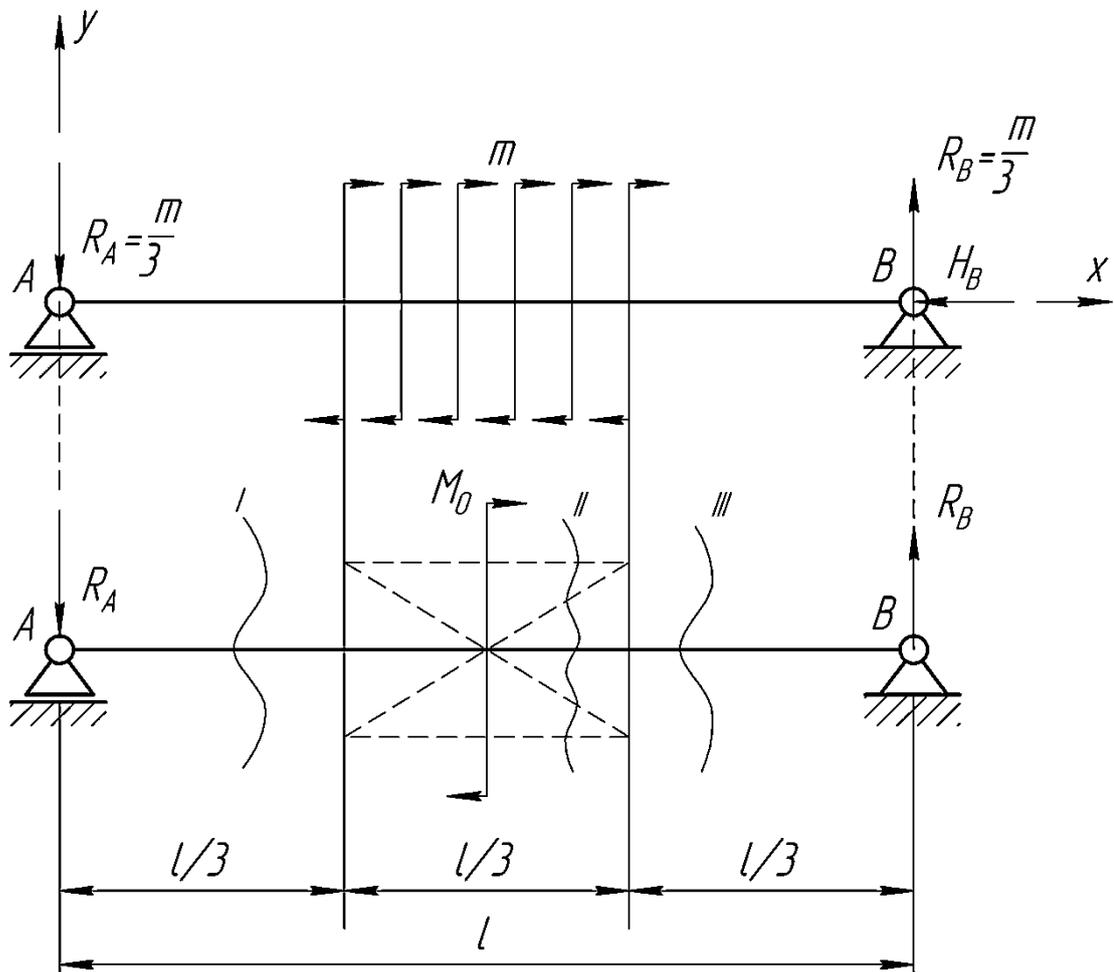


Рис. 22

I Определение опорных реакций.

$$1. \sum P_x = 0; \quad -H_B = 0.$$

$$2. \sum P_y = 0; \quad -R_A + R_B = 0.$$

$$3. \sum M_A = 0; \quad -R_B l + M_0 = 0; \quad R_B = \frac{M_0}{l}.$$

$$\text{при } M_0 = m \cdot \frac{1}{3} l, \quad R_B = \frac{m \cdot \frac{1}{3} l}{l} = \frac{m}{3},$$

где $m \left(\frac{H \cdot \text{мм}}{\text{мм}} \right)$ – интенсивность моментной нагрузки.

II Определение опасного сечения.

$$1. 0 \leq x_1 \leq \frac{1}{3}l$$

$$Q_y = -R_A = -\frac{m}{3}$$

$$M_Z = -R_A \cdot x_1 = \begin{cases} 0 \\ -\frac{m}{3} \cdot \frac{1}{3}l = -\frac{ml}{9} \end{cases}$$

$$2. \frac{1}{3}l \leq x_2 \leq \frac{2}{3}l$$

$$Q_y = -R_A = -\frac{m}{3}$$

$$M_Z = -R_A x_2 + m \left(x_2 - \frac{1}{3}l \right) = \begin{cases} a \\ б \end{cases}$$

$$a) -\frac{m}{3} \cdot \frac{1}{3}l + m \left(\frac{1}{3}l - \frac{1}{3}l \right) = -\frac{ml}{9}.$$

$$б) -\frac{m}{3} \cdot \frac{2}{3}l + m \left(\frac{2}{3}l - \frac{1}{3}l \right) = -\frac{2}{9}ml + \frac{1}{3}ml = \frac{1}{9}ml.$$

3. $0 \leq x_3 \leq \frac{1}{3}l$ (сократим расчёты, рассмотрев балку с правой стороны)

$$Q_y = -R_B = -\frac{m}{3} \text{ (согласно правилу знаков)}$$

$$M_Z = R_B \cdot x_3 \begin{cases} 0 \\ \frac{m}{3} \cdot \frac{l}{3} = \frac{ml}{9} \end{cases}$$

Вывод. Опасные сечения рассмотрены при $x_1 = x_2 = \frac{1}{3}l$ и $x_3 = \frac{1}{3}l \Rightarrow$

$$\Rightarrow M_Z^{max} = \left(\frac{1}{9}ml \right) \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Задача № 12

Исправьте конструкцию, изображенную на рис. 23, устранив замеченные ошибки

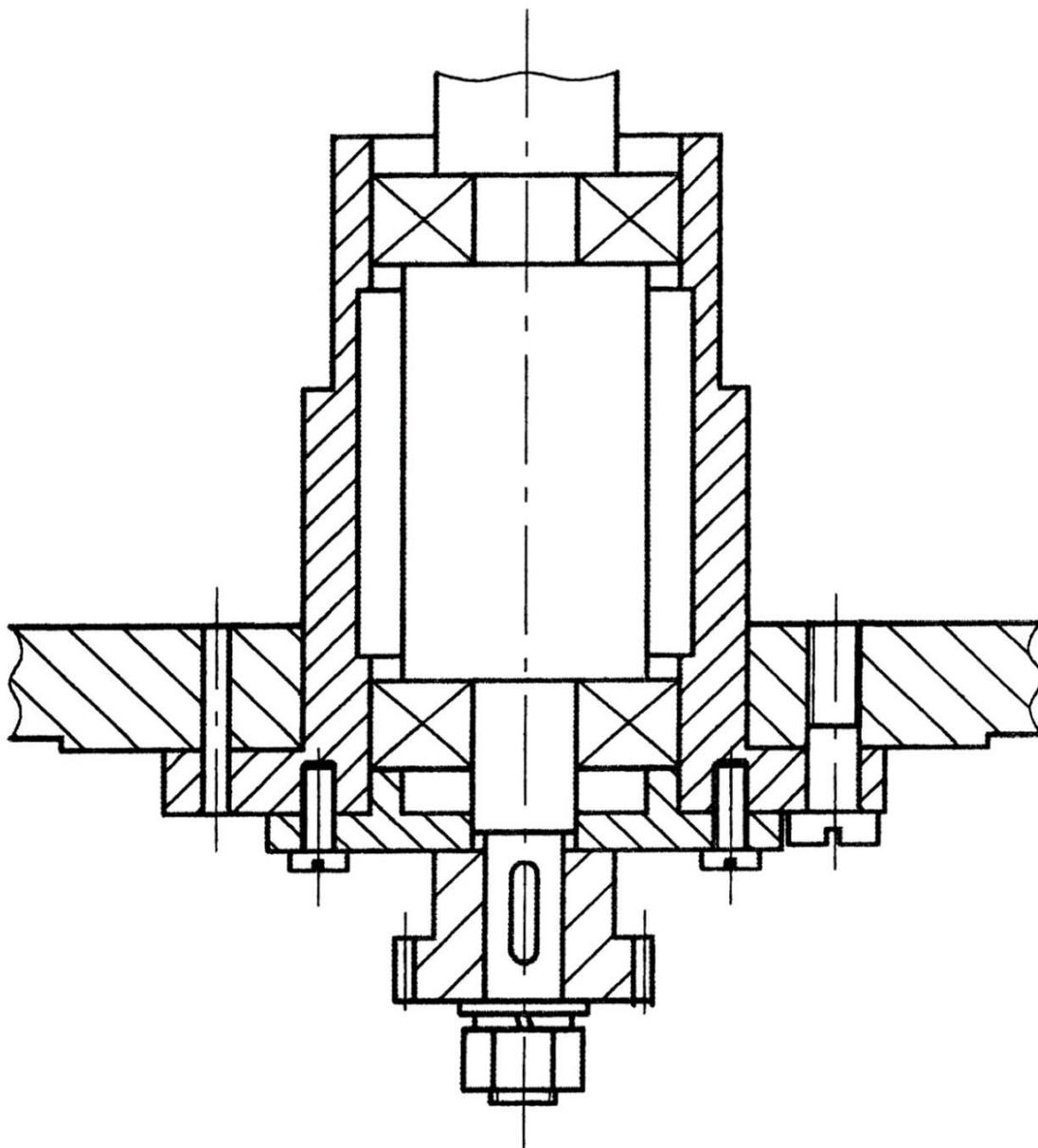


Рис. 23

Решение

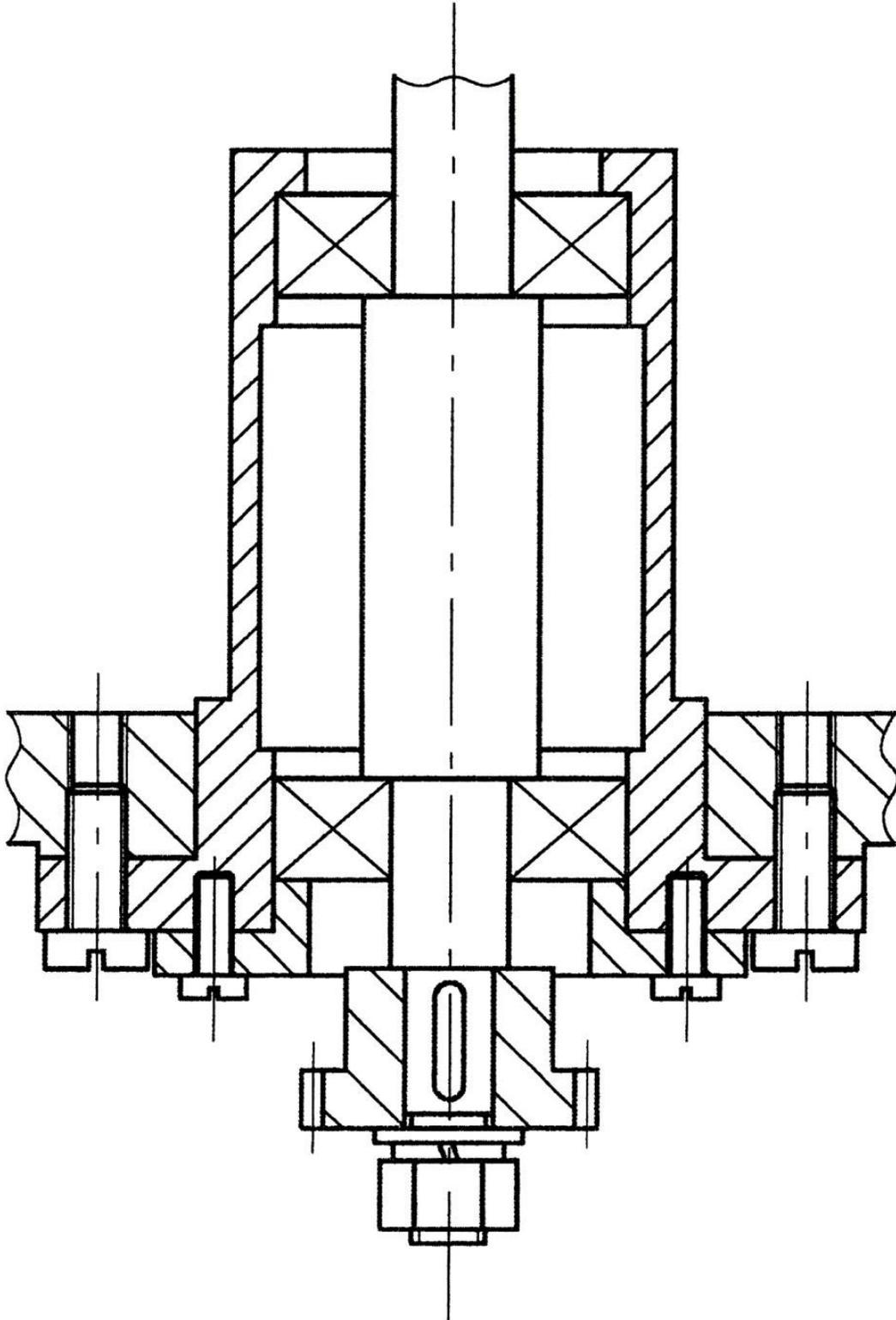


Рис. 24

Задача № 13

На шлицевый концевой участок вала устанавливается деталь, длина ступицы которой равна 45 мм. Передаваемый момент $T = 600$ Нм. Допускаемое напряжение смятия $[\sigma_{см}] = 80$ МПа. Требуется определить размеры шлицевого соединения (шлицы прямоугольные). Твердость поверхности вала $HV = 250 \dots 300$.

Решение

1. Определяем предельное значение диаметра вала из расчета на чистое кручение по пониженному допускаемому напряжению $[\tau] = (25 \div 30)$ МПа

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{600 \cdot 10^3}{0,2 \cdot (25 \div 30)}} = (49,3 \div 46,4) \text{ мм.}$$

2. По ГОСТ 1139–80 выбираем соединение $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50$. Фаска $f = 0,4$ мм.

3. Средний диаметр $d_m = 0,5 \cdot (D + d) = 0,5 \cdot (50 + 46) = 48$ мм.

Высота поверхности контакта

$$h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot f = 0,5 \cdot (50 - 46) - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм.}$$

4. Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_m \cdot l \cdot h \cdot z \cdot k_{нр}} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{48 \cdot 45 \cdot 1,2 \cdot 8 \cdot 0,75} = 77 \text{ МПа} < [\sigma_{см}],$$

где l – длина поверхности контакта шлицев, принимаемая равной длине ступицы, $k_{нр}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами: $0,7 \dots 0,8$.

Задача № 14

Прямой круглый стержень с постоянной изгибной жесткостью поперечного сечения длиной l и весом P лежит на жесткой плоскости. Определить величину максимальных напряжений, возникающих в стержне при приложении к его левому концу поднимающей сосредоточенной силы равной четверти веса стержня.

Решение

При воздействии силы P_1 левая часть стержня приподнимется на некоторой длине « a ».

Правая часть остается лежать на плоскости и остается прямой, т.е. во всех сечениях правого участка изгибающий момент равен нулю.

В частности $M_{\text{изг}} = 0$ в сечении $x = a$.

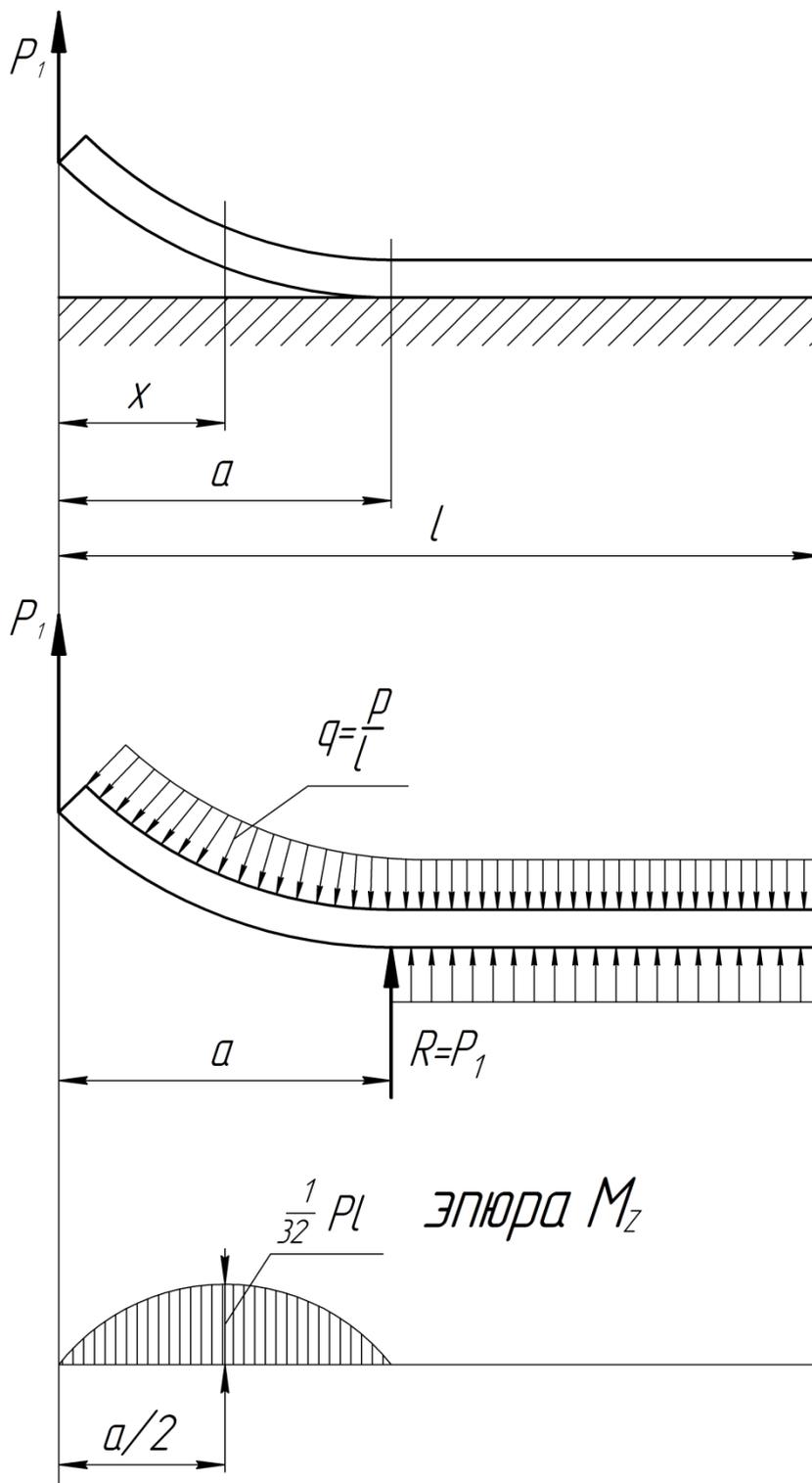


Рис. 25

Следовательно

$$P_1 a = \frac{P a^2}{l}, \quad a = \frac{1}{2} l.$$

Из условия равновесия суммы проекций всех сил на вертикальную ось, следует, что в точке $x = a$ жесткая плоскость дает реакцию $R = P_1$.

При такой системе сил левую висящую часть стержня можно рассматривать как свободно опирающийся стержень длины « a », нагруженный равномерно распределенной нагрузкой интенсивностью $q = P/l$.

Относительно сечения $x = a$

$$M_z = P_1 x - \frac{qx^2}{2} \Big|_{x=\frac{1}{2}a} = \frac{1}{32} Pl;$$

$$M_z^{max} = \frac{1}{32} Pl.$$

Наибольшие нормальные напряжения

$$\sigma^{max} = \frac{M_z^{max}}{W} = \frac{Pl}{32W} = \frac{Pl}{\pi d^3};$$

$$\sigma^{max} = \frac{Pl}{\pi d^3}.$$

Задача № 15

В механизме ролик, тянущий бумагу, вращается со скоростью $n_p = 60$ об/мин. Привод ролика осуществляется от пружинного двигателя, время работы которого $\tau_{max} = 1,8$ мин., число рабочих оборотов $m = 8$. Для обеспечения равномерного вращения ролика установлен регулятор скорости, частота вращения регулятора $n_0 = 2000$ об/мин.

Передача движения между роликом, двигателем и регулятором осуществляется с помощью цилиндрических прямозубых зубчатых передач. Передаточное число одной пары зубчатых колес $u \leq 6$.

Составить кинематическую схему механизма. Определить число пар зубчатых колес и назначить их передаточные числа.

Решение

Частота вращения двигателя

$$n_d = \frac{m}{t_{max}} = \frac{8}{1,8} = 4,444 \text{ об/мин.}$$

Так как в механизме двигатель имеет наименьшую частоту вращения, то используется ускорительный зубчатый механизм, который разделим на два. Первый зубчатый механизм связывает двигатель и ролик, второй – ролик и регулятор. Примем каждый механизм двухступенчатым.

