

эквивалентное

$$\sigma_{\text{экв.к}} = \max(\sigma_{\text{тн}}, \sigma_{\text{тк}}) = \max(23,6; 77,55) = 77,55 \text{ МПа.}$$

Так как

$$\sigma_{\text{экв.д}} < \varphi [\sigma]_{\text{р.кр}} (79,98 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа});$$

$$\sigma_{\text{экв.к}} < \varphi [\sigma]_{\text{р.кр}} (77,55 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа}).$$

то условие прочности узла соединения цилиндрической и конической обечайек ротора выполняется.

24.3.2. В роторе осадительной центрифуги (см. рис. 24.50, а) определить толщину стенки цилиндрической обечайки в ее средней части и в месте соединения с бортом.

Исходные данные. Рабочая угловая скорость ротора $\omega = 75,4 \text{ рад/с}$. Диаметр обечайки $D = 2R = 1800 \text{ мм}$, рабочая температура стенки $t = 20^\circ\text{C}$, материал ротора — сталь 20 плотностью $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$. Диаметр загрузочного отверстия $D_0 = 2R_0 = 1260 \text{ мм}$, плотность обрабатываемой среды $\rho_c = 1650 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1 \text{ мм}$. Коэффициент Пуассона $\mu \approx 0,3$. Допускаемые напряжения $[\sigma]_p = 120 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{р.кр}} = 156 \text{ МПа}$.

Решение. Условный коэффициент заполнения ротора

$$\psi = 1 - (R_0/R)^2 = 1 - (0,63/0,9)^2 = 0,51.$$

Исполнительная толщина стенки обечайки по формуле (24.111)

$$s_0 = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \psi}{2(\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2)} + c + c_0 = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3 \cdot 0,51}{2(0,9 \cdot 120 \cdot 10^6 - 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2)} + 1 \cdot 10^{-3} + 0,73 \cdot 10^{-3} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм.}$$

Толщина плоского борта в первом приближении по формуле (24.130)

$$s_{\text{II}} \approx 1,5s = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ мм.}$$

Уравнение совместности деформаций для узла соединения обечайки и борта (рис. 24.52) с учетом направления действия нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\rho_M}^u + \Delta_{\rho_c}^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \\ = \Delta_{\rho_M}^n + \Delta_{\rho_c}^n + \Delta_{Q_0}^n + \Delta_{M_0}^n; \\ -\theta_{\rho_M}^u - \theta_{\rho_c}^u + \theta_{Q_0}^u - \theta_{M_0}^u &= \\ = \theta_{\rho_M}^n + \theta_{\rho_c}^n + \theta_{Q_0}^n + \theta_{M_0}^n; \end{aligned} \right\} \quad (24.134)$$

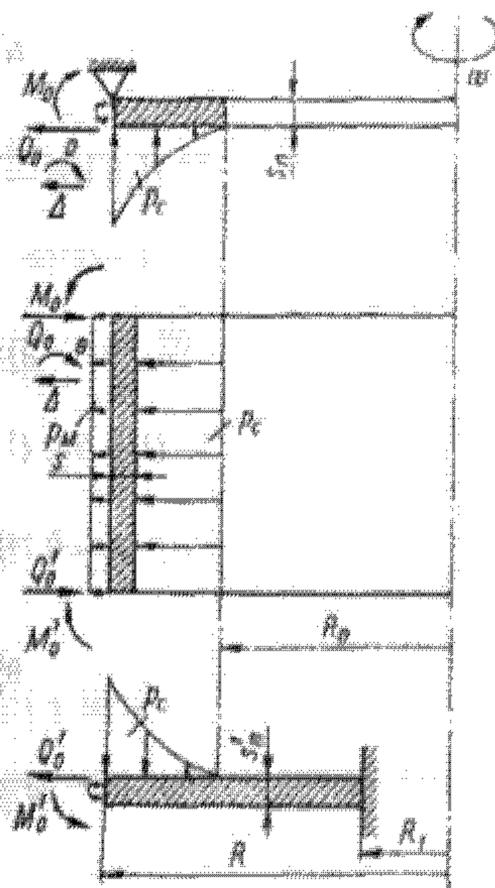


Рис. 24.52. Расчетная схема ротора

радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки от действия p_M , p_c , Q_0 и M_0 (по формулам табл. 24.21):

$$\Delta_{\rho_M}^u = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3 / E = 32,53 \cdot 10^6 / E \text{ м;}$$

$$\Delta_{\rho_c}^u = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \psi \left(1 - \mu \frac{\psi}{4}\right) = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^4}{2E(0,026 - 0,001)} \cdot 0,51 \left(1 - 0,3 \frac{0,51}{4}\right) = 60,26 \cdot 10^6 / E \text{ м;}$$

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)/VR(s-c)} = \sqrt[4]{3(1-0,3^2)/V0,9(26-1)10^{-3}} = 8,57 \text{ м}^{-1};$$

$$\Delta_{Q_0}^u = \frac{2\beta R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 555,34 Q_0 / E \text{ м;}$$

$$\Delta_{M_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 4759,23 M_0 / E \text{ м;}$$

$$\theta_{\rho_M}^u = \theta_{\rho_c}^u = 0;$$

$$\theta_{Q_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 4759,23 Q_0 / E \text{ рад;}$$

$$\theta_{M_0}^u = \frac{4\beta^3 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{4 \cdot 8,57^3 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 81573,188 M_0 / E \text{ рад;}$$

радиальные и угловые деформации наружного края плоского борта от действия p_m, p_c, Q_0 и M_0 (по формулам табл. 24.22) при $\lambda = R_0/R = 0,63/0,9 = 0,7$:

$$\Delta_{p_m}^n = \frac{\rho \omega^2 R^3}{4E} [(1 - \mu) + (3 + \mu) \lambda^2] = \frac{7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{4E} [(1 - 0,3) + (3 + 0,3) 0,7^2] = 18,845 \cdot 10^6/E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_c}^n = - \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{16E (s_{II} - c)^2 (1 - \lambda^2)} \{ 3(1 + \mu) [(1 - \lambda^4) (1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu) (1 - \lambda^2)^3 \} = - \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{16E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} \{ 3(1 + 0,3) [(1 - 0,7^4) (1 - 2 \cdot 0,7^2) - 2 \cdot 0,7^6 \ln 0,7^2] - (1 + 5 \cdot 0,3) (1 - 0,7^2)^3 \} = -179,7 \cdot 10^6/E \text{ м};$$

$$\Delta_{Q_0}^n = \frac{4R}{E (s_{II} - c) (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0 = \frac{4 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001) (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] Q_0 = 248,36 Q_0/E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^n = \frac{6R}{E (s_{II} - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0 = \frac{6 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] M_0 = 9803,65 M_0/E \text{ м};$$

$$\theta_{p_m}^n = 0;$$

$$\theta_{p_c}^n = - \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8E (s_{II} - c)^3 (1 - \lambda^2)} \{ 3(1 + \mu) [(1 - \lambda^4) (1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^6 \ln \lambda^2] - (1 + 5\mu) (1 - \lambda^2)^3 \} = - \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{8E (0,039 - 0,001)^3 (1 - 0,7^2)} \{ 3(1 + 0,3) [(1 - 0,7^4) (1 - 2 \cdot 0,7^2) - 2 \cdot 0,7^6 \ln 0,7^2] - (1 + 5 \cdot 0,3) (1 - 0,7^2)^3 \} = -9457,78 \cdot 10^6/E \text{ рад};$$

$$\theta_{Q_0}^n = \frac{6R}{E (s_{II} - c)^2 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] Q_0 = \frac{6 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^2 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] Q_0 = 9803,65 Q_0/E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^n = \frac{12R}{E (s_{II} - c)^3 (1 - \lambda^2)} [1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2] M_0 = \frac{12 \cdot 0,9}{E (0,039 - 0,001)^3 (1 - 0,7^2)} [1 - 0,3 + (1 + 0,3) 0,7^2] M_0 = 515981,57 M_0/E \text{ рад}.$$

Подставляя найденные значения величин деформации в систему уравнений (24.134) и группируя однородные члены, получим:

$$\left. \begin{aligned} 803,7Q_0 + 5044,42M_0 &= 253,65 \cdot 10^6; \\ 5044,42Q_0 + 597554,7M_0 &= 9457,78 \cdot 10^6. \end{aligned} \right\} \quad (24.135)$$

Отсюда при $s = 26$ мм краевые нагрузки: $Q_0 = 228\,354,8$ Н/м; $M_0 = 13899,76$ Н·м/м.

Меридиональное напряжение от действия сил инерции обрабатываемой среды (см. табл. 24.21)

$$\sigma_{m_0}^{p_c} = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s - c)} \psi^2 = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^3}{8(0,026 - 0,001)} 0,51^2 = 8,89 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Толщина стенки обечайки в краевой зоне в первом приближении по формуле (24.129)

$$\begin{aligned} s_0 &= \sqrt{6M_0 / (\varphi [\sigma]_{p, \text{кр}} - \sigma_{m_0}^{p_c})} + c + c_0 = \\ &= \sqrt{6 \cdot 13899,76 / (0,9 \cdot 156 \cdot 10^6 - 8,89 \cdot 10^6)} + 1 \cdot 10^{-3} + 1,82 \cdot 10^{-3} = \\ &= 28 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 28 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Сила Q_0 и момент M_0 при толщине стенки $s_0 = 28$ мм определяются путем вычисления радиальных и угловых деформаций обечайки и борта по формулам табл. 24.21 и 24.22 и подстановки их в систему уравнений совместности деформаций (24.134).

Преобразуя уравнения, получим:

$$\left. \begin{aligned} 743,36Q_0 + 5719,9M_0 &= 249,18 \cdot 10^6; \\ 5719,9Q_0 + 583363,4M_0 &= 9457,78 \cdot 10^6. \end{aligned} \right\}$$

Отсюда при $s_0 = 28$ мм краевые нагрузки: $Q_0 = 227\,633,9$ Н/м; $M_0 = 13980,54$ Н · м/м.