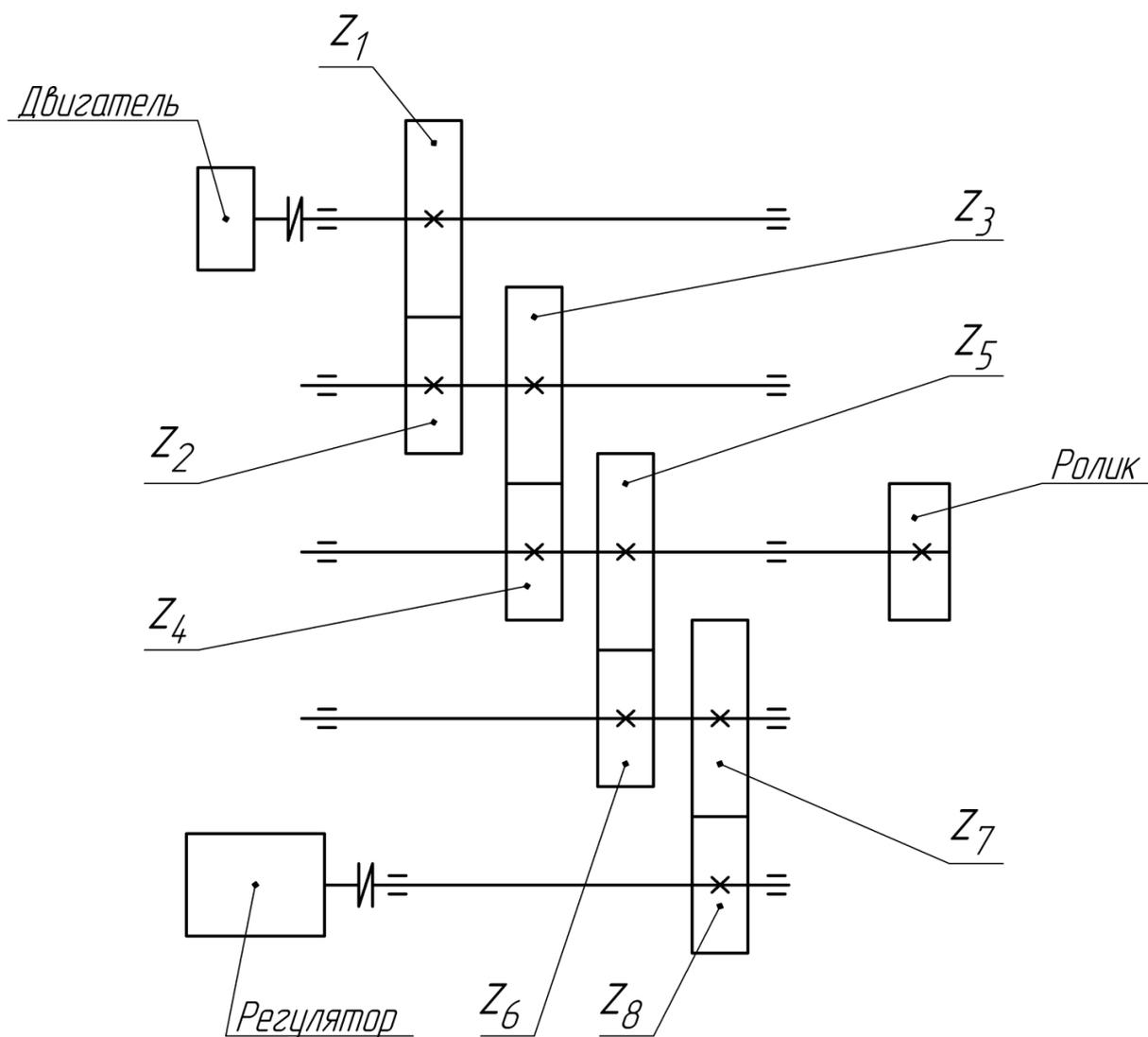


Рис. 26

Передаточное отношение механизма между роликом и двигателем:

$$i_{pd} = \frac{n_p}{n_d} = \frac{60}{4,444} = 13,5.$$

Передаточное отношение механизма между регулятором и роликом:

$$i_{0p} = \frac{n_0}{n_p} = \frac{2000}{60} = 33,333.$$

Кинематическая схема механизма представлена на рис. 26. Первый механизм (двигатель – ролик) состоит из зубчатых колес z_1, z_2, z_3, z_4 . Второй механизм (ролик – регулятор) – из зубчатых колес z_5, z_6, z_7, z_8 .

Принимаем передаточные отношения зубчатых ступеней:

а) вариант 1

$$i_{21} = \frac{z_1}{z_2} = 4,5;$$

$$i_{43} = \frac{z_3}{z_4} = \frac{i_{pd}}{i_{21}} = \frac{13,5}{4,5} = 3;$$

$$i_{65} = \frac{z_5}{z_6} = 6;$$

$$i_{87} = \frac{z_7}{z_8} = \frac{i_{0p}}{i_{65}} = \frac{33,333}{6} = 5,55;$$

б) вариант 2

$$i_{21} = \frac{z_1}{z_2} = i_{43} = \frac{z_3}{z_4} = \sqrt{i_{pd}} = \sqrt{13,5} = 3,67;$$

$$i_{65} = \frac{z_5}{z_6} = i_{87} = \frac{z_7}{z_8} = \sqrt{i_{0p}} = \sqrt{33,333} = 5,77.$$

Задача № 16

Стержень с постоянной изгибной жесткостью поперечного сечения жестко закреплен левым концом, а правым – опирается на шарнирную подвижную опору. Определить диаметр стержня и наибольшие касательные напряжения, если длина стержня 100 мм, вес 1000 Н, допускаемые нормальные напряжения 100 Н/мм².

Решение

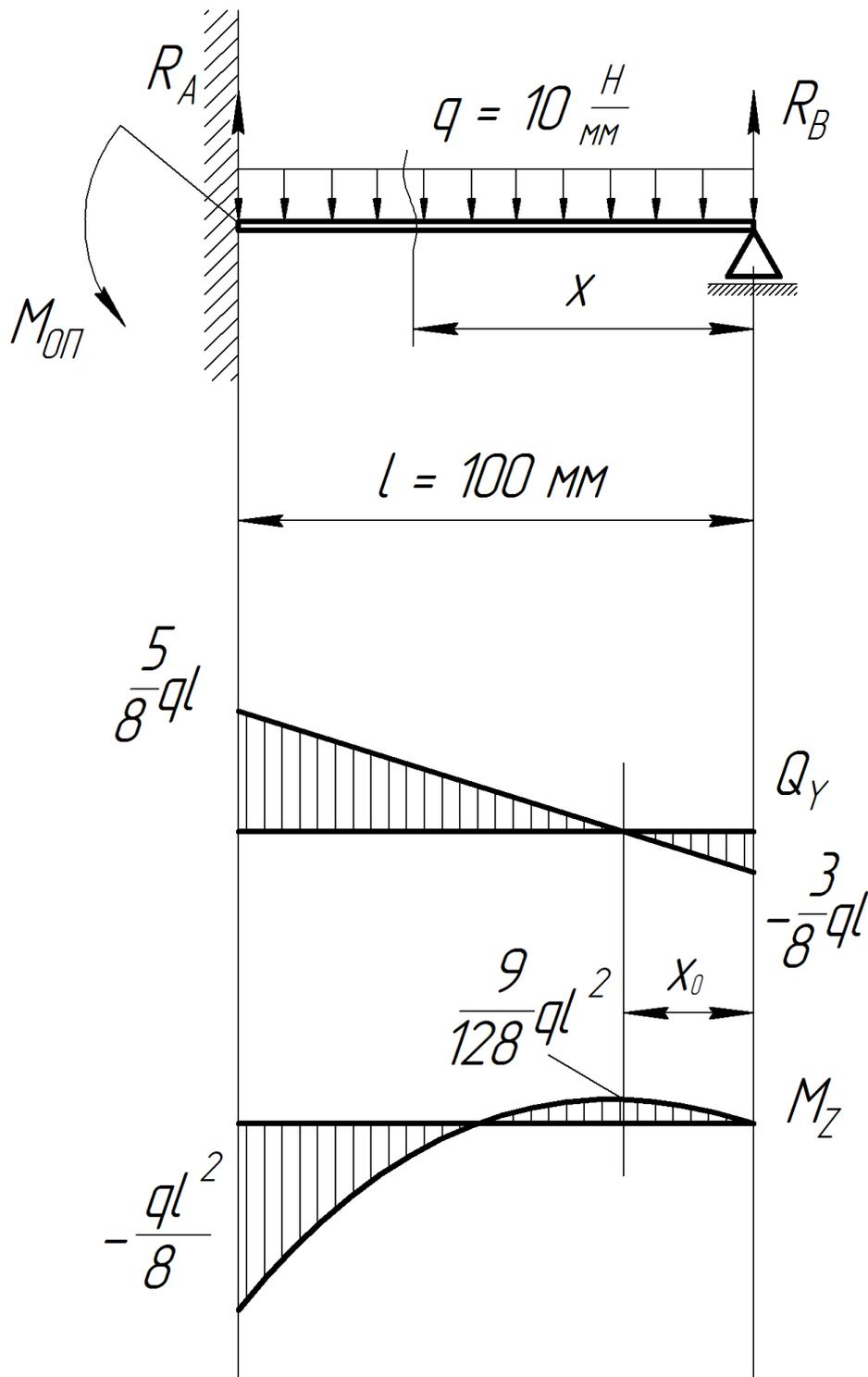


Рис. 27

$$q = \frac{P}{l} = \frac{1000}{100} = 10 \frac{H}{\text{мм}}$$

По условию совместимости деформаций:

$$y_B = y_q + y_{R_B} = -\frac{ql^4}{8EJ_Z} + \frac{R_B l^3}{3EJ_Z} = 0.$$

Отсюда

$$R_B = \frac{3}{8} ql.$$

В сечении X статически определенной системы полученной из заданной удалением избыточных связей:

$$Q_y = -R_B + qx;$$

$$Q_y(0) = -\frac{3}{8} ql; \quad Q_y(l) = \frac{5}{8} ql;$$

$$M_z = R_B x - \frac{qx^2}{2};$$

$$M_z(0) = 0; \quad M_z(l) = -\frac{ql^2}{8}.$$

Исследование функции M_z на экстремум:

$$M_z^{\text{экстр}} = \frac{9}{128} ql^2 \text{ при } x_0 = 0,375 l;$$

Из эпюр Q_z и M_z

$$R_A = \frac{5}{8} ql; \quad M_{\text{оп}} = \frac{ql^2}{8};$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_z^{\text{max}}}{\pi[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12500}{\pi[100]}} = \sqrt[3]{1274} = 10,85 \text{ мм.}$$

Диаметр стержня $\phi = 11 \text{ мм}$

$$\tau^{\text{max}} = \frac{4}{3} \frac{Q_y^{\text{max}}}{F} \leq [\tau];$$

$$\tau^{\text{max}} = \frac{4}{3} \frac{625 \cdot 4}{\pi \cdot 10,85^2} = 9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

$9 = \tau_{\text{расч}}^{\text{max}} < [\tau] = 50 \text{ Н/мм}^2 \Rightarrow$ что подтверждает работу стержня на изгиб.

Задача № 17

Произвести синтез планетарной передачи, т.е. определить числа зубьев 1-го и 2-го зубчатых колёс и коэффициент смещения x_1 , при нарезании 1-го зубчатого колеса. Удовлетворить условия соосности и сборки механизма, учитывая, что 2-е и 3-е зубчатые колёса нарезаны без смещения.

Дано: $z_3 = 72$; $4,2 \leq i_{1H}^{(3)} \leq 4,8$; число сателлитов $n = 3$; $\omega_3 = 0$.

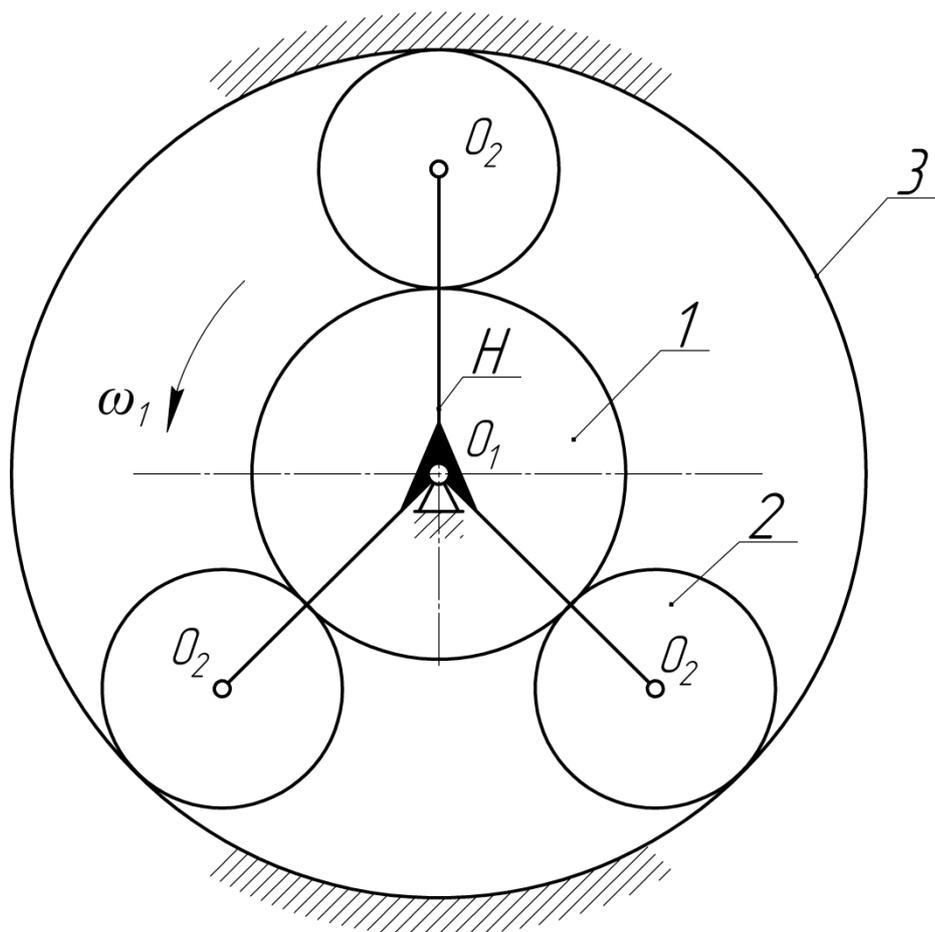


Рис. 28

Решение

Передаточное отношение от 1-го зубчатого колеса к водилу определяется из выражения:

$$1) \ i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}. \text{ При } \omega_3 = 0 \rightarrow i_{13}^{(H)} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1, \text{ или}$$

$$i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - i_{13}^{(H)}; \quad i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}; \quad i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}, \text{ или}$$

$$\frac{z_3}{z_1} = i_{1H}^{(3)} - 1, \text{ т.е. } 3,2 \leq \frac{z_3}{z_1} \leq 3,8 \rightarrow \frac{z_3}{3,8} \leq z_1 \leq \frac{z_3}{3,2}; 19 \leq z_1 \leq 22.$$

2) Условие сборки требует $\frac{z_1 + z_3}{n} = \text{целое число.}$

При $n = 3$ и $z_3 = 72 \rightarrow z_1 = 21.$

Условие соосности: $\frac{m \cdot (z_3 - z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_2 + z_1)}{2}$, или

$$2 \cdot z_2 = z_3 - z_1 \rightarrow z_2 = 25,5 \rightarrow z_2 = 25 \quad (26)$$

$$3) \frac{m \cdot (z_3 - z_2)}{2} = \frac{m \cdot (z_2 + z_1) \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_{\omega_{12}}}; \cos \alpha_{\omega_{12}} = \frac{(z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha}{z_3 - z_2};$$

$$\cos \alpha_{\omega_{12}} = \frac{21 + 25}{72 - 25} \cdot \cos 20^\circ; \cos \alpha_{\omega_{12}} = 0,9197; \alpha_{\omega_{12}} = 23,118^\circ$$

$$(\alpha_{\omega_{12}} = 16,235^\circ)$$

$$\text{inv } \alpha_{\omega_{12}} = \text{inv } \alpha + \frac{2 \cdot x_1 \cdot \text{tg } \alpha}{z_1 + z_2}; \rightarrow x_1 = \frac{\text{inv } \alpha_{\omega_{12}} - \text{inv } \alpha}{2 \cdot \text{tg } \alpha} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$x_1 = \frac{0,023418 - 0,014904}{2 \cdot 0,36397} \cdot 46; x_1 = 0,538; (x_1 = -0,4567).$$

Задача № 18

В изображённом положении кулачкового механизма методом построения планов скоростей и ускорений определить скорость и ускорение толкателя. Профиль кулачка образован дугами окружности. Точка контакта А кулачка 1 с толкателем 2 является точкой пересопряжения дуг окружностей с радиусами ρ_1 и ρ_2 . Размеры звеньев определить по кинематической схеме.

Дано: $\omega_1 = 50 \frac{1}{c}$, $\varepsilon_1 = 0$.

Масштабный коэффициент длины $\mu_S = 0,002 \frac{м}{мм}$.

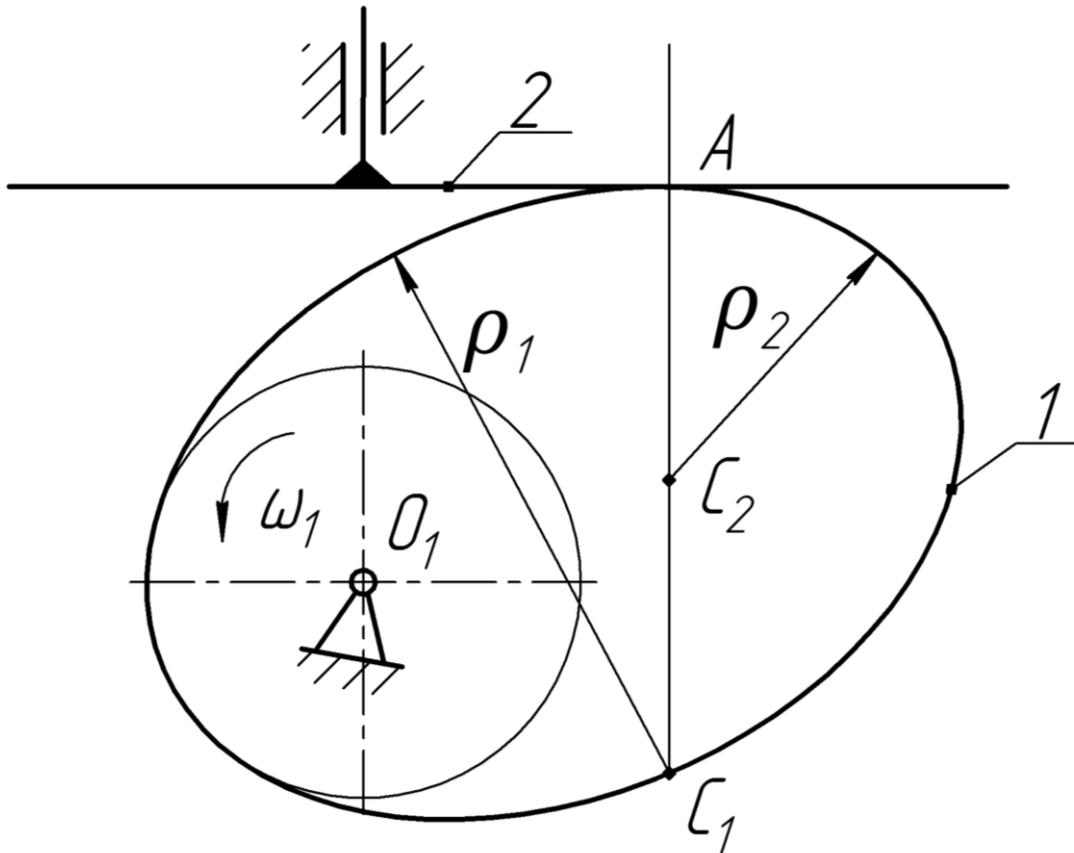


Рис. 29

Решение

1) Строим замещающий механизм (рис. 30). Так как точка A является точкой пересопряжения дуг окружностей разных радиусов, то будем иметь два заменяющих механизма.

Механизм I: кривошип O_1C_1 , ползун C_1A , толкатель 2.

Механизм II: кривошип O_1C_2 , ползун C_2A , толкатель 2.