Напряжения в обечайке на внутренней поверхности края (см. пример 24.3.1):

меридиональное

$$\sigma_{m0} = \frac{6M_0}{(s_0 - c)^3} + \frac{\rho c \omega^2 R^3}{8(s_0 - c)} \psi^3 = \frac{6 \cdot 13980,54}{(0,028 - 0,001)^3} + \frac{1650 \cdot 75,4^3 \cdot 0,9^3}{8(0,028 - 0,001)} \cdot 0,51^3 = 123,3 \text{ МПа};$$

кольцевое

$$\begin{aligned} \sigma_{t0} &= \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho c \omega^2 R^3}{2(s_0 - c)} \psi - \frac{2\beta_0 R}{s_0 - c} Q_0 + \left[\frac{2\beta_0 R}{s_0 - c} + \frac{6\mu}{(s_0 - c)^2} \right] M_0 = \\ &= 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2 + \frac{1650 \cdot 75,4^3 \cdot 0,9^3}{2(0,028 - 0,001)} \cdot 0,51 - \frac{2 \cdot 8,25 \cdot 0,9}{0,028 - 0,001} \cdot 227633,9 + \\ &+ \left[\frac{2 \cdot 8,25^2 \cdot 0,9}{0,028 - 0,001} + \frac{6 \cdot 0,3}{(0,028 - 0,001)^2} \right] \cdot 13980,54 = 73,48 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

где

$$\beta_0 = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)/V R (s_0 - c)} = \sqrt[4]{3(1 - 0,3^2)/V 0,9(28 - 1) 10^{-3}} = 8,25 \text{ м}^{-1};$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{экв.о}} = \max \{ \sigma_{m0}; \sigma_{t0} \} = \max \{ 123,3 \text{ МПа}; 73,48 \text{ МПа} \} = 123,3 \text{ МПа}.$$

Так как $\sigma_{\text{экв}} < \varphi [\sigma]_{\text{р.кр}}$ ($123 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 156 = 140,4 \text{ МПа}$), то условие прочности края цилиндрической обечайки выполняется.

Размер краевой зоны по длине образующей обечайки (см. рис. 24.50)

$$l_{\text{ц}} = 0,7\sqrt{D(s_0 - c)} = 0,7\sqrt{1,8(0,028 - 0,001)} \approx 0,154 \text{ м} = 154 \text{ мм}.$$

24.4. Тихоходные барабаны

Аппараты, выполненные в виде вращающихся горизонтальных барабанов (рис. 24.53), широко распространены в промышленности и применяются для проведения ряда процессов, например сушки, обжига и кальцинирования материалов. Вращающиеся барабанные аппараты состоят из барабана, габаритные размеры которого определяются необходимой величиной рабочего или реакционного пространства. Внутри барабан может иметь насадку для лучшего перемещения и пересыпания материала с целью улучшения теплопередачи. Барабан наклонен к горизонту под небольшим углом $1-5^\circ$. Барабан вращается с помощью венцовой шестерни, которая связана с шестерней, сидящей на валу редуктора.

Для передачи давления от масс всех вращающихся частей аппарата барабан снабжен бандаж-

ми, которые опираются на опорные ролики так называемой опорной станции. Количество опорных станций зависит от длины барабана, расстояние между опорами не превышает 18—20 м. Опорные ролики изготавливаются обычно из более мягкого, чем бандаж, или одинакового с ним материала. Чаще всего бандаж (см. рис. 24.53) представляет собой кольцо прямоугольного сечения, свободно надетое на установленные по окружности барабана башмаки, под которые подкладываются усиливающие и регулирующие подкладки. Подбором толщины регулирующих подкладок достигается совмещение центров барабана и бандажа. Также применяются бандажи, жестко скрепленные с барабаном. Жесткое крепление бандажа на корпус ухудшает его взаимодействие с опорными роликами и требует большой точности при изготовлении и монтаже конструкции. При