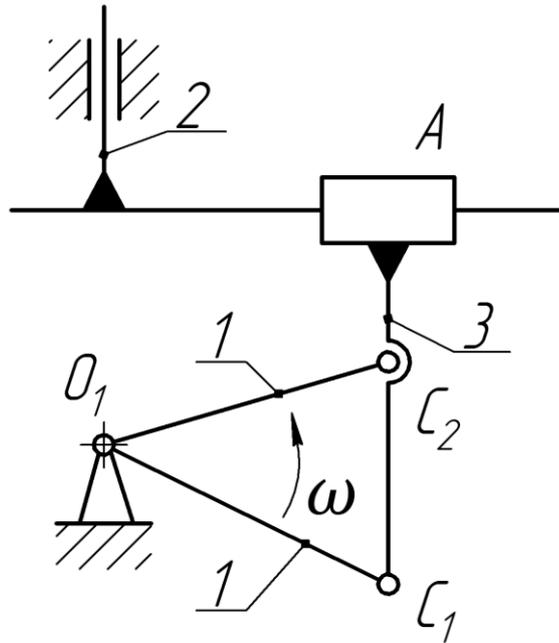


Рис. 30

2) План скоростей $\bar{V}_{C_1} = \bar{V}_e + \bar{V}_r$, (рис. 31). $\bar{V}_e = \bar{V}_2$.

$$\underline{\rho_1} = 47 \text{ мм}; \quad \underline{l_{O_1C_1}} = 30 \text{ мм}.$$

$$V_{C_1} = \omega_1 l_{O_1C_1} = \omega_1 \underline{l_{O_1C_1}} \mu_S;$$

$$V_{C_1} = 50 \cdot 30 \cdot 0,002 = 3 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\mu_V = \frac{3}{30} = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

$$V_e = V_2 = \underline{V_e} \cdot \mu_V; \quad V_2 = 24 \cdot 0,1 = 2,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

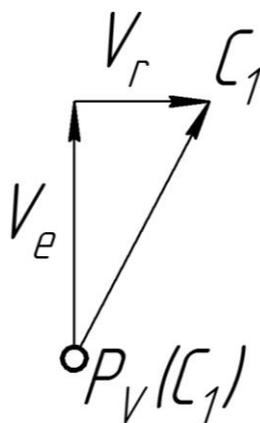


Рис. 31

3) План ускорений

Механизм I $\rightarrow \bar{a}_{c_1} = \bar{a}_{e_1} + \bar{a}_{r_1}$ (рис. 32),

$$a_{c_1} = \omega_1^2 \cdot l_{O_1C_1} = \omega_1^2 \cdot \underline{l_{O_1C_1}} \cdot \mu_S;$$

$$a_{c_1} = 50^2 \cdot 30 \cdot 0,002 = 150 \frac{\text{М}}{\text{с}^2};$$

$$\underline{a_{c_1}} = 30 \text{ мм}, \quad \mu_a = \frac{150}{30} = 5 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}.$$

$$\underline{a_{e_1}} = 17 \text{ мм}; \quad a_{e_1} = a_{21} = \underline{a_{e_1}} \cdot \mu_a; \quad a_{21} = 17 \cdot 5 = 85 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

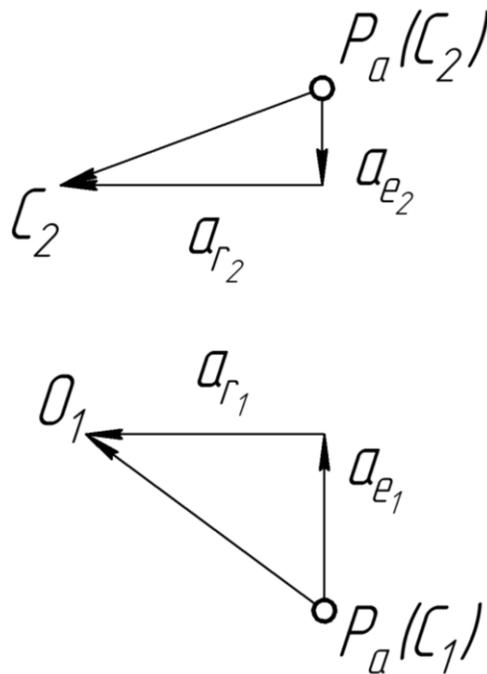


Рис. 32

Механизм II $\rightarrow \bar{a}_{c_2} = \bar{a}_{e_2} + \bar{a}_{r_2}$, (рис. 32).

$$a_{c_2} = \omega_1^2 \cdot \underline{l_{O_1C_2}} \cdot \mu_S; \quad \underline{l_{O_1C_2}} = 26 \text{ мм}; \quad a_{c_2} = 50^2 \cdot 26 \cdot 0,002 = 130 \frac{\text{М}}{\text{с}^2};$$

$$\mu_a = \frac{150}{30} = 5 \frac{\text{М}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}}; \quad \underline{a_{c_2}} = 26 \text{ мм}; \quad \underline{a_{e_2}} = -10 \text{ мм};$$

$$a_{e_2} = a_{22} = -50 \frac{\text{М}}{\text{с}^2}.$$

Наблюдается разрыв ускорения толкателя.

Задача № 19

С помощью дифференциального ленточного тормоза подъемного механизма груз Q удерживается в неподвижном положении силой P . Вес груза $Q = 10^4$ Н, диаметр тормозного диска $D = 300$ мм, диаметр барабана подъемного механизма $d = 200$ мм, $\alpha = 20^\circ$, коэффициент трения между гибкой лентой и тормозным барабаном $f = 0,35$; линейные размеры: $l_A = 200$ мм, $a = 180$ мм.

Определить:

- 1) P при $b = 150$ мм
- 2) b при $P = 0$, т.е. условие самоторможения.

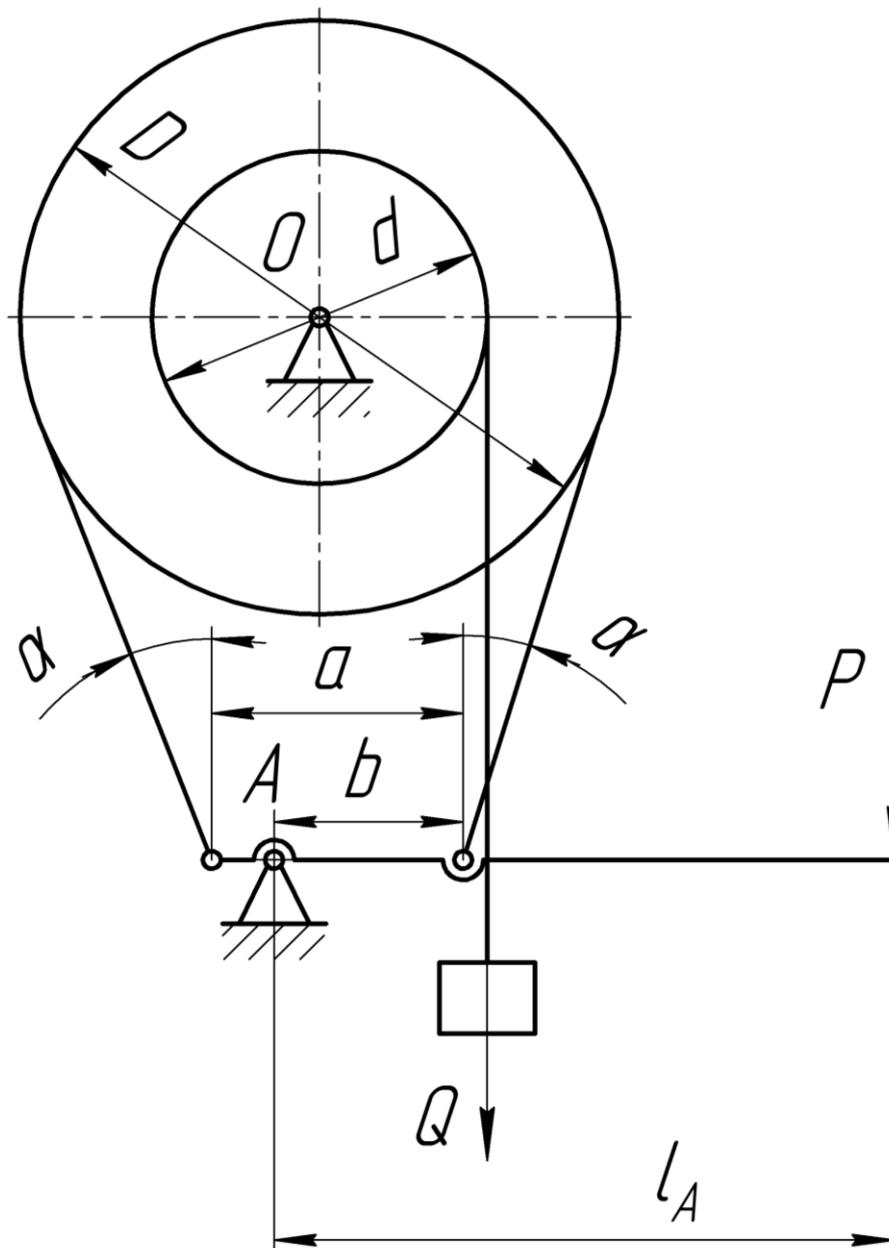


Рис. 33

Решение

1) Условие равновесия подъёмного и тормозного барабанов:

$$Q \frac{d}{2} = F \frac{D}{2}, \text{ где } F - \text{ сила трения на тормозном барабане,}$$

$$F = S_1 - S_2, \text{ здесь } S_1 \text{ и } S_2 - \text{ силы натяжения ленты.}$$

$$\frac{S_1}{S_2} = e^{f\alpha_1} \rightarrow \frac{S_1}{S_2} - 1 = e^{f\alpha_1} - 1,$$

$$\frac{S_1 - S_2}{S_2} = e^{f\alpha_1} - 1 \rightarrow S_2 = \frac{F}{e^{f\alpha_1} - 1} = \frac{Q \cdot d}{(e^{f\alpha_1} - 1) \cdot D};$$

$$S_1 = e^{f\alpha_1} \cdot S_2; \quad e = 2,7183; \quad \alpha_1 = 220^\circ = 3,8397 \text{ рад.}$$

2) Условие равновесия рычага l_A :

$$Pl_A + S_1(a - b) \cos \alpha - S_2b \cos \alpha \geq 0;$$

$$P \geq \frac{[S_2b - S_1(a - b)] \cos \alpha}{l_A};$$

$$S_2 = 2352,5 \text{ Н}; \quad S_1 = 9019,4 \text{ Н}; \quad P \geq 386,7 \text{ Н.}$$

3) Условие равновесия рычага при $P = 0$:

$$S_1(a - b) \cos \alpha - S_2b \cos \alpha \geq 0,$$

$$b \leq a \frac{S_1}{S_1 + S_2}; \quad b \leq 142,8 \text{ мм.}$$

Задача № 20

Однородная штанга весом G и длиной $2a$ опирается концом A о гладкую внутреннюю поверхность полусферической чаши радиуса r . Промежуточной точкой B штанга опирается о ребро чаши. Определить величину угла α , образуемого штангой и горизонтальной прямой в положении её равновесия, и опорные реакции в точках A и B .

Дано: $G = 20 \text{ Н}$, $r = 60 \text{ мм}$, $a = 80 \text{ мм}$.

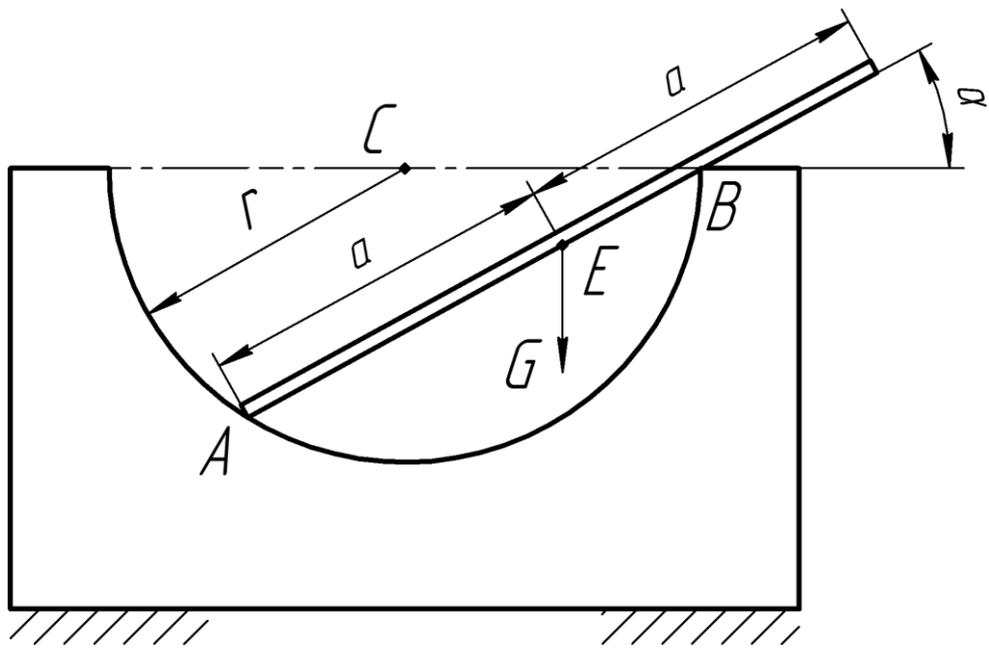


Рис. 34

Решение

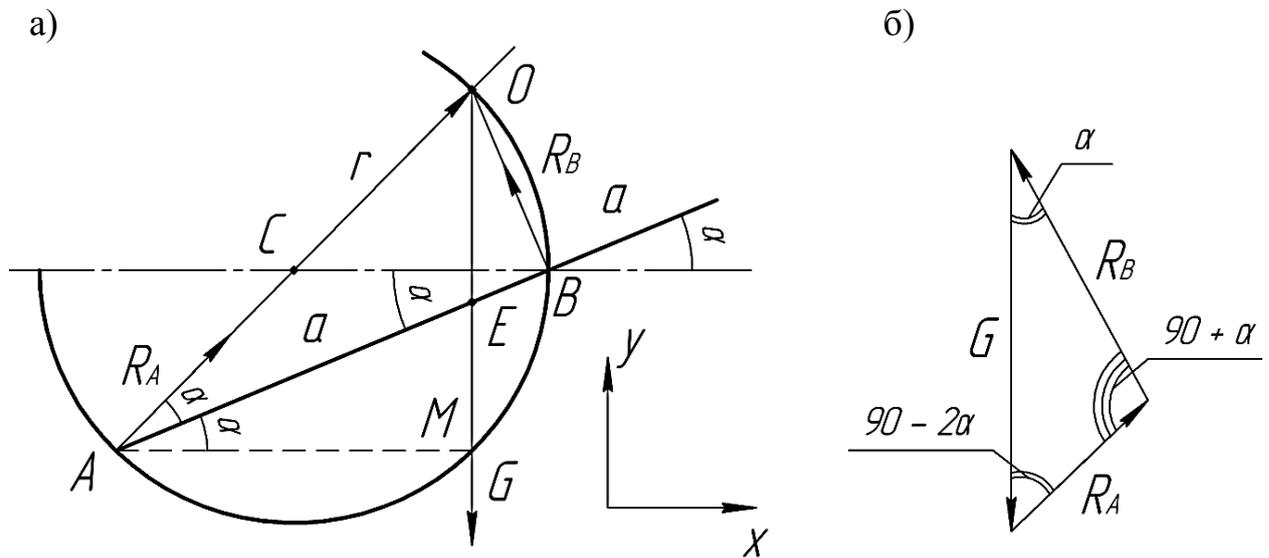


Рис. 35

1. Обозначим реакции R_A и R_B . Запишем условия равновесия штанги. Из рис. 35 (а) очевидно, что в равнобедренном $\triangle ACB$ $\angle CAB = \angle CBA = \alpha$; $\angle BAM = \alpha$. Условия равновесия:

$$2. \begin{cases} \sum x = 0, & R_A \cos 2\alpha + R_B \cos(90^\circ + \alpha) = 0, \\ \sum y = 0, & R_A \sin 2\alpha + R_B \sin(90^\circ + \alpha) = G, \\ \sum M_A = 0, & Ga \cos \alpha - R_B 2r \cos \alpha = 0. \end{cases}$$

Из третьего уравнения

$$R_B = G \frac{a}{2r}; \quad R_B = 20 \frac{80}{2 \cdot 60}; \quad R_B = 13,33 \text{ Н.}$$

Из первых двух уравнений получим

$$2G \cos^2 \alpha - R_B \cos \alpha - G = 0 \quad (1)$$

Первые два уравнения можно представить $\vec{G} + \vec{R}_A + \vec{R}_B = 0$ рис. 35 (б)

$$\text{Откуда } \frac{R_B}{\sin(90 - 2\alpha)} = \frac{G}{\sin(90 + \alpha)}.$$

Раскрывая эту запись, получаем выражение (1).

Ещё один подход: если тело находится в равновесии под действием 3-х сходящихся сил, то эти силы должны пересекаться в одной точке O (рис. 35 (а)). Угол $ABO = 90^\circ$ по построению, поэтому он должен опираться на диаметр окружности радиуса r , т.е. $AO = 2r$. Из $\triangle AOM$ и $\triangle AEM$ получим

$$AM = AO \cos 2\alpha = AE \cos \alpha, \text{ или } 2r \cos 2\alpha = a \cos \alpha,$$

$$\text{откуда } 4r \cos^2 \alpha - a \cos \alpha - 2r = 0. \quad (2)$$

Решая уравнения (1) и (2) получаем:

$$\cos \alpha = \frac{a \pm \sqrt{a^2 + 32r^2}}{8r},$$

$$\cos \alpha = \frac{80 \pm \sqrt{80^2 + 32 \cdot 60^2}}{8 \cdot 60}; \quad \cos \alpha = 0,893; \quad \alpha = 26,73^\circ.$$

$$\frac{R_A}{\sin \alpha} = \frac{G}{\sin(90^\circ + \alpha)}; \quad R_A = G \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha}; \quad R_A = 20 \frac{0,45}{0,893} = 10,08 \text{ Н}$$

Ответ: $\alpha = 26,73^\circ$; $R_A = 10,08 \text{ Н}$; $R_B = 13,33 \text{ Н}$.

Задача № 21

Проанализируйте конструкцию узла, изображенного на рис. 36, в отношении правильности осевой фиксации зубчатого колеса и шарикоподшипников. Укажите путь улучшения конструкции.

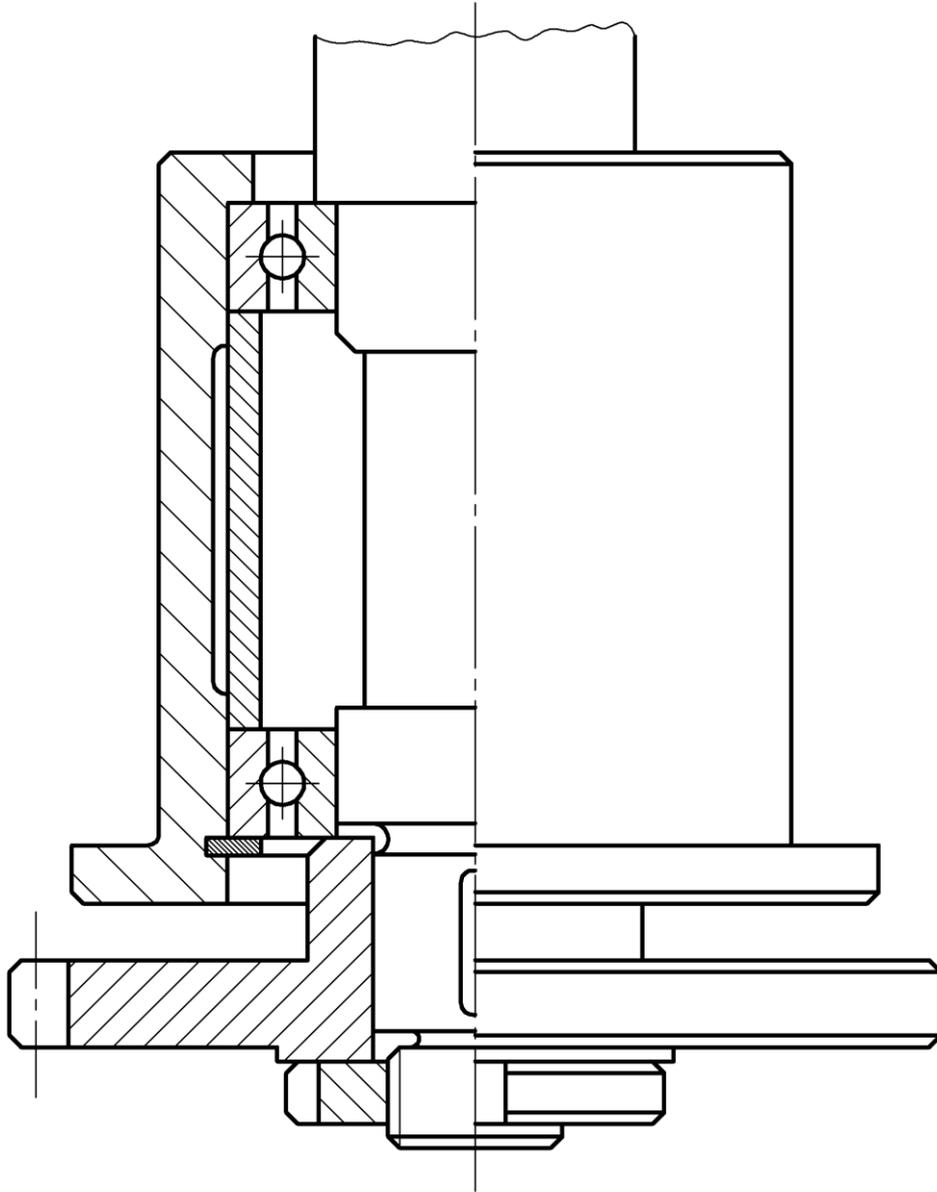


Рис. 36

Решение

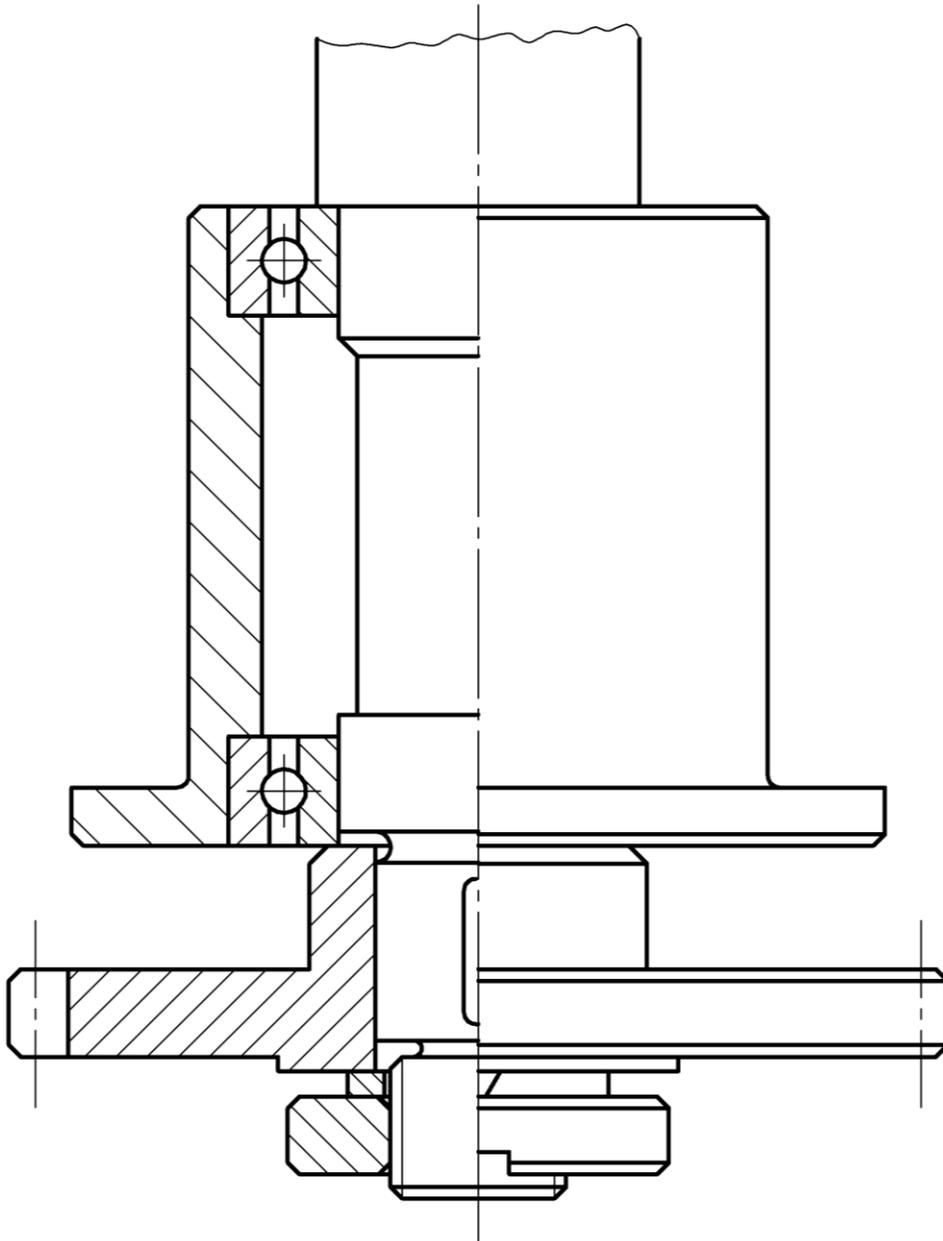


Рис. 37

Задача № 22

Рассчитать на прочность и проверить на жёсткость стальной гладкий ведущий вал зубчатой передачи, передающий крутящий момент $M_{\text{кр}}$ от муфты E . При расчёте на прочность учесть изгибающий и крутящий моменты. При проверке на жёсткость определить угол перекоса γ оси зубчатого колеса, вызванного деформацией вала силой в зацеплении и сравнить его с допусковым углом $[\gamma]$.