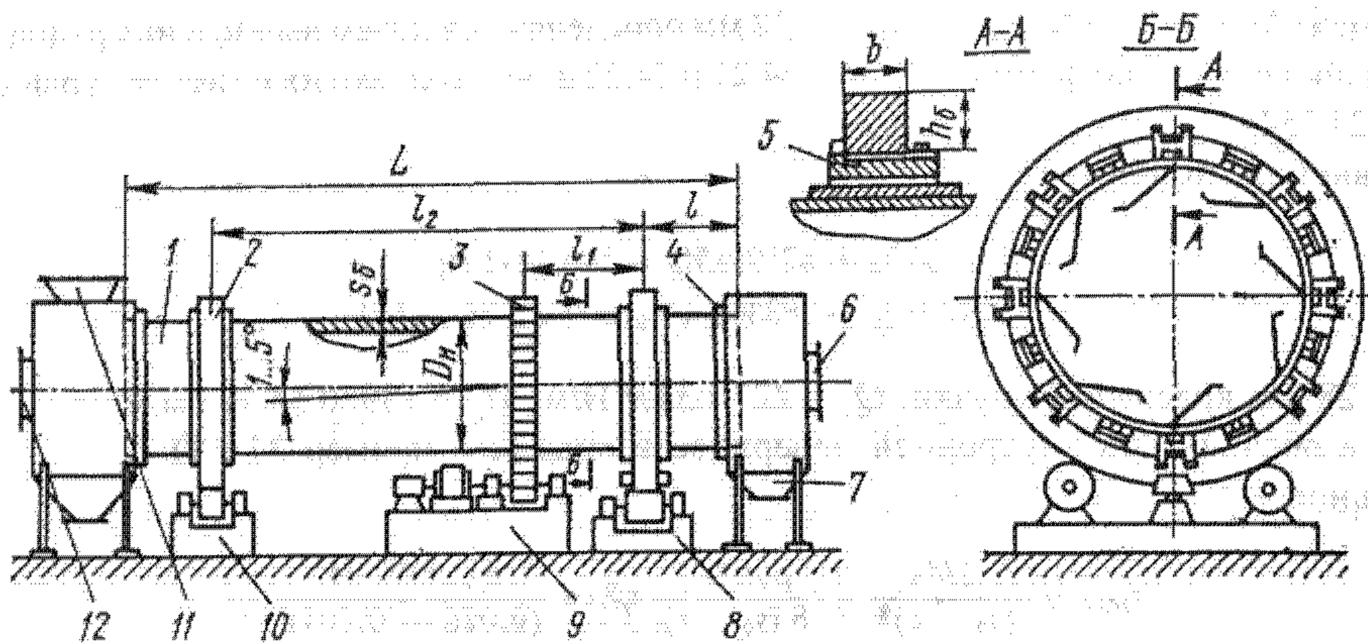


Рис. 24.53. Вращающийся барабанный аппарат:

- 1 — барабан; 2 — бандаж; 3 — венцовая шестерня; 4 — уплотнение; 5 — башмак; 6 — штуцер входа сушильного агента; 7 — штуцер выхода материала; 8 — опорно-упорная станция; 9 — приводная станция; 10 — опорная станция; 11 — штуцер входа материала; 12 — штуцер выхода газа

свободной посадке бандаж на барабан необходимо предусматривать температурные зазоры, иначе в стенках барабана при разогреве возникают концентрации напряжений из-за дополнительных нагрузок. По обоим концам барабана устанавливают камеры, необходимые для загрузки и выгрузки материала, а также для подвода и отвода сушильного агента. Зазор между вращающимся барабаном и неподвижными камерами уплотняется лабиринтными, сальниковыми или манжетными уплотнениями.

Основные расчетные зависимости для аппарата, имеющего две опоры, следующие.

1. Расчет барабана на прочность. Толщина стенки барабана

$$s_0 = (0,007 - 0,01) D_n, \quad (24.136)$$

где D_n — наружный диаметр барабана.

Масса обрабатываемого материала, находящегося в аппарате,

$$m_m = \rho_m L \psi \pi D_n^2 / 4, \quad (24.137)$$

где D_n — внутренний диаметр барабана; ψ — коэффициент заполнения барабана; ρ_m — насыпная плотность материала; L — длина барабана.

Масса футеровки

$$m_\phi = \rho_\phi L_\phi \pi (D_n^2 - D_\phi^2) / 4, \quad (24.138)$$

где D_ϕ — внутренний диаметр футеровки; $D_\phi = D_n - 2s_\phi$; ρ_ϕ — плотность футеровки; s_ϕ — толщина футеровки; L_ϕ — длина футеровки.

Поперечная сила, действующая на барабан в месте крепления венцовой шестерни,

$$Q_B = (m_{ш} + m_{кр}) g, \quad (24.139)$$

где $m_{ш}$ — масса венцовой шестерни; $m_{кр}$ — масса элементов крепления венцовой шестерни; g — ускорение свободного падения.

Суммарная масса (футеровки, обрабатываемого материала и барабана)

$$m = m_m + m_\phi + m_k, \quad (24.140)$$

где m_k — масса корпуса барабана.

Линейная нагрузка

$$q = mg/L. \quad (24.141)$$

Реакции опор от действия q и Q_B (рис. 24.54):

$$\left. \begin{aligned} R_A &= qL/2 + Q_B l_1/l_2; \\ R_B &= qL/2 + Q_B (l_2 - l_1)/l_2. \end{aligned} \right\} \quad (24.142)$$

Максимальный изгибающий момент, действующий на барабан (на двух опорах),

$$M_{\max} = qL(2l_2 - L)/8 + Q_B(l_2 - l_1)l_1/l_2. \quad (24.143)$$

Момент сопротивления сечения барабана

$$W = s_0 \pi D_{cp}^2 / 4, \quad (24.144)$$

где D_{cp} — средний диаметр барабана.

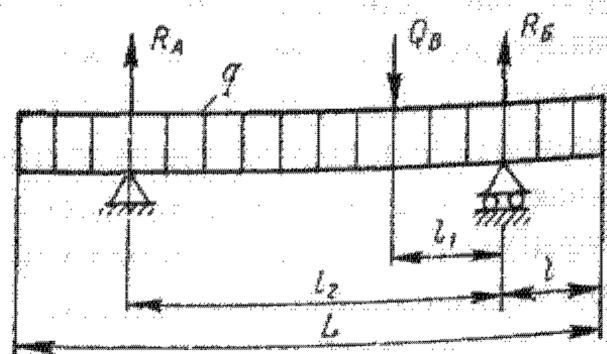


Рис. 24.54. Распределение нагрузок на барабан

Напряжение в барабане

$$\sigma = M_{\max}/W \leq [\sigma], \quad (24.145)$$

где $[\sigma] = 5 - 10$ МПа — допускаемое напряжение для аппаратов из сталей марок ВСт2, ВСт3, 10, 15 без футеровки; $[\sigma] = 20$ МПа — для аппаратов с футеровкой.

2. Расчет барабана на жесткость. Суммарный максимальный прогиб от действующих нагрузок

$$y_{\max} = \frac{D_{\text{ср}}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2), \quad (24.146)$$

где q_1 — линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала; q_2 — линейная нагрузка от масс (футеровки, насадки и барабана); E — модуль упругости материала корпуса при рабочей температуре; $I_x = 1s^3/12$ — момент инерции единичного кольцевого участка барабана.