Дано: $M_{\text{кр}} = 1500$ Нмм; $a = 30$ мм; $b = 100$ мм; $z = 21$; $m = 3$ мм; $\alpha_w = 20^\circ$; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma_{\text{из}}] = 60$ МПа; $[\gamma] = 0^\circ 4'$.

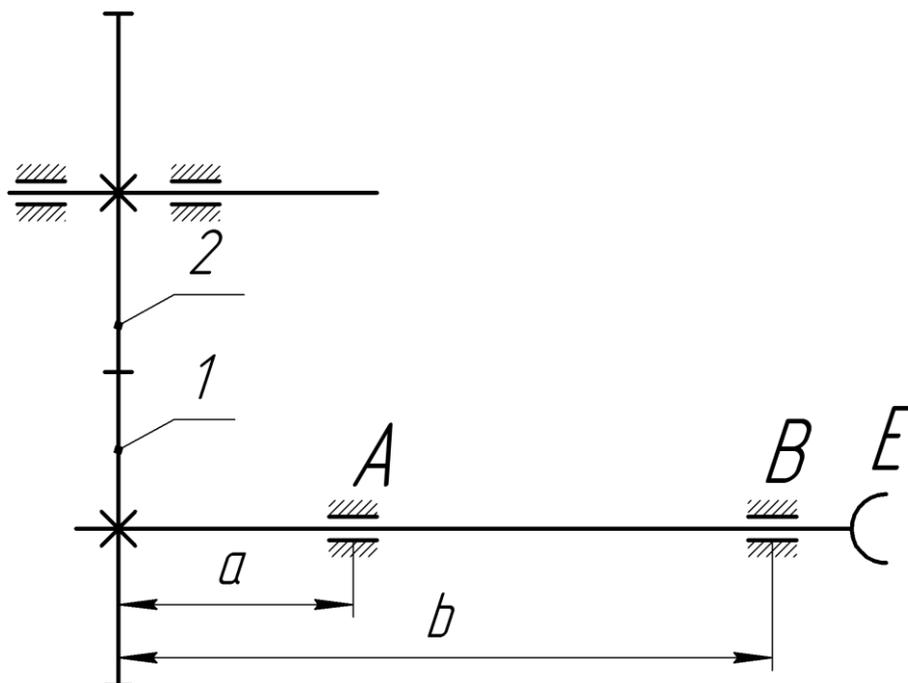


Рис. 38

Решение

$$1) \quad r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_1 = \frac{3 \cdot 21}{2} = 32,5 \text{ мм};$$

$$F = \frac{M_{\text{кр}}}{r_1 \cos \alpha_w}; \quad F = \frac{1500}{32,5 \cdot 0,94} = 49,1 \text{ Н}.$$

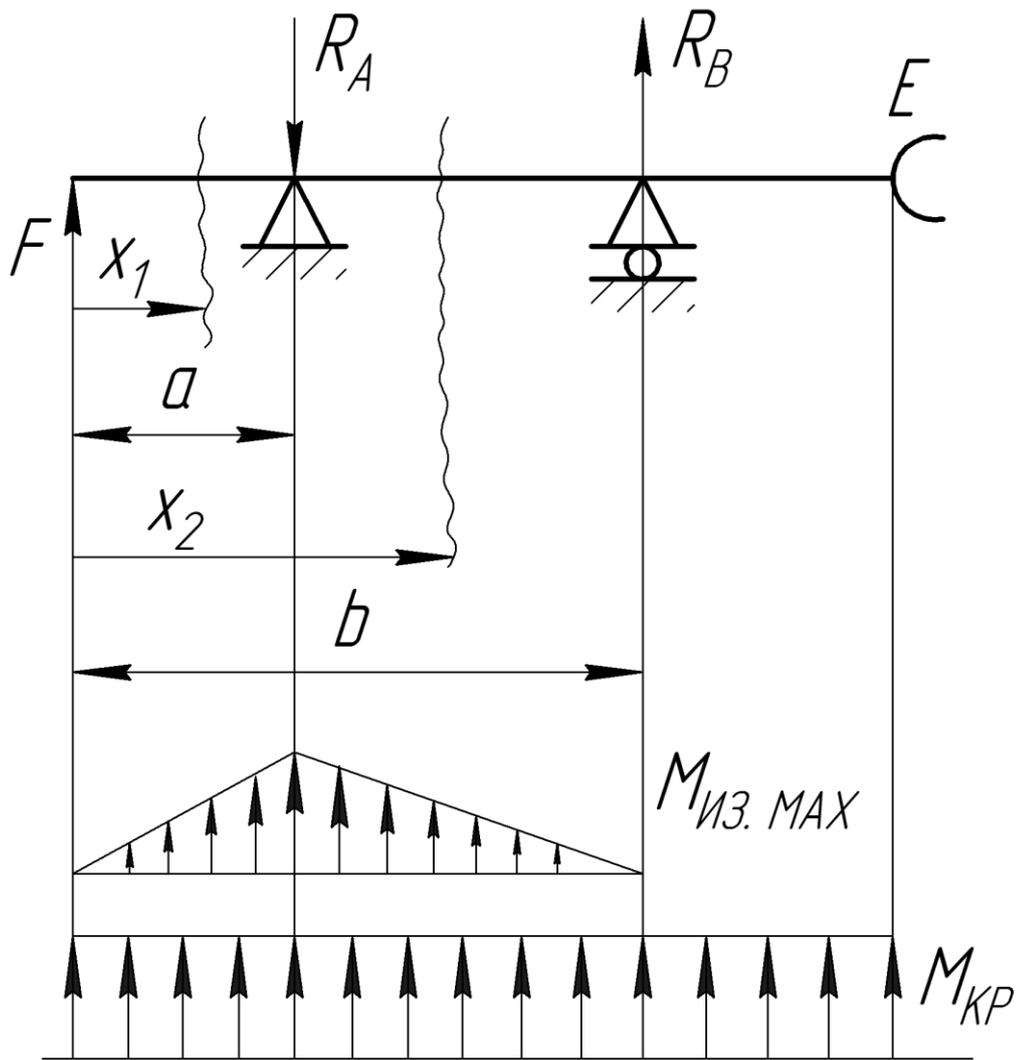


Рис. 39

$$2) R_A(b - a) = Fb; R_A = \frac{Fb}{b - a}; R_A = \frac{49,1 \cdot 100}{70} = 70,14 \text{ Н.}$$

$$R_B = R_A - F; R_B = 70,14 - 49,1 = 21,04 \text{ Н.}$$

$$3) M_{ИЗ. MAX} = Fa = 49,1 \cdot 30 = 1473 \text{ Нмм.}$$

$$M_{ПР} = \sqrt{M_{ИЗ}^2 + M_{КР}^2}; M_{ПР} = \sqrt{1473^2 + 1500^2} = 2102 \text{ Нмм.}$$

$$4) \sigma_{ИЗ} = \frac{M_{ПР}}{W_{ИЗ}} \leq [\sigma_{ИЗ}], W_{ИЗ} = \frac{\pi d^3}{32}; d = \sqrt[3]{\frac{32M_{ПР}}{\pi \cdot [\sigma_{ИЗ}]}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2102 \cdot 32}{3,14 \cdot 60}} = 7,09 \text{ мм}; \quad d = 7 \text{ мм.}$$

5) Уравнение упругой оси вала.

I участок

$$EIy_1'' = Fx_1;$$

$$EIy_1' = F \frac{x_1^2}{2} + C_1;$$

$$EIy_1 = F \frac{x_1^3}{6} + C_1x_1 + D_1.$$

II участок

$$EIy_2'' = Fx_2 - R_A(x_2 - a);$$

$$EIy_2' = F \frac{x_2^2}{2} - R_A \frac{(x_2 - a)^2}{2} + C_2.$$

$$EIy_2 = F \frac{x_2^3}{6} + R_A \frac{(x_2 - a)^3}{6} + C_2x_2 + D_2.$$

$$\text{При } x_1 = x_2 = a, \quad y_1' = y_2' \rightarrow C_1 = C_2 = C;$$

$$y_1 = y_2 \rightarrow D_1 = D_2 = D;$$

$$\text{При } \begin{cases} x_1 = a & y_1 = 0 \rightarrow F \frac{a^3}{6} + Ca + D = 0; \\ x_2 = b & y_2 = 0 \rightarrow F \frac{b^3}{6} - R_A \frac{(b-a)^3}{6} + Cb + D = 0. \end{cases}$$

$$D = -F \frac{a^3}{6} - Ca; \quad C = \frac{R_A(b-a)^3 - F(b^3 + a^3)}{6(b-a)}.$$

$$6) \text{ При } x_1 = 0; \quad y_1' = \gamma = \frac{C}{EI}; \quad I = \frac{\pi d^4}{64} = 117,8 \text{ мм}^4.$$

$$C = \frac{70,14(100 - 30)^3 - 49,1(100^3 - 30^3)}{6 \cdot 70}; C = -56467,3.$$

$$\gamma = -0,0024 \text{ рад};$$

$$[\gamma] = 4' = 0,00116 \text{ рад} < \gamma \rightarrow d = 7 \text{ мм} - \text{ не годится.}$$

Из условия жёсткости

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot C}{\pi \cdot E[\gamma]}};$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 56467,3}{3,14 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,00116}} = 8,21 \text{ мм}; d = 8,5 \text{ мм.}$$

Задача № 23

На абсолютно жесткой плите лежит полоса прямоугольного сечения $b \times h$. Удельный вес материала полосы γ . Конец полосы приподнят силой F . Определить, каковы при этом будут u и v .

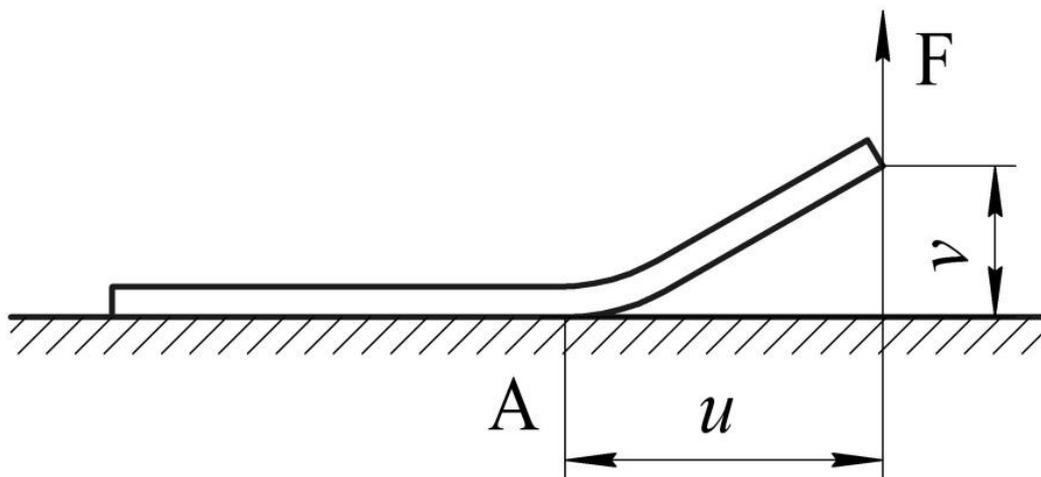


Рис. 40

Решение

Вес одного метра погонной длины полосы $q=bh\gamma$, в точке A изгибающий момент равен 0 (полоса не изогнута). Тогда $Fu = \frac{qu^2}{2}$, откуда $u = \frac{2F}{q}$.

Перемещение v определяется способом Верещагина:

$$v = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} F u u \frac{2}{3} u - \frac{1}{3} q \frac{u^2}{2} u \frac{3}{4} u \right) = \frac{qu^4}{24EI}.$$

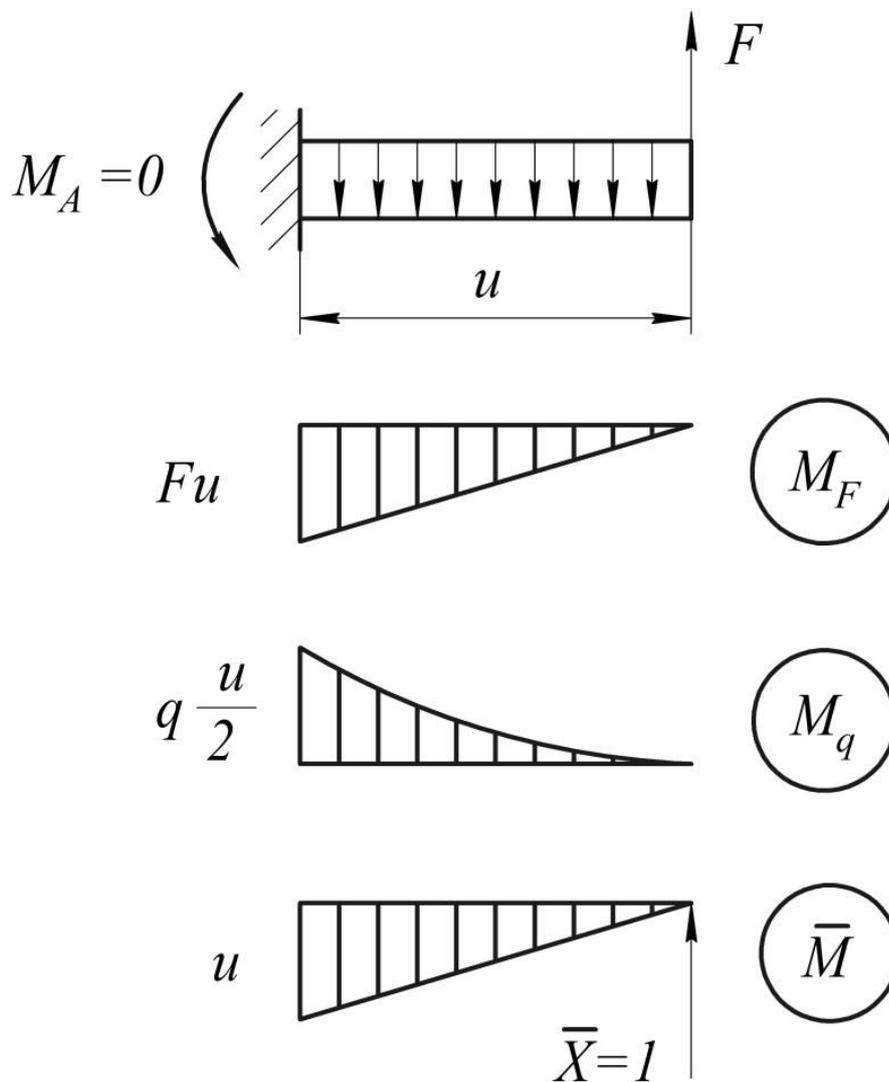


Рис. 41

Задача № 24

Определить мощность двигателя M и коэффициент полезного действия механизма, структурная схема которого изображена на рисунке. Полезные мощности на валах I, II и III соответственно равны $N_I=6$ кВт, $N_{II}=3$ кВт, $N_{III}=0,6$ кВт. Коэффициенты полезного действия зубчатых передаточных механизмов 1, 2, ..., 7 равны $\eta_1=0,98$; $\eta_2=0,75$; $\eta_3=0,90$; $\eta_4=0,92$; $\eta_5=0,90$; $\eta_6=0,60$; $\eta_7=0,70$.

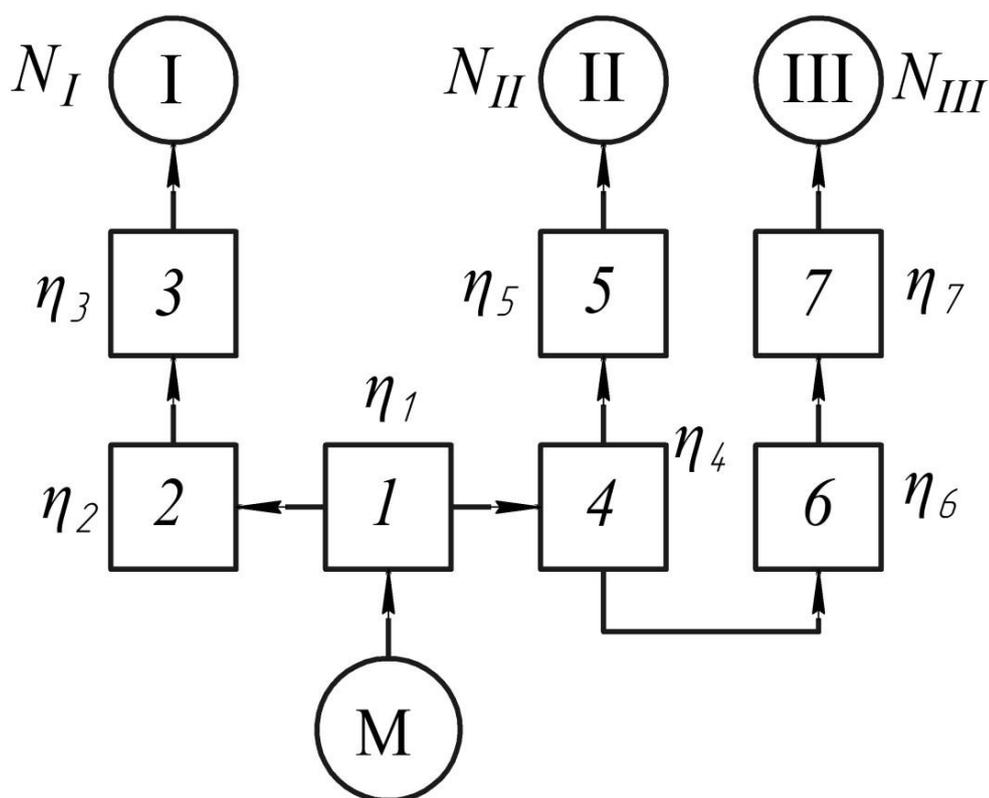


Рис. 42

Решение

Вариант 1

Мощность на входе механизма 2:

$$N_2 = \frac{N_I}{\eta_2 \eta_3} = \frac{6}{0,75 \cdot 0,90} = 8,89 \text{ кВт.}$$

Мощность на входе механизма 5:

$$N_5 = \frac{N_{II}}{\eta_5} = \frac{3}{0,90} = 3,33 \text{ кВт.}$$

Мощность на входе механизма 6:

$$N_6 = \frac{N_{III}}{\eta_6 \eta_7} = \frac{0,6}{0,60 \cdot 0,70} = 1,43 \text{ кВт.}$$

Мощность на входе механизма 4:

$$N_4 = \frac{N_5 + N_6}{\eta_4} = \frac{3,33 + 1,43}{0,92} = 5,18 \text{ кВт.}$$

Расчет мощности двигателя:

$$N_{Д} = \frac{N_2 + N_4}{\eta_1} = \frac{8,89 + 5,18}{0,98} = 14,3 \text{ кВт.}$$

Расчетный коэффициент полезного действия механизма:

$$\eta_M = \frac{N_I + N_{II} + N_{III}}{N_{Д}} = \frac{6 + 3 + 0,6}{14,3} = 0,67.$$

Вариант 2

Коэффициент полезного действия от двигателя до

а) полезной мощности N_I

$$\eta_I = \eta_1 \eta_2 \eta_3 = 0,98 \cdot 0,75 \cdot 0,90 = 0,66;$$

б) полезной мощности N_{II}

$$\eta_{II} = \eta_1 \eta_4 \eta_5 = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,90 = 0,81;$$

в) полезной мощности N_{III}

$$\eta_{III} = \eta_1 \eta_4 \eta_6 \eta_7 = 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,60 \cdot 0,70 = 0,38;$$

Расчетная мощность двигателя:

$$N_{Д} = \frac{N_I}{\eta_I} + \frac{N_{II}}{\eta_{II}} + \frac{N_{III}}{\eta_{III}} = \frac{6}{0,66} + \frac{3}{0,81} + \frac{0,6}{0,38} = 14,3 \text{ кВт.}$$

Расчетный коэффициент полезного действия механизма:

$$\eta_M = \frac{N_I + N_{II} + N_{III}}{N_D} = \frac{6 + 3 + 0,6}{14,3} = 0,67$$

Задача № 25

Груз(1) весом 50 Н прикреплен к проволоке (2) с диаметром $d = 3$ мм, перекинутой через блок (3). Груз Q падает с высоты h из положения A с ускорением свободного падения g .

Найти напряжение в поперечном сечении проволоки в момент внезапной остановки в верхней части проволоки. Массой проволоки пренебречь.

Сравнить динамическое напряжение с допусковым и сделать вывод о прочности проволоки при динамическом воздействии, если модуль первого рода E и допусковое напряжение $[\sigma]$ для материала проволоки равны: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, $[\sigma] = 250$ МПа.

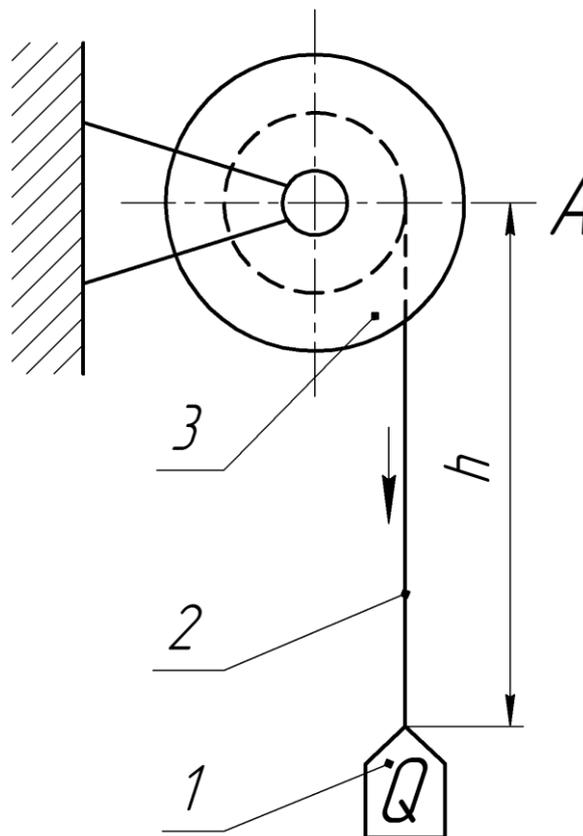


Рис. 43

Решение

Коэффициент динамического усиления

$$K_{\text{дин}} = \frac{\sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{стат}}}.$$

Динамические напряжения

$$\sigma_{\text{дин}} = K_{\text{дин}} \cdot \sigma_{\text{стат}} = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot h}{\delta_{\text{стат}}}} \right) \cdot \frac{Q}{F}. \quad (*)$$

Примем $h = l$, где l – деформируемая длина части проволоки.

По закону упругого деформирования твёрдого тела

$$\delta_{\text{стат}} = \frac{Ql}{EF},$$

где EF – жёсткость элемента при растяжении. Пренебрегая единицей под знаком радикала в выражении (*), получим

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{дин}} &= \frac{Q}{F} + \sqrt{\frac{Q^2 \cdot 2 \cdot h}{F^2 \cdot \delta_{\text{стат}}}} = \frac{Q}{F} + \sqrt{\frac{2Q \cdot E}{F}} = \frac{Q}{F} + \sqrt{\frac{8Q \cdot E}{\pi \cdot d^2}} = \\ &= \frac{4 \cdot 50}{\pi \cdot 3^2} + \sqrt{\frac{8 \cdot 50 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{\pi \cdot 3^2}} = 7,077 + \sqrt{29723399} \approx 1731 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}. \end{aligned}$$

Вывод. Так как $1731 = \sigma_{\text{дин}} > [\sigma] = 250$ МПа, то имеем разрушение гибкой связи (2).

Задача № 26

Колесо радиуса 1 м может катиться без проскальзывания по горизонтальному рельсу. К колесу шарнирно прикреплен ползун A , который может скользить по стержню OB . Стержень OB вращается по закону $\varphi = t^2 - 1$ (рад) и в момент $t = 2$ с механизм находится в изображенном на рис. 44 положении. Определить в этом положении скорость и ускорение колеса.

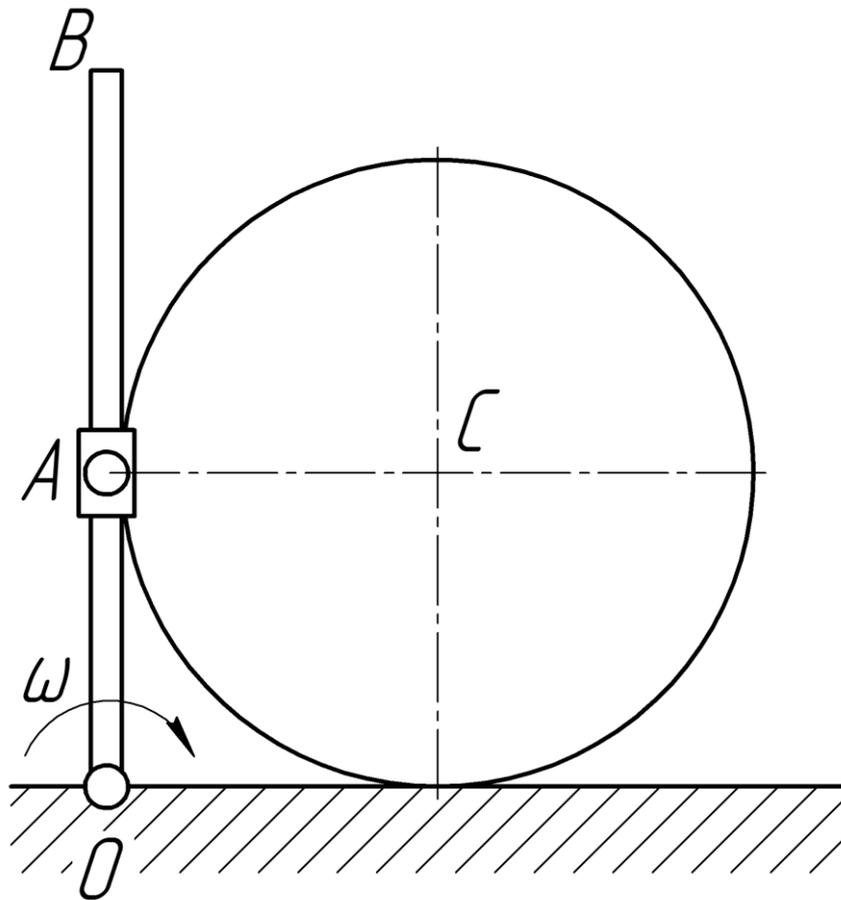


Рис. 44

Решение

Угловая скорость звена 1

$$\omega_1 = \left| \dot{\varphi} \right| = 2t, \quad \omega_1 = 4 \text{ рад/с.}$$

Угловое ускорение звена 1

$$\varepsilon_1 = \left| \ddot{\varphi} \right| = 2 \text{ рад/с}^2.$$

Переносная скорость ползуна

$$V_e = \omega_1 \cdot OA = 4 \text{ м/с.}$$

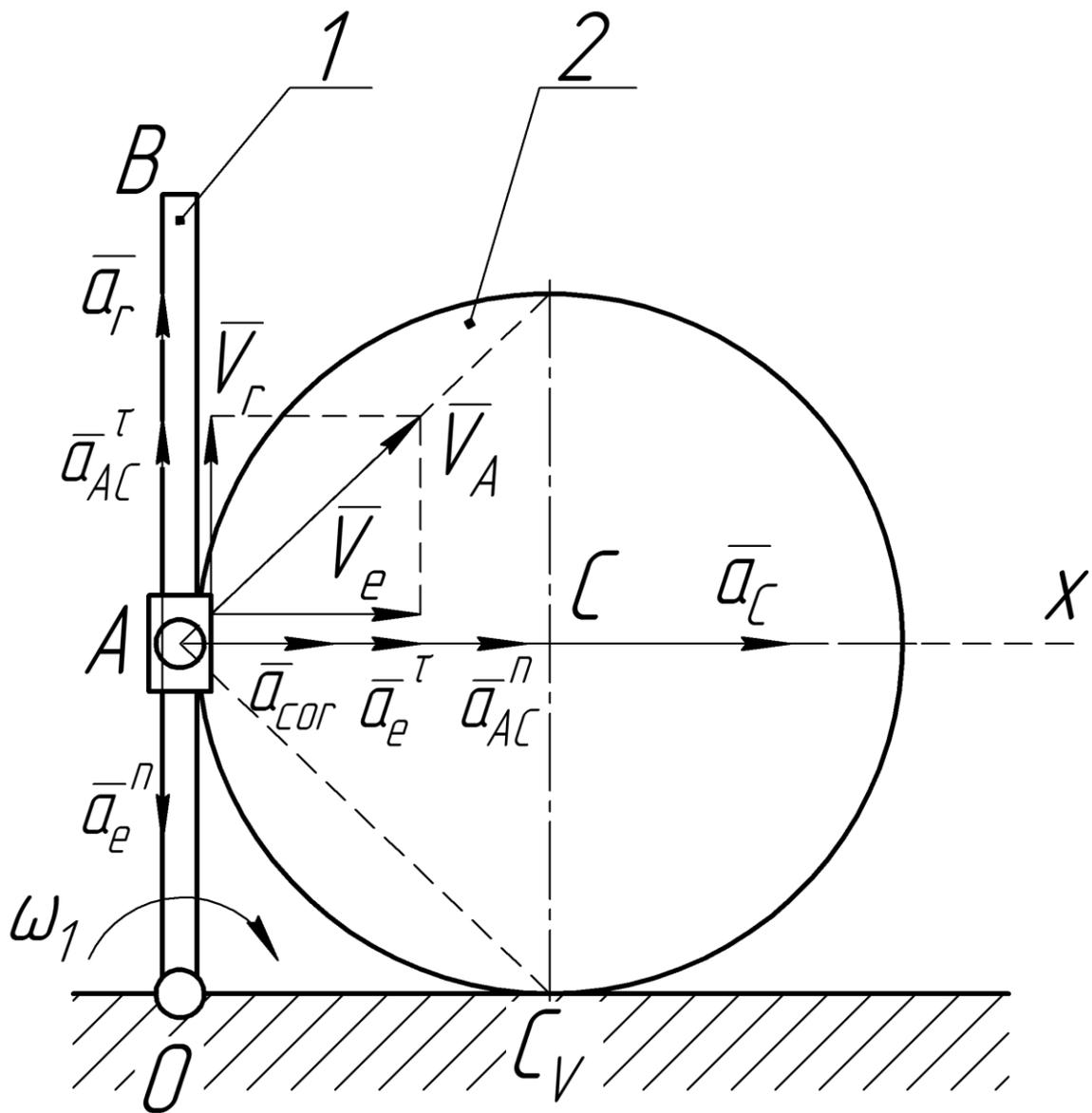


Рис. 45

Относительная скорость ползуна

$$V_r = V_e = 4 \text{ м/с.}$$

Абсолютная скорость

$$V_A = \frac{V_e}{\cos 45^\circ} = 4\sqrt{2} \text{ м/с.}$$

C_V – мгновенный центр скоростей.

$$AC_V = \sqrt{2} \text{ м.}$$

Угловая скорость колеса

$$\omega_2 = \frac{V_A}{AC_V} = 4 \text{ рад/с.}$$

Нахождение углового ускорения звена 2 (колеса). Ускорения, относительно точки A

$$\vec{a}_A = \vec{a}_C + \vec{a}_{AC}^{\tau} + \vec{a}_{AC}^n = \vec{a}_e^{\tau} + \vec{a}_e^n + \vec{a}_r + \vec{a}_{cor}.$$

$$x: a_C + a_{AC}^n = a_e^{\tau} + a_{cor},$$

$$\varepsilon_2 r + \omega_2^2 r = \varepsilon_1 r + 2\omega_1 V_r,$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 - \omega_2^2 + \frac{2\omega_1 V_r}{r} = 2 - 4^2 + \frac{2 \cdot 4 \cdot 4}{1} = 18 \text{ рад/с}^2$$

Ответ: $\omega_2 = 4 \text{ рад/с}$; $\varepsilon_2 = 18 \text{ рад/с}^2$.

Задача № 27

Шарики массой m и радиусом r каждый скатываются без проскальзывания друг за другом с высоты h по наклонной плоскости угла наклона γ на платформу m_1 , которая вначале находится в покое. Определить скорость платформы v_1 в момент, когда на ней находится n шариков, считая, что эти шарики движутся поступательно вместе с платформой на гладком полу.

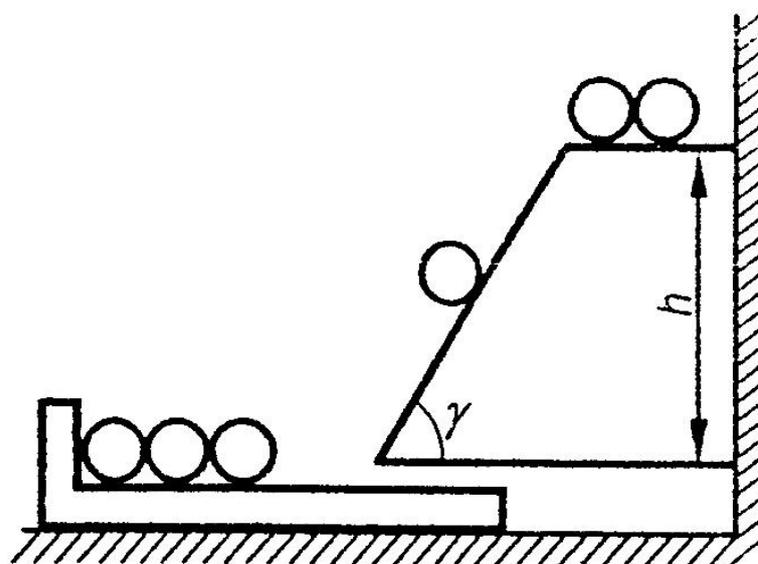


Рис. 46

Решение

Для одного шарика:

$$T_1 - T_0 = \sum W_{\alpha}^e;$$

$$\frac{mv^2}{2} + \frac{I\omega^2}{2} = mgh;$$

$$mv^2 + \frac{2}{5}mr^2 \cdot \frac{v^2}{r^2} = 2mgh;$$

$$v = \sqrt{\frac{10gh}{7}}.$$

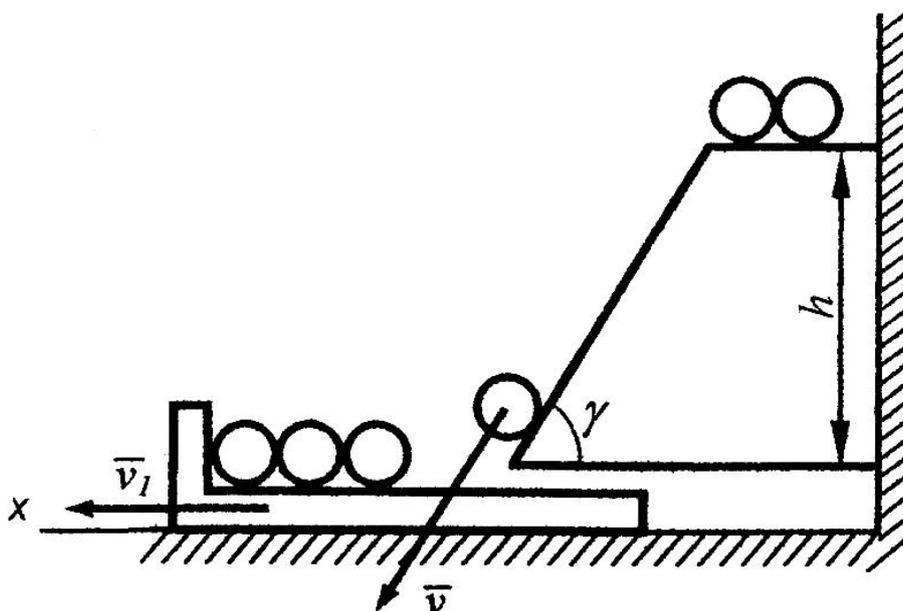


Рис. 47

Для всей системы:

$$\bar{K}_1 - \bar{K}_0 = \sum \bar{J}_{\alpha}^e;$$

$$(nm + m_1)v_1 = nmv \cos \gamma = 0;$$

$$v_1 = \frac{nmv \cos \gamma}{nm + m_1} = \frac{nm \cos \gamma}{nm + m_1} \sqrt{\frac{10gh}{7}};$$

Ответ:
$$v_1 = \frac{nm \cos \gamma}{nm + m_1} \sqrt{\frac{10gh}{7}}.$$

Задача № 28

В кривошипно-ползунном механизме звенья OA и AB одинаковы, а шатун BC вдвое длиннее. Скорости точек A и C постоянны по модулю и равны. В показанной на рисунке конфигурации системы они противоположны по направлению. Установить соотношение между угловыми ускорениями звеньев AB и BC .

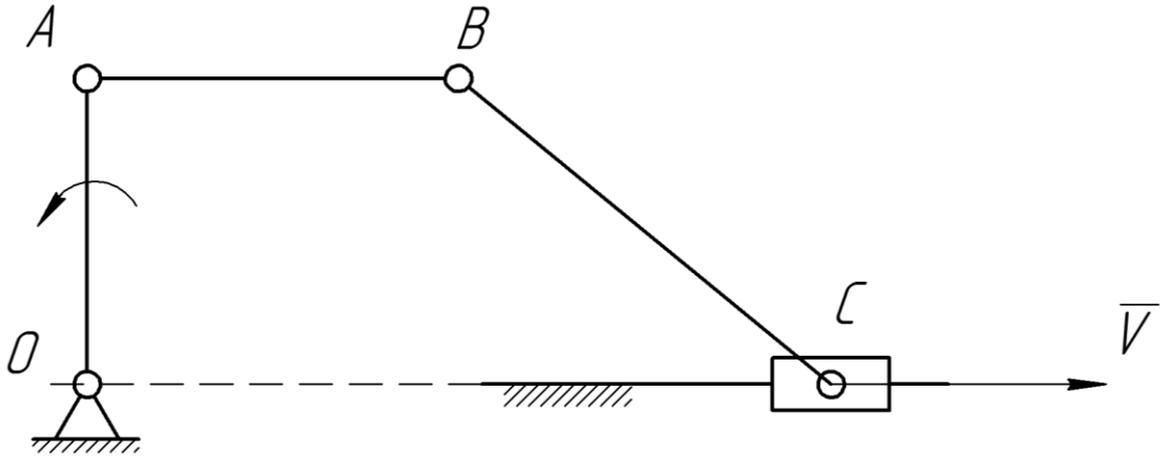


Рис. 48

Решение

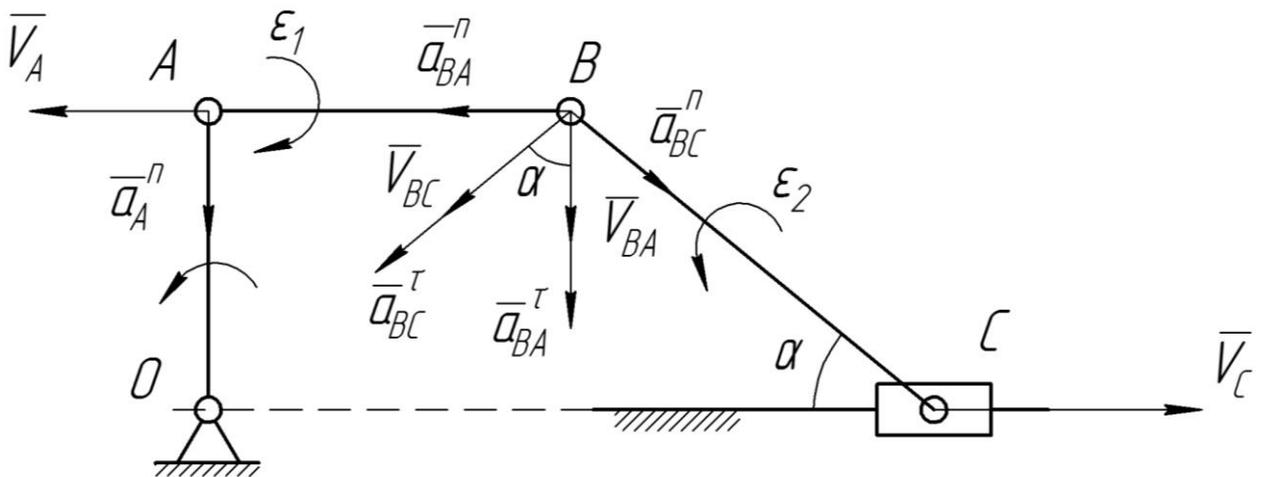


Рис. 49

При заданных условиях: $BC = 2AB = 2OA$, $\alpha = 30^\circ$.

$$\sin \alpha = \frac{1}{2}; \quad \cos \alpha = \frac{\sqrt{3}}{2}.$$

$$V_A = V_C \Rightarrow \text{Скорость точки } B: \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$$

В проекциях на AB и перпендикуляр к AB :

$$V_A + 0 = -V_C + V_{BC} \sin \alpha \Rightarrow V_{BC} = 4V_A = 4V$$

$$0 + V_{BA} = 0 + V_{BC} \cos \alpha \Rightarrow V_{BA} = V_{BC} \cos \alpha = V_{BC} \frac{\sqrt{3}}{2} = 2V\sqrt{3}$$

Ускорение точки B :

$$\vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t = 0 + \vec{a}_{BC}^n + \vec{a}_{BC}^t,$$

$$\text{где } a_A = a_A^n = \frac{V^2}{a}, \quad a_{BC}^n = 8 \frac{V^2}{a}, \quad a_{BA}^n = 12 \frac{V^2}{a}$$

Проектируем вектор \vec{a}_B на AB и перпендикуляр к AB :

$$a_A^n + a_{BA}^t = a_{BC}^n \sin \alpha + a_{BC}^t \cos \alpha \quad \text{на перпендикуляр к } AB \quad (1)$$

$$a_{BA}^n = -a_{BC}^n \cos \alpha + a_{BC}^t \sin \alpha, \quad (2)$$

$$\text{где } a_{BA}^t = \varepsilon_1 a, \quad a_{BC}^t = \varepsilon_2 2a.$$

$$\text{Подставив } a_{BA}^t \text{ и } a_{BC}^t \text{ в уравнения (1) и (2) получим: } \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \frac{3 - 7\sqrt{3}}{8}.$$

Задача № 29

На барабан лебедки наматывается стальной канат для подъема груза $P=49000$ Н. Используя третью теорию прочности выполнить проектировочный расчет вала AB круглого сечения, на который насажен барабан, при наименее выгоднейшем положении груза. Диаметр барабана равен $D=340$ мм, длина вала (расстояние между подшипниками) $L=1250$ мм, допускаемое напряжение стали при линейном напряженном состоянии $[\sigma]=120$ Н/мм².