Относительный прогиб

$$\varepsilon = y_{\max}/D_{\text{ср}} \leq [\varepsilon], \quad (24.147)$$

где $[\varepsilon] = 1/300$ — допускаемый относительный прогиб (барабан с футеровкой); $[\varepsilon] = 1/200$ — допускаемый относительный прогиб (барабан без футеровки).

3. Нагрузки на свободно надетый бандаж, опирающийся на башмаки. Реакция опорного ролика (рис. 24.55)

$$R_p = R_{\text{оп}}/(2 \cos j), \quad (24.148)$$

где $R_{\text{оп}} = \max(R_A, R_B)$ — реакция опоры; j — половина угла между роликами.

Угол между башмаками

$$j_1 = 2\pi/n_6, \quad (24.149)$$

где n_6 — число башмаков (четное число).

Силы, действующие на башмак,

$$Q_0 = 4R_{\text{оп}}/n_6, \quad (24.150)$$

когда один башмак расположен в самой нижней точке вертикального диаметра (рис. 24.56),

$$Q_i = Q_0 \cos(i/j_1), \quad (24.151)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, n_{61}$;

$$n_{61} = (n_6 - 2)/4, \quad (24.152)$$

когда внизу расположены два башмака симметрично относительно вертикального диаметра,

$$Q_i = Q_0 \cos(i + 1/2)j_1, \quad (24.153)$$

где $i = 0, 1, 2, \dots, n_{62}$;

$$n_{62} = n_6/4. \quad (24.154)$$

Здесь i — порядковый номер башмака; n_{61}, n_{62} — число башмаков в одном квадранте.

Изгибающий момент M_0 и нормальная сила N_0 , действующие в ключевом сечении бандажа, показаны на рис. 24.56. Бандаж является замкнутой статически неопределимой системой, нагруженной внешними силами, симметричными относительно вертикали. Действие каждой пары сил рассматривают отдельно и затем результат суммируют. Определив силы, действующие на каждый башмак, находим расчетные углы для отдельных пар сил (см. рис. 24.56):

$$\left. \begin{aligned} Q_0: \theta_0 &= 180^\circ; \\ Q_1: \theta_1 &= \theta_0 - j_1; \\ Q_2: \theta_2 &= \theta_1 - j_1; \\ &\dots \\ Q_n: \theta_n &= \theta_{n-1} - j_1. \end{aligned} \right\} \quad (24.155)$$

Чтобы система стала статически определимой, необходимо мысленно рассечь бандаж в ключевом сечении и нарушенную связь заменить моментом M_0 и нормальной силой N_0 , значения которых легко определить с помощью метода Кастельяно:

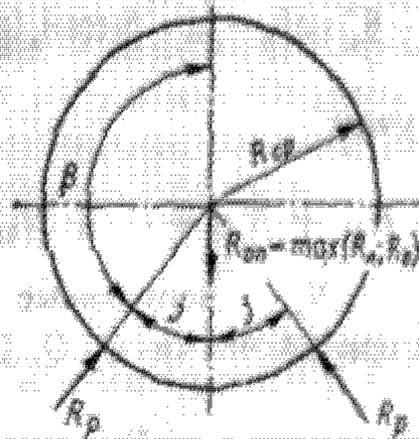


Рис. 24.55. Схема действия опорных реакций

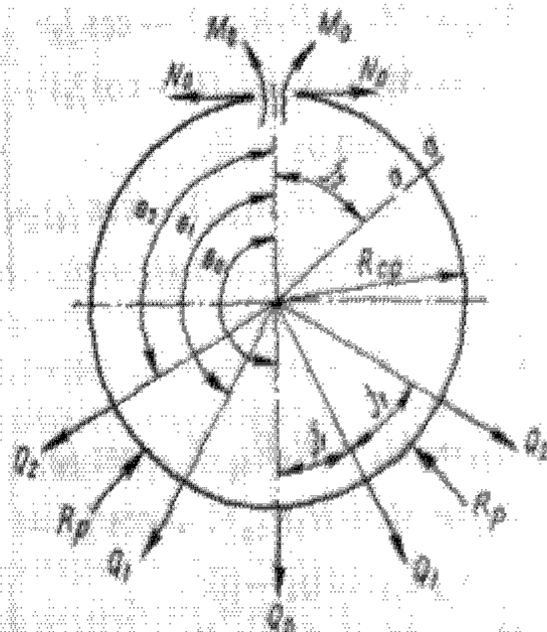


Рис. 24.56. Нагрузки, действующие на бандаж

$$\left. \begin{aligned} M_{00} &= -\frac{Q_0 R_{cp}}{2\pi} [1 + 1/\cos \beta - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta]; \\ M_{01} &= -\frac{Q_1 R_{cp}}{\pi} [1 - \cos \theta_1 / \cos \beta - \\ & (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta]; \\ M_{02} &= -\frac{Q_2 R_{cp}}{\pi} [1 - \cos \theta_2 / \cos \beta - \\ & (\pi - \theta_2) \sin \theta_2 + (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta]; \\ & \dots \dots \dots \\ M_{0n} &= -\frac{Q_n R_{cp}}{\pi} [1 - \cos \theta_n / \cos \beta - \\ & (\pi - \theta_n) \sin \theta_n + (\pi - \beta) \cos \theta_n \operatorname{tg} \beta]. \end{aligned} \right\} (24.156)$$

где $R_{cp} = D_{cp} / 2$ — средний радиус бандажа, который для расчетов можно определить из соотношения $D_{cp.6} = (1,14 - 1,22) D_{cp}$.

Суммируя, получим

$$M_0 = M_{00} + M_{01} + M_{02} + \dots + M_{0n}, \quad (24.157)$$

где $M_{00}, M_{01}, M_{02}, \dots, M_{0n}$ — изгибающие моменты от действующих на бандаж сил $Q_0, Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ соответственно (см. рис. 24.56);

$$\left. \begin{aligned} N_{00} &= -Q_0 / 2\pi (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta; \\ N_{01} &= -Q_1 / \pi [(\pi - \theta_1) \sin \theta_1 - (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta]; \\ N_{02} &= -Q_2 / \pi [(\pi - \theta_2) \sin \theta_2 - (\pi - \beta) \cos \theta_2 \operatorname{tg} \beta]; \\ & \dots \dots \dots \\ N_{0n} &= -Q_n / \pi [(\pi - \theta_n) \sin \theta_n - (\pi - \beta) \cos \theta_n \operatorname{tg} \beta]. \end{aligned} \right\} (24.158)$$

Суммируя, получим

$$N_0 = N_{00} + N_{01} + N_{02} + \dots + N_{0n}, \quad (24.159)$$

где $N_{00}, N_{01}, N_{02}, \dots, N_{0n}$ — нормальные внутренние силы в сечениях приложения сил $Q_0, Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ соответственно.

Изгибающий момент в любом сечении бандажа (см. рис. 24.56):
если $\theta < \beta$:

$$\left. \begin{aligned} 0 < j_2 < \theta \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2); \\ \theta < j_2 < \beta \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) + \\ & + Q_i R_{cp} \sin (j_2 - \theta); \\ \beta < j_2 < \pi \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) + \\ & + Q_i R_{cp} \sin (j_2 - \theta) - R_p R_{cp} \sin (j_2 - \beta); \end{aligned} \right\} (24.160)$$

если $\theta > \beta$:

$$\left. \begin{aligned} 0 < j_2 < \beta \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2); \\ \beta < j_2 < \theta \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) - \\ & - R_p R_{cp} \sin (j_2 - \beta); \\ \theta < j_2 < \pi \quad M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) - \\ & - R_p R_{cp} \sin (j_2 - \beta) + Q_i R_{cp} \sin (j_2 - \theta). \end{aligned} \right\} (24.161)$$

Выражения (24.160) или (24.161) позволяют определить максимальный изгибающий момент $M_{max.6}$ значение которого подставляется в формулу (24.166) для определения высоты сечения бандажа.

4. Нагрузки на бандаж, жестко скрепленный с корпусом. В этом случае реакцию опоры можно считать равномерно распределенной по окружности бандажа. Нагрузки N_0 и M_0 в ключевом сечении:

$$N_0 = -\frac{R_{on} R_{cp}}{2\pi} [1/2 + (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta], \quad (24.162)$$

$$M_0 = -\frac{R_{on} R_{cp}}{2\pi} [1/2 + 1/\cos \beta - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta]. \quad (24.163)$$

Изгибающие моменты в любом сечении:
если $0 \leq j_2 \leq \beta$,

$$\begin{aligned} M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) - \\ & - q_3 R_{cp}^2 (j_2 \sin j_2 - 2 \sin^2 j_2 / 2); \end{aligned} \quad (24.164)$$

если $\beta \leq j_2 \leq \pi$,

$$\begin{aligned} M_{j_2} &= M_0 + N_0 R_{cp} (1 - \cos j_2) - \\ & - q_3 R_{cp}^2 (j_2 \sin j_2 - 2 \sin^2 j_2 / 2) - \\ & - R_p R_{cp} \sin (\theta - \beta), \end{aligned} \quad (24.165)$$

где $q_3 = R_{on} / (2\pi R_{cp})$.

При $\beta = 150^\circ$ в результате решения уравнений (24.164) и (24.165) для определения максимального изгибающего момента в бандаже получено $M_{max.6} = 0,0857 R_{on} R_{cp}$. Значение $M_{max.6}$ подставляется в формулу (24.164) для определения высоты сечения бандажа.

5. Геометрические размеры бандажа и опорного ролика. Ширина бандажа

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2 2 (D_{н.6} \sigma + d_p)}{[\sigma_k]^2 (E_1 + E_2) D_{н.6} d_p}, \quad (24.166)$$

где E_1 и E_2 — модули упругости материала бандажа и опорного ролика соответственно; $[\sigma_k]$ — допускаемое контактное напряжение (табл. 24.25); $D_{н.6}$ — наружный диаметр бандажа; d_p — диаметр опорного ролика, для расчетов можно принять $0,25 D_{н.6} \leq d_p \leq 0,33 D_{н.6}$.

Таблица 24.25
Допускаемое контактное напряжение

Марка стали	$[\sigma_k]$, МПа	Марка стали (чугуна)	$[\sigma_k]$, МПа
Ст3	400	Ст6	600
Ст5	500	СЧ18-36	200

Высота сечения бандажа

$$h_{\sigma} = \sqrt{6M_{\max} e / (b [\sigma]_{\max})}, \quad (24.167)$$

где M_{\max} — максимальный изгибающий момент, зависящий от схемы крепления бандажа; $[\sigma]_{\max}$ — допустимое напряжение на изгиб. Как показала практика эксплуатации бандажей, для стальных бандажей $[\sigma]_{\max}$ можно принять приблизительно 50 МПа.