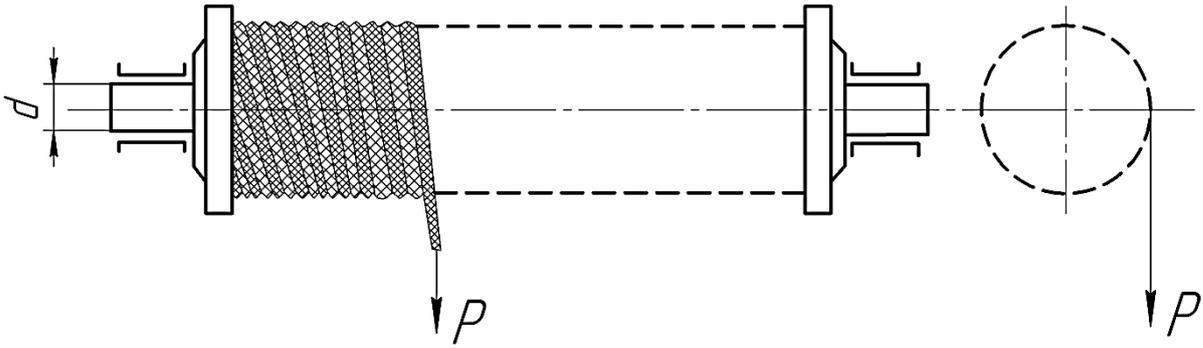


Рис. 50

Решение

Вал, опирающийся на подшипники, можно рассматривать как свободно лежащий на двух опорах брус, к которому приложены крутящий момент $M_{кр}$.

$$M_{кр} = P \frac{D}{2} = 49000 \cdot \frac{340}{2} = 8330000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

и изгибающий момент от сосредоточенной силы P .

Величина $M_{изг}$ зависит от положения груза на длине вала (барабана) и достигает наибольшего значения, когда сила P расположена посередине, т.е.

$$M_{изг} = \frac{PL}{4} = 49000 \cdot \frac{1250}{4} = 15312500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Требуемый осевой момент сопротивления сечения вала по 3 теореме прочности:

$$\sigma_{III} = \sqrt{\left(\frac{M_{изг}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{W_P}\right)^2} \leq [\sigma];$$

при $W = \frac{\pi D^3}{32}$ и $W_P = \frac{\pi D^3}{16} \Rightarrow W_P = 2W$.

$$\sigma_{III} = \sqrt{\left(\frac{M_{изг}}{W}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{2W}\right)^2} \leq [\sigma];$$

$$W_{min} \geq \frac{\sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{15\,312\,500^2 + 8\,330\,000^2}}{120} \approx 145\,263 \text{ мм}^3$$

$$d = \sqrt[3]{32W_{min}/\pi} = \sqrt[3]{10,19 \cdot 145\,263} \approx 114 \text{ мм.}$$

Диаметр вала $d = 114$ мм.

Задача № 30

Исправить ошибки в конструкции, изображенной на рис 51

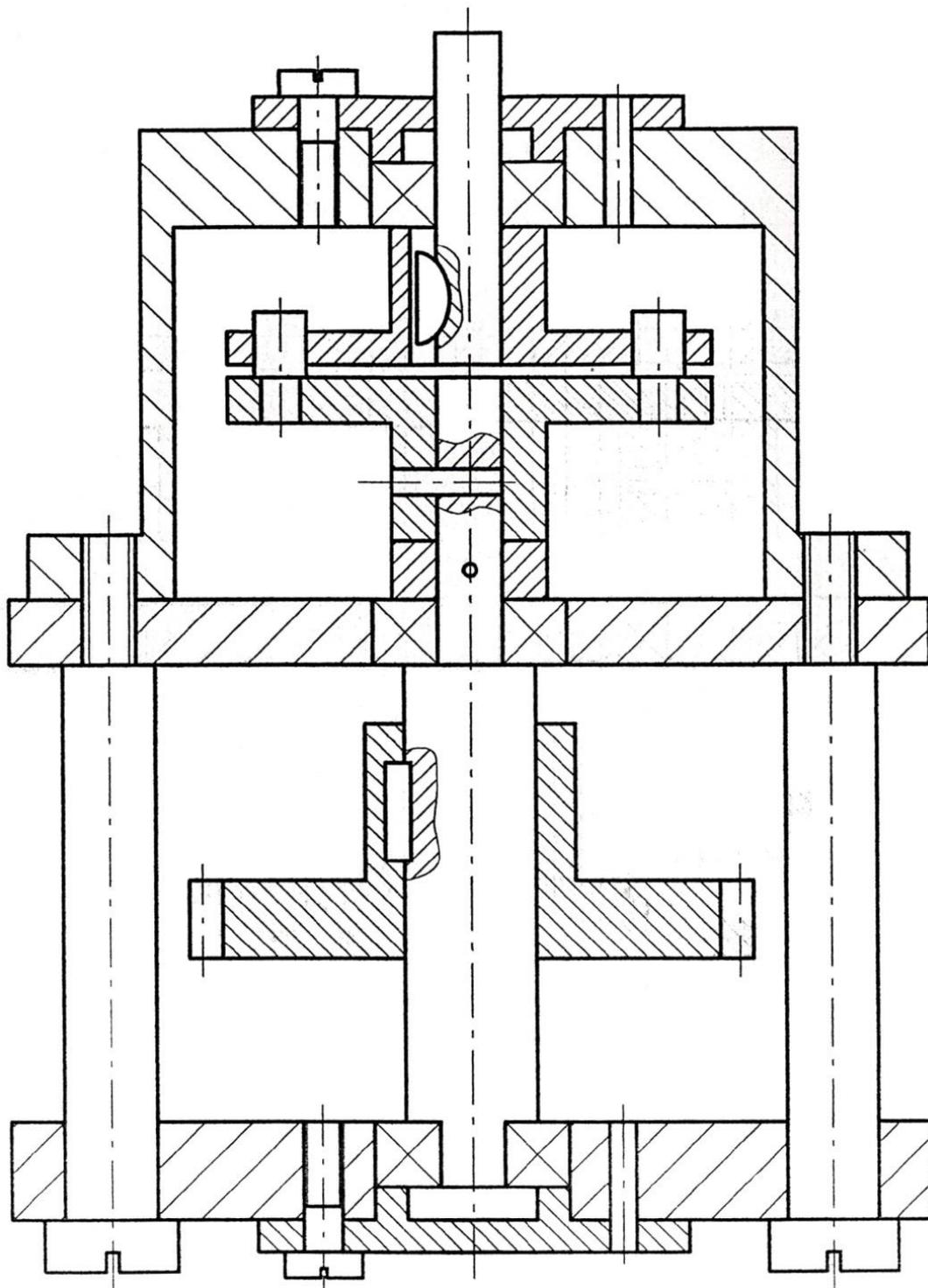


Рис. 51

Решение

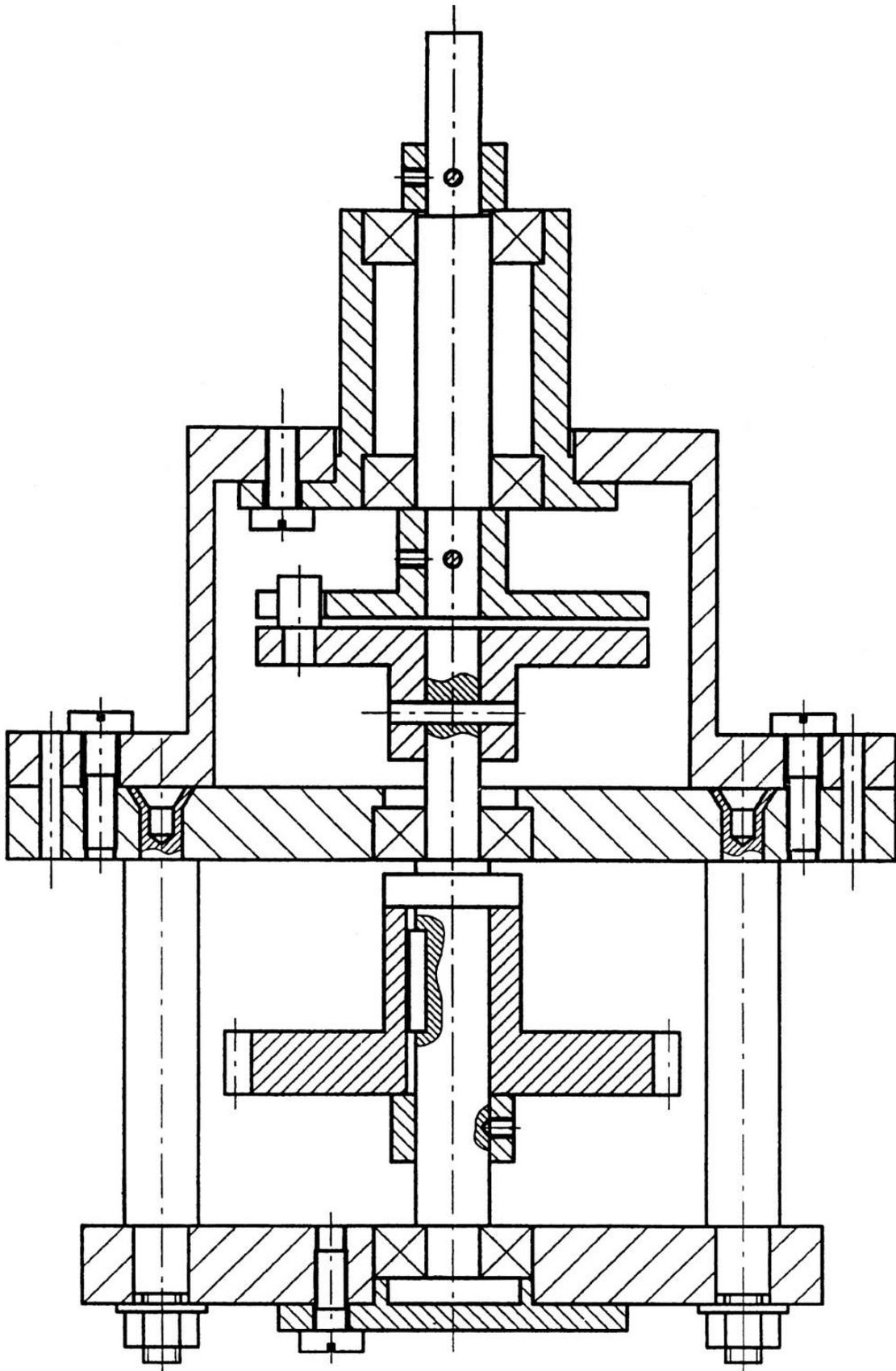


Рис. 52

Задача № 31

К валу приложена пара сил с моментом $M=100$ Нм. На валу закреплено тормозное колесо, радиус которого r равен 25 см, то есть диаметр его 0,5 м. Найти с какой силой Q надо прижимать к колесу тормозные колодки, чтобы колесо не поворачивалось, оставаясь в покое, если коэффициент трения покоя f в паре трения колесо-колодки равен 0,25.

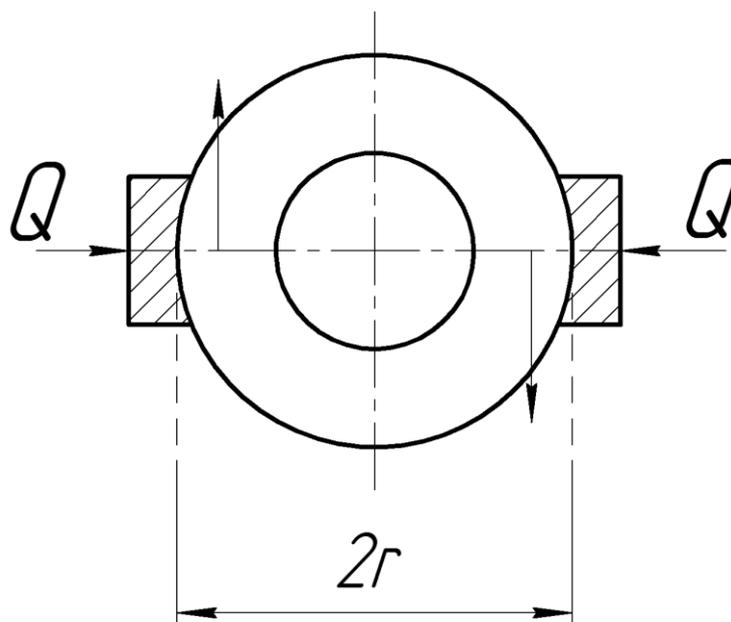


Рис. 53

Решение

Так как сила трения равна

$$F_{\text{тр}} = f \cdot Q = 0,25 \cdot Q,$$

то момент трения равен

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot D = 0,25 \cdot Q \cdot 2 \cdot r = 0,125 \cdot Q \text{ (Нм)}.$$

Для того, чтобы колесо оставалось в покое, надо, чтобы момент трения $M_{\text{тр}}$ был бы больше (или по крайней мере равен) M . Следовательно, можно записать $0,125 \cdot Q > 100$, или $Q > 800$ Н.

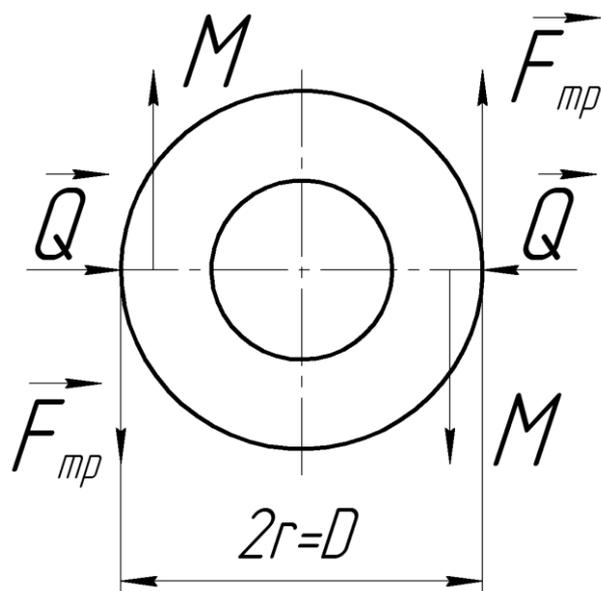


Рис. 54

Задача № 32

Ползуны A и B эллипсографа могут двигаться во взаимно перпендикулярных направляющих. Точка D делит стержень AB на отрезки длиной b и c соответственно. Найти радиус кривизны траектории точки D в данном положении механизма. Доказать, что точка C стержня AB есть центр кривизны траектории в данном положении. Отрезки $BL=AK$ принимаются произвольной длины.

Дано: b и c . Найти ρ_D .

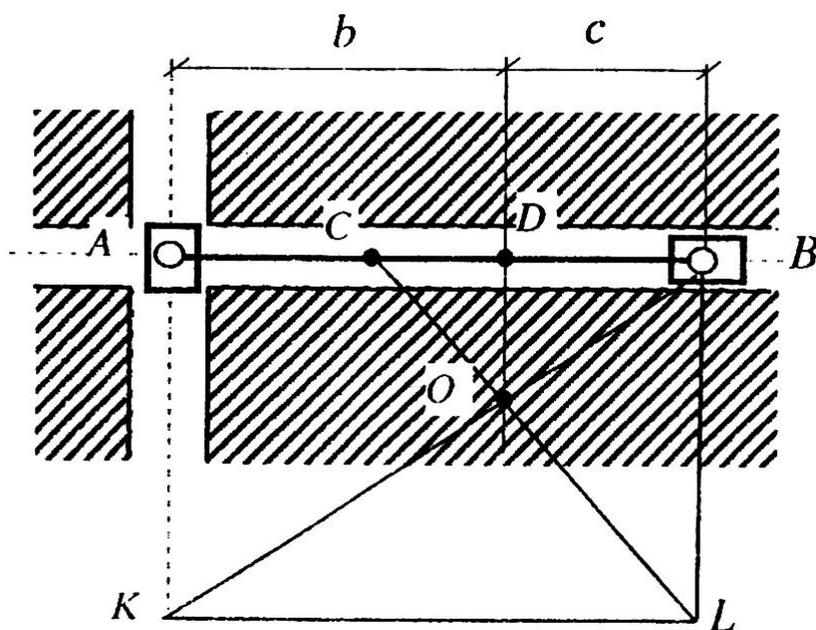


Рис. 55

Решение

В данном положении механизма точка B является мгновенным центром скоростей и

$$V_D = \omega \cdot c.$$

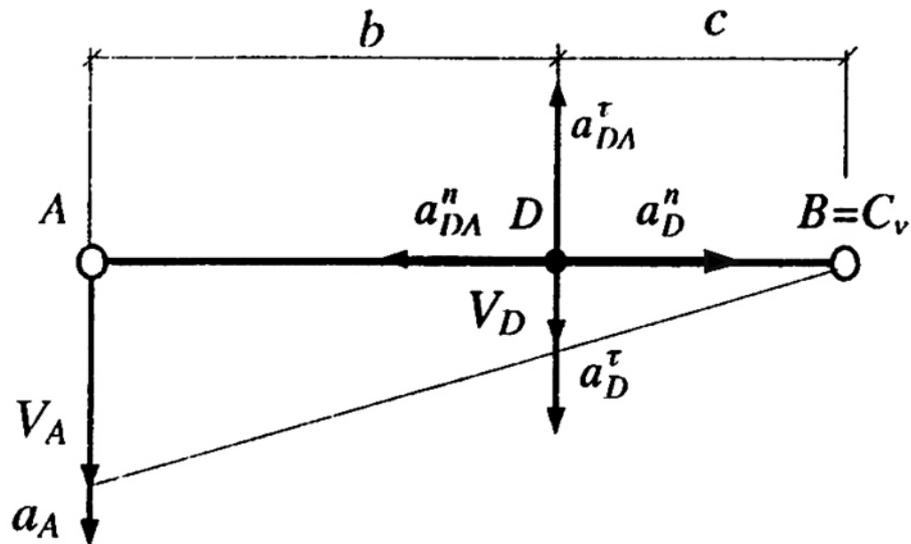


Рис. 56

Определяем нормальное ускорение точки D , используя зависимость между ускорениями точек A и D

$$\bar{a}_D^n + \bar{a}_D^\tau = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^n + \bar{a}_{DA}^\tau.$$

Проецируя векторное уравнение на горизонталь, имеем

$$a_D^n = a_{DA}^n, \text{ учитывая, что } a_{DA}^n = \omega^2 b \text{ имеем } a_D^n = \omega^2 b.$$

С другой стороны $a_D^n = \frac{V_D^2}{\rho_D} = \frac{\omega^2 \cdot c^2}{\rho_D}$, откуда $\rho_D = \frac{\omega^2 c^2}{a_D^n} = \frac{\omega^2 c^2}{\omega^2 b} = \frac{c^2}{b}$.

На второй вопрос:

Из подобия треугольников имеем

$$\frac{DC}{DC + c} = \frac{OD}{LB} = \frac{OD}{KA} \text{ и } \frac{OD}{KA} = \frac{c}{b + c}. \text{ Тогда } \frac{DC}{DC + c} = \frac{c}{b + c} \text{ и } DC = \frac{c^2}{b},$$

откуда следует, что $\rho_D = DC$.

$$\text{Ответ: } \rho_D = \frac{c^2}{b} = DC.$$

Задача № 33

Три одинаковых трубы радиуса r находятся в равновесии в неподвижно закрепленной трубе радиуса R , располагаясь в два ряда. Все трубы малого радиуса касаются друг друга, при этом трубы нижнего ряда касаются также трубы большего радиуса. Найти наибольшее значение R , при котором равновесие системы еще возможно.