Наружный диаметр бандажа

$$D_{н. \sigma} = D_{ср. \sigma} + h_{\sigma}. \quad (24.168)$$

Внутренний диаметр бандажа:

бандаж надет на башмаки

$$D_{в. \sigma} = D_{ср. \sigma} - h_{\sigma}, \quad (24.169)$$

бандаж жестко скреплен с барабаном

$$D_{в. \sigma} = D_{н.} \quad (24.170)$$

Диаметр внешней опорной поверхности башмаков

$$D_{оп} = D_{в. \sigma} - \Delta t \alpha_1 D_{ср. \sigma} - u_{\sigma}, \quad (24.171)$$

где α_1 — коэффициент линейного расширения материала барабана; Δt — разность между температурами барабана при монтаже и в рабочем состоянии; $u_{\sigma} = 2$ мм — максимальный монтажный зазор между внутренним диаметром бандажа и наружным диаметром башмаков.

Ширина опорного ролика

$$b_p = b + \alpha_1 \Delta l_2 + u_p, \quad (24.172)$$

где u_p — конструктивная добавка, компенсирующая отклонения, возникающие при монтаже, $u_p = 30 - 40$ мм; l_2 — расстояние между бандажами (опорами).

Контактные напряжения, возникающие в материале бандажа и ролика:

$$\sigma_{\kappa} = 0,59 \sqrt{q_{\kappa} \frac{E_1 E_2}{(E_1 + E_2)} \frac{2(D_{н. \sigma} + d_p)}{D_{н. \sigma} d_p}} < [\sigma_{\kappa}], \quad (24.173)$$

где q_{κ} — усилие, приходящееся на единицу длины контакта, $q_{\kappa} = R_p / b$.

Ширина упорного ролика

$$b_{\gamma, p} = 0,59^2 \frac{E_1 E_2 (m + m_{ш} + m_{рп} + 2m_{\sigma}) g \sin \beta_{\sigma}}{(E_1 + E_2) [\sigma_{\kappa}]^2 0,5 D_{н. \sigma} \sin (\beta' / 2)}, \quad (24.174)$$

где β_{σ} — угол наклона барабана, $\beta_{\sigma} = 1 - 5^{\circ}$; β' — угол конусности упорного ролика, $\beta' = 17^{\circ}$; E_1 и E_2 — модули упругости материала бандажа и упорного ролика; m_{σ} — масса бандажа.

Диаметр упорного ролика $D_{\gamma, p}$ можно определить по формуле:

$$D_{\gamma, p} = D_{н. \sigma} \sin (\beta' / 2). \quad (24.175)$$

б. Напряжения в бандаже от температурных воздействий:

на наружной поверхности

$$\sigma_{\kappa} = \frac{\alpha_1 E \Delta t_{\sigma}}{2(1-\mu)} \left[\frac{1}{\ln(D_{н. \sigma} / D_{в. \sigma})} - \frac{2D_{н. \sigma}^2}{D_{н. \sigma}^2 - D_{в. \sigma}^2} \right], \quad (24.176)$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{\kappa} = \frac{\alpha_1 E \Delta t_{\sigma}}{2(1-\mu)} \left[\frac{1}{\ln(D_{н. \sigma} / D_{в. \sigma})} - \frac{2D_{в. \sigma}^2}{D_{н. \sigma}^2 - D_{в. \sigma}^2} \right], \quad (24.177)$$

где μ — коэффициент Пуассона, $\mu = 0,3$; Δt_{σ} — перепад температур в сечении бандажа, $\Delta t_{\sigma} = t_{в. \sigma} - t_{н. \sigma}$ (здесь $t_{в. \sigma}$ — температура внутренней поверхности бандажа; $t_{н. \sigma}$ — температура наружной поверхности бандажа). Температуру бандажа с достаточной точностью для расчетов можно определить, пользуясь моделью теплообмена между корпусом барабана и бандажом, при следующих допущениях: 1) изменение температур в поперечном сечении бандажа происходит по законам теплопроводности при охлаждении прямого ребра постоянной толщины; 2) температура внутренней поверхности бандажа одинакова во всех точках; 3) коэффициент теплоотдачи во внешнюю среду одинаков для торцевой и боковой поверхностей бандажа; 4) распределение термических сопротивлений, приходящихся на стальные подкладки под бандаж Φ_1 , воздушный зазор между ними Φ_2 и радиальный зазор между бандажом и подкладками Φ_3 , при установившемся режиме следующие: $\Phi_1 = 35\%$; $\Phi_2 = 45\%$; $\Phi_3 = 20\%$. Тогда

$$t_{в. \sigma}^* = \quad (24.178)$$

$$= \frac{t_{н. \sigma} [1 + \text{th}(\alpha h_{\sigma}) \sigma_{\kappa} / (\alpha \lambda_{\sigma})]}{\alpha \Phi_{\text{вн}} [1 + \text{th}(\alpha h_{\sigma}) \lambda_{\sigma} / \sigma_{\kappa}] + [1 + \text{th}(\alpha h_{\sigma}) \sigma_{\kappa} / (\alpha \lambda_{\sigma})]},$$

$$t_{\sigma}^* = \frac{t_{в. \sigma}^*}{\text{ch}(\alpha h_{\sigma}) + \sigma_{\kappa} \text{sh}(\alpha h_{\sigma}) / (\alpha \lambda_{\sigma})}, \quad (24.179)$$

$$\frac{1}{\Phi_{\text{вн}}} = \frac{0,35}{\lambda_{\sigma} / \lambda_{\sigma}} + \frac{0,45}{\lambda_{\sigma} / \lambda_{\sigma}} + \frac{0,2}{\lambda_{\sigma} / \lambda_{\sigma} + \delta_p / \lambda_{\sigma}}, \quad (24.180)$$