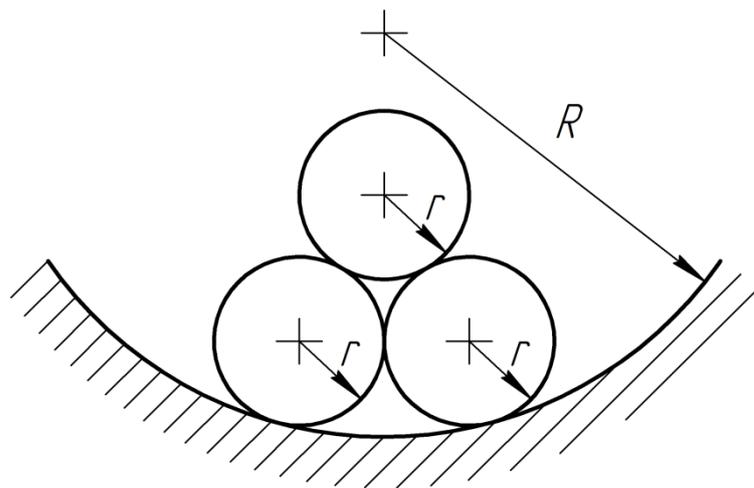


Рис. 57

Решение

Равновесие трубы 1:

$$\sum \bar{X} = 0, \quad N_1 \cos 60^\circ - N_2 \cos 60^\circ = 0; \quad N_1 = N_2.$$

$$\sum \bar{Y} = 0, \quad N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ - P = 0; \quad N_1 = N_2 = \frac{P}{\sqrt{3}} = N'_1$$

Равновесие трубы 2:

$$\sum \bar{X}_1 = 0, \quad P \sin \alpha - N_3 \cos \alpha - N'_1 \cos(60^\circ + \alpha) = 0.$$

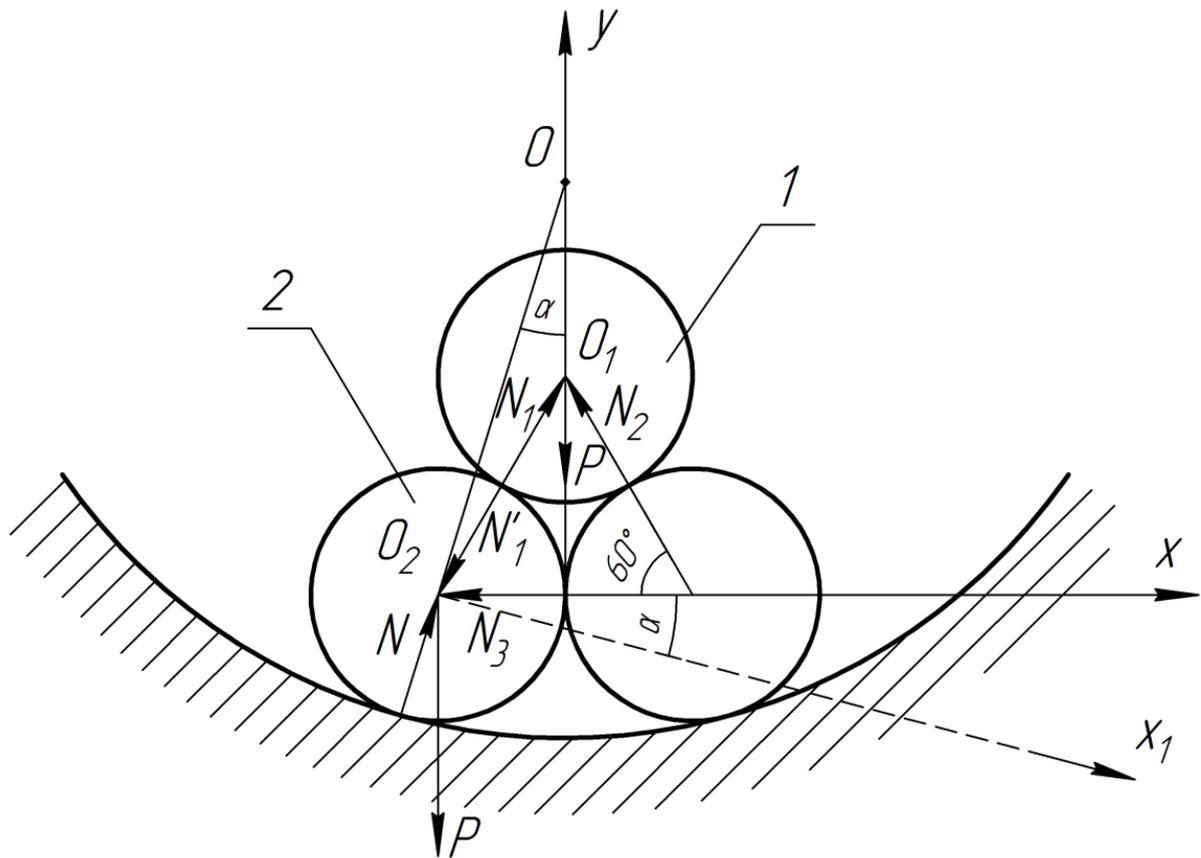


Рис. 58

В момент раскатывания:

$$N_3=0.$$

$$P \sin \alpha - \frac{P}{\sqrt{3}} \cos(60^\circ + \alpha) = 0 \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = \frac{\sqrt{3}}{9};$$

$$\sin \alpha = \frac{\sqrt{7}}{14}; \quad R = r + \frac{r}{\sin \alpha} = r(1 + 2\sqrt{7}) \approx 6,3r.$$

Ответ: трубы не раскатятся при $R < 6,3r$.

Задача № 34

Для двухосного напряженного состояния показание тензометра составило $\Delta l = 15$ мм. База тензометра $l_0=100$ мм и коэффициент его увеличения $m = 1000$. Для материала элемента $E=2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu=0,25$. Каким будет показание тензометра, если с нагруженного элемента снять растягивающие напряжения σ_1 ?

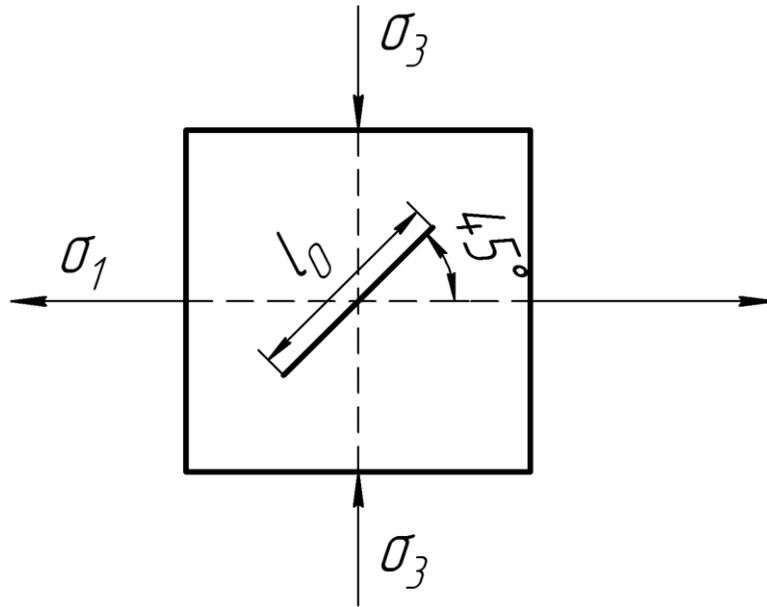


Рис. 59

Решение

Найдем напряжения на площадке, перпендикулярной базе тензометра, нормаль к которой составляет с σ_1 45°

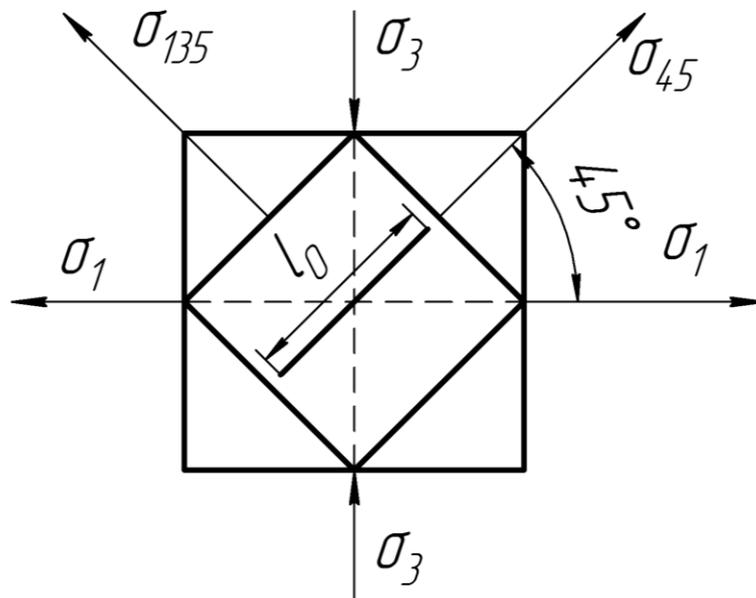


Рис. 60

$$\sigma_{45} = \sigma_1 \cos^2 45^\circ - \sigma_3 \sin^2 45^\circ \quad (\text{учитываем, что } \sigma_1 < 0) \quad \sigma_{45} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}.$$

На площадке, нормаль к которой составляет с σ_1 135° , т.е. через 90° имеем

$$\sigma_{135} = \sigma_1 \cos^2 135^\circ - \sigma_3 \sin^2 135^\circ = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}.$$

Линейная деформация в направлении расположения тензометра

$$\begin{aligned} \varepsilon_{45} &= \frac{\sigma_{45}}{E} - \frac{\mu\sigma_{135}}{E} = \frac{1}{E}(\sigma_{45} - \mu\sigma_{135}) = \frac{1}{2E}(\sigma_1 - \sigma_3 - \mu\sigma_1 + \mu\sigma_3) = \\ &= \frac{1}{2E}[\sigma_1(1 - \mu) - \sigma_3(1 - \mu)] = \frac{1 - \mu}{2E}(\sigma_1 - \sigma_3). \end{aligned}$$

В тоже время деформация, соответствующая показаниям тензометра

$$\varepsilon_{45} = \frac{\Delta l}{l_0 m} = \frac{15}{100 \cdot 1000} = 15 \cdot 10^{-5}.$$

Приравниваем правые части ε_{45}

$$\frac{1 - \mu}{2E}(\sigma_1 - \sigma_3) = 15 \cdot 10^{-5},$$

$$\frac{1 - 0,25}{2 \cdot 2 \cdot 10^5}(\sigma_1 - \sigma_3) = 15 \cdot 10^{-5},$$

$$\frac{0,75}{2 \cdot 2 \cdot 10^5}(100 - \sigma_3) = 15 \cdot 10^{-5},$$

$$0,75(100 - \sigma_3) = 60,$$

$$(100 - \sigma_3) = \frac{60}{0,75}, \quad \sigma_3 = 100 - \frac{60}{0,75} = 20 \text{ МПа.}$$

После снятия σ_1 деформация ε_{45} будет

$$\varepsilon'_{45} = \frac{1 - \mu}{2E}(0 - \sigma_3) = \frac{1 - 0,25}{2 \cdot 2 \cdot 10^5}(0 - 20) = -\frac{7,5}{2} \cdot 10^{-5}.$$

А тогда показания тензометра $\Delta l'$ будут

$$\Delta l' = \varepsilon'_{45} l_0 m = -\frac{7,5}{2} \cdot 10^{-5} \cdot 100 \cdot 1000 = -3,75 \text{ мм.}$$

Ответ: $\Delta l' = -3,75 \text{ мм.}$

Задача № 35

Точка движется со скоростью $\vec{V} = 2t\vec{i} + 3\vec{j}$,
где \vec{i} и \vec{j} – орты координатных осей.

Найти скорость и ускорение центра кривизны траектории движения точки по отношению к указанной системе координат.

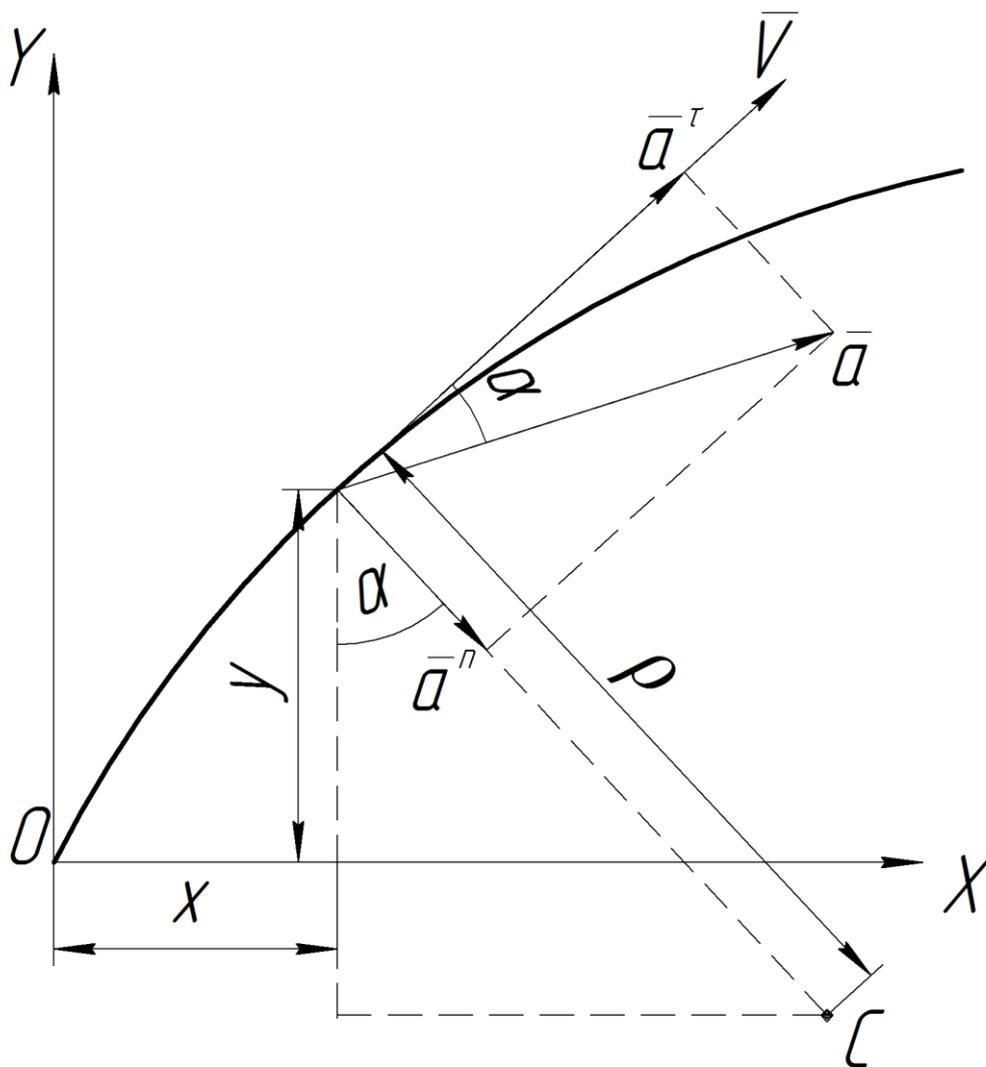


Рис. 61

Дано:
 $\vec{V} = 2t\vec{i} + 3\vec{j}$

Найти:
 V_C, a_C

Решение

$$\dot{x} = 2t, \quad x = t^2 + C_1, \quad \text{При } t = 0 \quad x_0 = 0,$$

$$\dot{y} = 3, \quad y = 3t + C_2, \quad \text{При } t = 0 \quad y_0 = 0,$$

$$C_1 = C_2 = 0.$$

$$x = t^2, \quad y = 3t,$$

$$y = \pm 3\sqrt{x}, \quad \ddot{x} = 2 \text{ М/с}^2, \quad \ddot{y} = 0.$$

$$V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} = \sqrt{4t^2 + 9} \text{ М/с},$$

$$V^\tau = V.$$

$$a = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} = \sqrt{4 + 0} = 2 \text{ М/с}^2, \quad a^\tau = \frac{dV}{dt} = \frac{4t}{\sqrt{4t^2 + 9}},$$

$$a^{n^2} = a^2 - a^{\tau^2} = 4 - \frac{16t^2}{4t^2 + 9} = \frac{36}{4t^2 + 9}, \quad a^n = \frac{6}{\sqrt{4t^2 + 9}},$$

$$\rho = \frac{V^2}{a^n} = \frac{(4t^2 + 9)\sqrt{4t^2 + 9}}{6} = \frac{1}{6}(4t^2 + 9)^{\frac{3}{2}}.$$

Из рис. 61:

$$x_C = x + \rho \sin \alpha, \quad \sin \alpha = \frac{a^n}{a} = \frac{3}{\sqrt{4t^2 + 9}};$$

$$y_C = y - \rho \cos \alpha, \quad \cos \alpha = \frac{a^\tau}{a} = \frac{2t}{\sqrt{4t^2 + 9}};$$

$$x_C = t^2 + \frac{1}{6}(4t^2 + 9)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{6}{\sqrt{4t^2 + 9}} \cdot \frac{1}{2} = t^2 + \frac{1}{2}(4t^2 + 9);$$

$$y_C = 3t - \frac{1}{6}(4t^2 + 9)^{\frac{3}{2}} \cdot \frac{4t}{\sqrt{4t^2 + 9}} \cdot \frac{1}{2} = 3t - (4t^2 + 9) \frac{t}{3};$$

$$x_C = t^2 + \frac{1}{2}(4t^2 + 9),$$

$$y_c = 3t - (4t^2 + 9) \cdot \frac{t}{3},$$

$$\dot{x}_c = 2t + 4t = 6t,$$

$$\dot{y}_c = 3 - \frac{4 \cdot 3}{3} \cdot t^2 - 3 = -4t^2,$$

$$V_c = \sqrt{\dot{x}_c^2 + \dot{y}_c^2} = \sqrt{36t^2 + 16t^4} = 2t\sqrt{4t^2 + 9}.$$

$$\ddot{x}_c = 6;$$

$$\ddot{y}_c = -8t;$$

$$a_c = \sqrt{\ddot{x}_c^2 + \ddot{y}_c^2} = \sqrt{36 + 64t^2} = 2\sqrt{16t^2 + 9}.$$

Ответ:

$$V_c = 2t\sqrt{4t^2 + 9}, \quad a_c = 2\sqrt{16t^2 + 9}.$$

Задача № 36

В станке вращение от двигателя M через зубчатые колеса 1, 2, ..., 6 передаётся втулке 9, которая через шлицевое соединение заставляет вращаться шпиндель 10 с инструментом. Сдвоенные колеса 4–5 свободно вращаются на валу 12. При правом положении муфты 13 вращение от двигателя M через зубчатые колеса 1, 2, 3, 4, 7 и 8 передается гайке 11, которая вращается быстрее шпинделя, за счет чего происходит подача шпинделя вперед (рабочий ход). При среднем положении – подачи шпинделя не происходит. При левом положении – гайка 11 остаётся неподвижной, шпиндель вывинчивается из неё и перемещается назад (холостой ход).

Определить частоту вращения шпинделя, а также скорость его подачи при рабочем и холостом ходе.

Частота вращения двигателя $n_m=2800$ об/мин. Ход винта шпинделя $p=20$ мм/оборот. Числа зубьев зубчатых колес $Z_1=35$, $Z_2=57$, $Z_3=19$, $Z_4=62$, $Z_5=17$, $Z_6=45$, $Z_7=30$, $Z_8=76$.

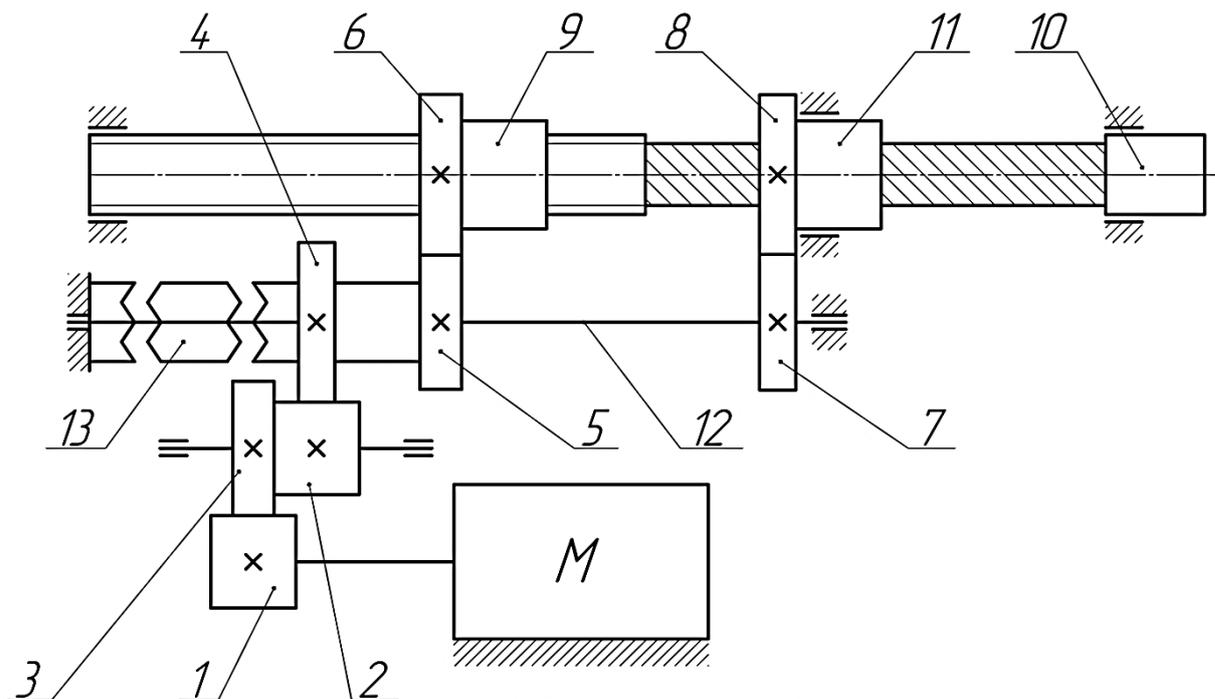


Рис. 62

Решение

Передаточное число от двигателя

а) к шпинделю 10

$$i_{\text{ш}} = \frac{Z_2 Z_4 Z_6}{Z_1 Z_3 Z_5} = \frac{57 \cdot 62 \cdot 45}{35 \cdot 19 \cdot 17} = 14,067.$$

б) к гайке 11

$$i_{\text{г}} = \frac{Z_2 Z_4 Z_8}{Z_3 Z_7} = \frac{57 \cdot 62 \cdot 76}{35 \cdot 19 \cdot 30} = 13,463.$$

Частота вращения

а) шпинделя 10

$$n_{\text{ш}} = \frac{n_m}{i_{\text{ш}}} = \frac{2800}{14,067} = 199 \text{ об/мин.}$$

б) гайки 11

$$n_{\text{г}} = \frac{n_m}{i_{\text{г}}} = \frac{2800}{13,463} = 208 \text{ об/мин.}$$

Скорость подачи шпинделя

а) при рабочем ходе

$$S_p = p(n_r - n_{ш}) = 0,02 \cdot (208 - 199) = 0,18 \text{ м/мин.}$$

б) при холостом ходе

$$S_p = p \cdot n_{ш} = 0,02 \cdot 199 = 3,98 \text{ м/мин.}$$

Задача № 37

Диск диаметром $D=20$ см и весом $Q=0,5$ кН, насаженный на вал AB длиной $l=1$ м и диаметром $d=6$ см, вращается с постоянной угловой скоростью, соответствующей $n=120$ об/мин.

Определить величину наибольших касательных напряжений на валу в тот момент, когда конец A внезапно останавливается (крутящий удар). Модуль сдвига $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

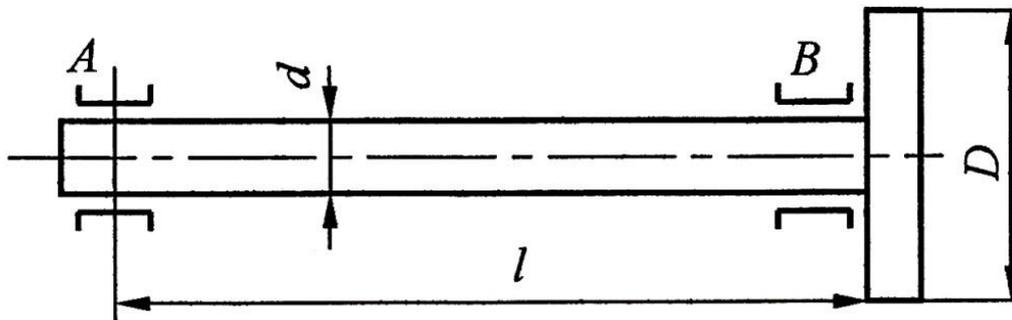


Рис. 63

Решение

Для определения максимального напряжения при ударном кручении воспользуемся формулой:

$$\tau_{max} = 2 \sqrt{\frac{T_0 G}{l F}},$$

$$\begin{aligned} \text{где } T_0 &= \frac{J}{2} \omega^2 = \frac{QR^2}{4g} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \frac{QD^2}{16g} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = \\ &= \frac{0,5 \cdot 0,2^2 \cdot 3,14^2 \cdot 120^2}{16 \cdot 9,81 \cdot 900} = 2,01 \cdot 10^{-2} \text{ кНм}; \\ F &= \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14(6 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 28,26 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2. \end{aligned}$$

Подставляя полученные значения в формулу для $\tau_{\text{макс}}$, найдем, что

$$\tau_{\text{max}} = 2 \sqrt{\frac{T_0 G}{l F}} = 2 \sqrt{\frac{2,01 \cdot 10^{-5} \cdot 8 \cdot 10^4}{1 \cdot 28,26 \cdot 10^{-4}}} = 47,6 \text{ МПа.}$$

Дополнение

Потенциальная энергия деформации стержня при скручивающем ударе может быть представлена в виде:

$$U_{\text{д}} = \frac{1}{2} M_{\text{д}} \varphi_{\text{д}} = \frac{M_{\text{д}}^2 l}{2 G J_p},$$

где $M_{\text{д}}$ – динамический крутящий момент;

$\varphi_{\text{д}}$ – соответствующий угол закручивания вала длиной l .

Вообще говоря, $M_{\text{д}}$ обычно не известен. Известна кинетическая энергия T_0 соответствующей массы маховика, вызывающей ударное кручение. Так, например, при резком торможении вала, несущего маховик на некотором расстоянии от места торможения, участок вала между тормозом и маховиком будет испытывать ударное кручение. При этом, зная начальный запас энергии маховика и конечный после его торможения, можно найти ту часть кинетической энергии T_0 , которая превращается в потенциальную энергию деформации $U_{\text{д}}$ вала. Определяя возникающие в этом случае напряжения, их выражают не через действующий при этом крутящий момент $M_{\text{д}}$, а через энергию деформации или равную ей кинетическую энергию.

Так как

$$\tau_{\text{макс}} = \frac{M_{\text{д}}}{W_p},$$

где W_p – момент сопротивления для круглого вала:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16},$$

то

$$M_D = \frac{\tau_{\max} \pi d^2}{16}.$$

Тогда потенциальная энергия деформации вала может быть выражена через максимальное напряжение формулой

$$U_D = \frac{\tau_{\max}^2 \pi^2 d^2 l}{16^2 \cdot 2 G J_p} = \frac{\tau_{\max}^2 l F}{4G},$$

где l – длина скручиваемого участка вала; F – площадь его поперечного сечения.

Пренебрегая различными потерями энергии, можно принять, что $U_D = T_0$.

Тогда напряжение при ударном кручении может быть определено по формуле

$$\tau_{\max} = 2 \sqrt{\frac{T_0 G}{l F}},$$

где кинетическая энергия маховика

$$T_0 = \frac{J}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{J}{2} \omega^2; \quad J = \frac{QD^2}{8g};$$

J – полярный момент инерции массы маховика;

Q – вес маховика.

Задача № 38

Исправьте обнаруженные на рис. 64 конструкторские ошибки

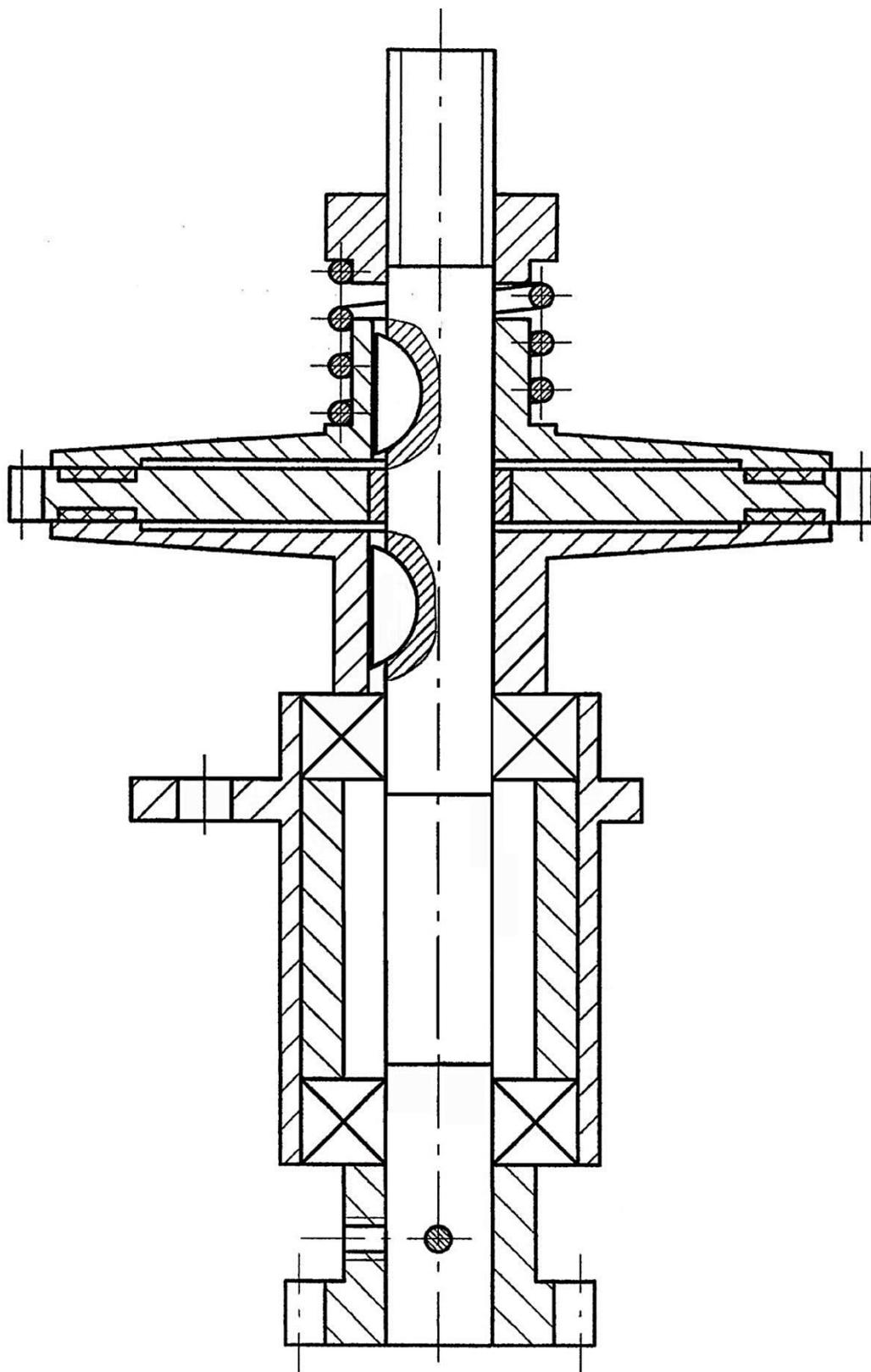


Рис. 64

Решение

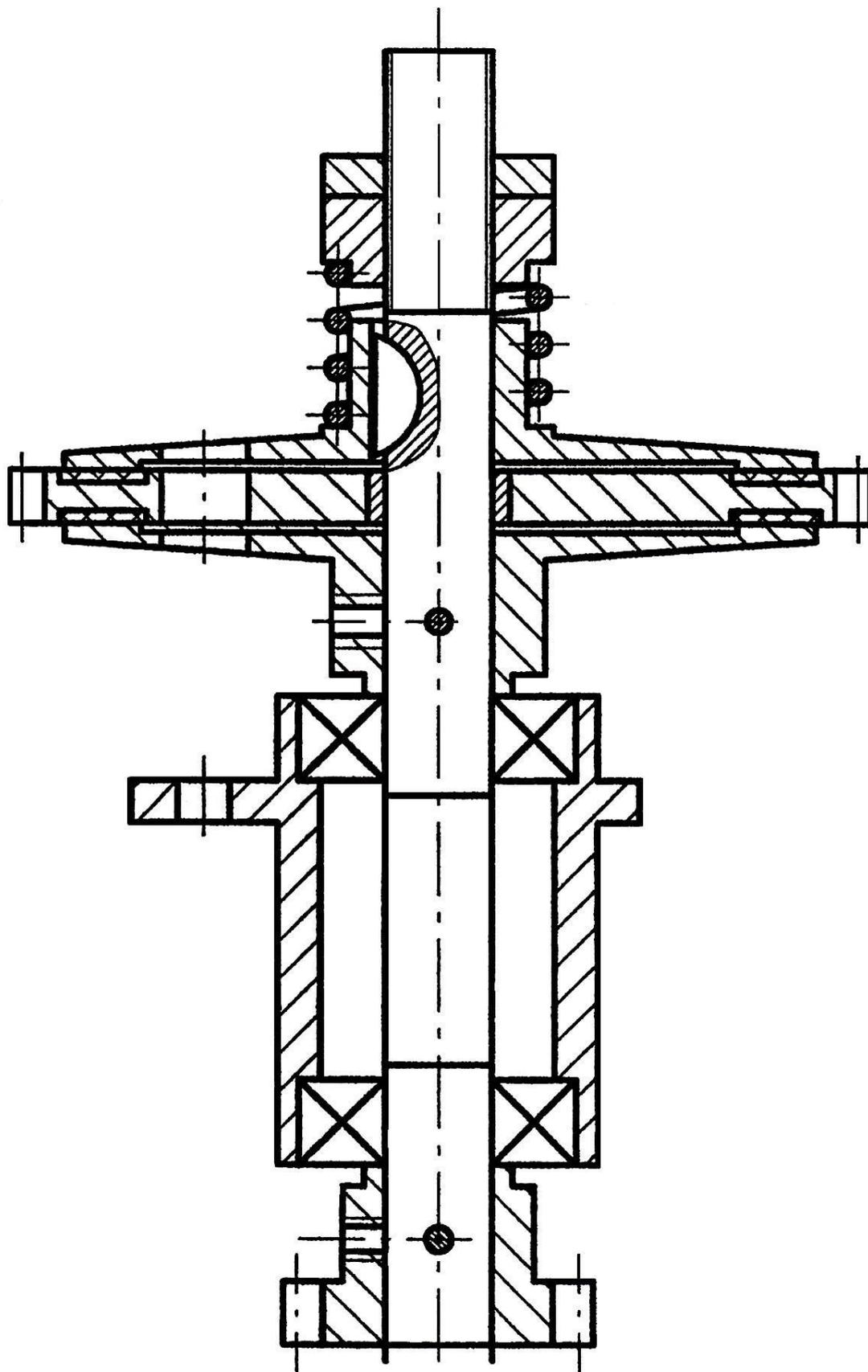


Рис. 65

Миссия университета – генерация передовых знаний, внедрение инновационных разработок и подготовка элитных кадров, способных действовать в условиях быстро меняющегося мира и обеспечивать опережающее развитие науки, технологий и других областей для содействия решению актуальных задач.

КАФЕДРА МЕХАТРОНИКИ



Кафедра Мехатроники, одна из старейших кафедр Университета ИТМО, история которой начинается с 30-х годов XX века. Первое упоминание о прародительнице кафедры Мехатроники содержится в приказе № 18 от 3.10.1930 по Учебному комбинату точной механики и оптики: "доцент Замыцкий Н.П. назначен с 1.10.1930 заведующим кафедрой Детали машин института точной механики и оптики". Важным этапом было существование в 30-х годах кафедры «Сопrotивление материалов и детали машин», поскольку речь шла уже не только о выборе схемы устройства (машины, прибора), но и об определении размеров и формы деталей при прочностном расчете. Руководил кафедрой в то время виднейший ученый в области строительной механики Яги Ю.И.

С 1945 г. руководство кафедрой осуществляет Н.И. Колчин, крупнейший учёный механик в самом широком смысле этого слова. Он расширил и обогатил исследовательскую и преподавательскую деятельность кафедры методами Теории машин и механизмов. Нельзя не сказать, что Н.И. Колчин был в той или иной мере учителем трех последующих заведующих кафедрой – Ф.Л. Литвина, К.И. Гуляева, Б.П. Тимофеева.

С 1951 года, заведующим кафедрой Теории механизмов и деталей машин, становится Рифтин Л.П. Именно в этот момент учебная и научная деятельность кафедры приобрела черты синтетической научной дисциплины, где выбор схем машины, прибора, устройства сопровождался учетом не только геометро-кинематических, но и динамических, прочностных характеристик.

1964 год: "Ректорат и Совет ЛИТМО поручили профессору Литвину Ф.Л. провести реорганизацию кафедры Теории механизмов и деталей машин в кафедру приборостроительного типа, закладывающую основы конструкторской подготовки специалистов, выпускаемых ЛИТМО". Во время заведования кафедрой Литвиным Ф.Л. была создана лабораторная база с оригинальными лабораторными установками, написаны многочисленные методические пособия, разработаны и изготовлены учебные стенды, макеты устройств и прозрачные модели, отвечающие современным требованиям учебного процесса в высшей школе.

Мало того, кафедра приобрела широкую известность в стране и за рубежом. Особенно массовой была подготовка научных кадров высшей квалификации для Болгарии и Эстонии. Кафедра до сих пор гордится такими бывшими аспирантами как Кольо Минков Петров – директор Института механики и биомеханики Болгарской АН, кандидат в президенты страны от Земледельческого союза в начале 90-х.

В области теории передач следует особо выделить два направления деятельности. Во-первых, проектирование червячных и глобоидных передач. В этом направлении существенных результатов добились В.И. Рыбаков и Н.Г. Линдтроп в червячных передачах, В.Д. Брицкий – в части глобоидных передач. Последний на долгое время определил основное поле своей научной деятельности – совершенствование прикладных методов теории поверхностей, отличающихся удобством проведения расчетов на ЭВМ, т.е. он совершенствовал методы анализа и синтеза передач одновременно (а иногда и с опережающим темпом) с развитием ЭВМ. Сегодня вошли в учебную практику матричные методы определения скоростей и ускорений, кривизны и геодезического кручения и пр., к созданию которых В.Д. Брицкий приступил еще в 60-х.

Во-вторых, оптимизационный синтез конических и гипоидных передач. Эта тема базировалась во многом на тесных связях с автомобильными гигантами страны – ЗИЛом, ГАЗом, ВАЗом, однако работы выходили далеко за пределы частных задач проектирования передач задних мостов автомобилей, тем более что уже после Ф.Л. Литвина кафедра много занималась этой

тематикой по договорам с предприятиями авиационной промышленности страны. Коническими и гипоидными передачами занимался большой отряд ученых кафедры: А.А. Заостровский, Л.Я. Либуркин, Б.Д. Зильберман, Б.П. Тимофеев, Ю.А. Синичкин, В.С. Смирнов, В.Н. Рубцов, Е.И. Гутман и др. занимались методами нарезания колес и оптимизацией качества передач, попутно решая глобальные задачи теории зубчатых зацеплений – "Обратную задачу", задачу синтеза передач с локализованным контактом – синтеза "локального", "двухточечного" и "четырёхточечного", синтеза с проверкой условий зацепления по всей активной действующей линии, с правкой условий ЭВМ в цикле, либо исполнителем по результатам анализа и т.д. И совсем уже оригинальную задачу решал под руководством Ф.Л. Литвина, А.М. Политавкин – образование поверхностей сопряженных гиперблоидальных винтов на скрещающихся осях с помощью двух режущих линий. Эти винты транспортировали жидкость с включением твердой фазы в замкнутом объеме. Новый метод синтеза сопряженных поверхностей в результате дал блестящий результат.

В-третьих, в 70-х на кафедре возникло направление на пересечении теории передач и механизмов и деталей приборов – это разработка теории точности механизмов и создание приборов для контроля моментов трогания и кинематической погрешности передаточных механизмов. Нельзя не отметить вклада Н.Г. Линдтропа, Б.П. Тимофеева, начавшего сотрудничество в этом направлении еще в 60-е годы с ЦНИИ Электроприбор, М.А. Ноздрин, много занимавшегося не только кинематомерами, но и специальными стендами оборонного назначения. Этой же тематикой при Ф.Л. Литвине начали заниматься В.А. Мурашев и Е.В. Шалобаев, защитившие кандидатские диссертации по мелко модульным зубчатым передачам позднее.

Весьма плодотворным было сотрудничество кафедры со столь известными профессорами нашего института как Г.А. Петухов и С.А. Родионов. С первым работа шла в русле многочисленных и исключительно плодотворных консультаций в части методов вычислительной математики, использования различных языков программирования. С профессором С.А. Родионовым особенно интенсивно сотрудничали работники кафедры в период работы над библиотекой программ автокода "Инженер", во многом предвосхитившего сегодняшнюю программу Pro-engineer.

Была начата еще одна область научных работ, темой которой являлся анализ и синтез пространственных стержневых механизмов и манипуляторов. Еще в 70-х кафедра ТМиДП подбиралась к мехатронной тематике, ведь роботы являются наиболее распространенными и типичными мехатронными устройствами, а манипуляционная система – неотъемлемый элемент промышленного робота. Пока еще не стоят вопросы интеллектуальности и антропоморфности роботов – все начинается, как и положено на кафедре теории механизмов и деталей приборов, с анализа и синтеза механизмов – манипуляционных систем, но слово синтез – создание, проектирование, дизайн, конструирование, уже присутствует.

В период заведования кафедрой ТМиДП Ф.Л. Литвин (1964-1977) являлся научным руководителем Ленинградского филиала семинара по теории механизмов и машин, действовавшего при отделении механики и процессов управления АН СССР. Он был членом Президиума научно-технического совета по ТММ МИНВУЗа СССР, членом редакции международного журнала "Mechanism and Machine Theory" (США).

В начале 1979 года заведующим кафедрой становится профессор Гуляев К.И. По своей направленности кафедра становится общеинженерной.

В 1989 году Тимофеев Б.П. приступил к заведыванию общеинженерной кафедрой Теории механизмов и деталей приборов, преобразовав её в 1991 году в выпускающую кафедру Мехатроники. Только в 1994 году специальность "Мехатроника" появилась в официальном списке специальностей.

С 2005 года кафедру возглавляет доцент Ноздрин М.А. В учебную и научную деятельность внедряются компьютерные технологии, разрабатываются инновационные образовательные программы, создаются новые лабораторные циклы и лаборатории. В 2009 году утверждена научная школа "Фундаментальные проблемы надежности и точности машин и приборов".

В 2011 году исполняющим обязанности заведующего становится Монахов Ю.С., в прошлом выпускник кафедры Мехатроники.

С 2012 года заведующим кафедрой становится профессор Мусалимов В.М.

Мусалимов Виктор Михайлович
Тимофеев Борис Павлович
Заморуев Георгий Борисович
Биндюк Владимир Владимирович
Брицкий Виталий Давыдович
Гуляев Константин Иванович
Ноздрин Михаил Александрович
Резников Станислав Сергеевич
Монахов Юрий Сергеевич
Абрамчук Михаил Владимирович
Тащилин Лев Николаевич

**СБОРНИК ЗАДАЧ ВСЕРОССИЙСКОЙ
СТУДЕНЧЕСКОЙ ОЛИМПИАДЫ ПО
ПРИКЛАДНОЙ МЕХАНИКЕ
Часть 1**

Учебное пособие

В авторской редакции

Редакционно-издательский отдел Университета ИТМО

Зав. РИО

Н.Ф. Гусарова

Подписано к печати 15.05.2015

Заказ № 3298

Тираж 200 экз.

Отпечатано на ризографе

Редакционно-издательский отдел
Университета ИТМО
197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49