где $\Phi_{\text{вн}}$ — эквивалентное термическое сопротивление подкладок, воздушных просветов между ними и радиального зазора между бандажом и подкладками; h_{σ} — высота подкладок; δ_p — радиальный зазор между бандажом и подкладками при установившемся режиме работы, $\delta_p = (1 - \lambda)$ мм; λ_{σ} — коэффициент теплопроводности материала бандажа; λ_{σ} — коэффициент теплопроводности материала подкладок; λ_{σ} — коэффициент теплопроводности воздуха; σ_{κ} — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности бандажа в окружающую среду при работе аппарата в по-

мещении, $\alpha_6 = 10 - 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; t_k — температура корпуса барабана; $\text{th}(\omega h_6)$; $\text{ch}(\omega h_6)$; $\text{sh}(\omega h_6)$ — гиперболические функции; ω — симплекс,

$$\omega = \sqrt{2\alpha_6/(\lambda_6 b)}. \quad (24.181)$$

7. Расчет бандажа на выносливость. Напряжения на наружной поверхности бандажа:

максимальное

$$\sigma_{\max}^n = \sigma_{1n} + \sigma_{j_2}^n, \quad (24.182)$$

где $\sigma_{j_2}^n$ — напряжение в сечении бандажа j_2 на наружной поверхности, $\sigma_{j_2}^n = M_{j_2}/W_6$ (здесь M_{j_2} — изгибающий момент в сечении j_2 ; W_6 — момент сопротивления бандажа, $W_6 = bh_6^2/6$);

минимальное

$$\sigma_{\min}^n = \sigma_{1n} + \sigma_{j_2=\beta}^n, \quad (24.183)$$

где $\sigma_{j_2=\beta}^n$ — напряжение в сечении $j_2 = \beta$ бандажа под опорой на наружной поверхности, $\sigma_{j_2=\beta}^n = M_{j_2=\beta}^n/W_6$;

среднее

$$\sigma_c^n = (\sigma_{\max}^n + \sigma_{\min}^n)/2; \quad (24.184)$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^n = (\sigma_{\max}^n - \sigma_{\min}^n)/2. \quad (24.185)$$

Напряжения на внутренней поверхности бандажа:

максимальное

$$\sigma_{\max}^b = \sigma_{1b} + \sigma_{j_2=\beta}^b, \quad (24.186)$$

где $\sigma_{j_2=\beta}^b$ — напряжение в сечении бандажа $j_2 = \beta$ на внутренней поверхности под опорой, $\sigma_{j_2=\beta}^b = -M_{j_2=\beta}^b/W_6$;

минимальное

$$\sigma_{\min}^b = \sigma_{1b} + \sigma_{j_2}^b, \quad (24.187)$$

где $\sigma_{j_2}^b$ — напряжение в сечении бандажа j_2 на внутренней поверхности под опорой, $\sigma_{j_2}^b = -M_{j_2}^b/W_6$;

среднее

$$\sigma_c^b = (\sigma_{\max}^b + \sigma_{\min}^b)/2; \quad (24.188)$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^b = (\sigma_{\max}^b - \sigma_{\min}^b)/2. \quad (24.189)$$

Коэффициент запаса прочности:
на наружной поверхности

$$n_{\min}^n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^n K_\sigma / \epsilon_m \epsilon_n + \psi_\sigma \sigma_c^n}; \quad (24.190)$$

на внутренней поверхности

$$n_{\min}^b = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^b K_\sigma / \epsilon_m \epsilon_n + \psi_\sigma \sigma_c^b}; \quad (24.191)$$

где K_σ — коэффициент концентрации напряжений стыковых швов с полным проваром: для углеродистой стали $K_\sigma = 1,2$ и для низколегированной стали $K_\sigma = 1,4$; ψ_σ — коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла, для углеродистых сталей $\psi_\sigma = 0,1 - 0,2$, для легированных сталей $\psi_\sigma = 0,2 - 0,3$; ϵ_n — коэффициент состояния поверхности (табл. 24.26); ϵ_m — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения бандажа на сопротивление усталости (табл. 24.27); σ_{-1} — предел выносливости, для углеродистых сталей $\sigma_{-1} = (0,4 - 0,46) \sigma_s$, для легированных сталей $\sigma_{-1} = (0,45 - 0,55) \sigma_s$. Значения предела прочности σ_s для некоторых сталей представлены в табл. 24.26.

Условие выносливости бандажа:

$$n_{\min}^n \leq [n_{\min}]; \quad n_{\min}^b \leq [n_{\min}], \quad (24.192)$$

где $[n_{\min}]$ — нормативный коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле:

$$[n_{\min}] = [n_1][n_2][n_3]. \quad (24.193)$$

Здесь $[n_1]$ — коэффициент, учитывающий неточность в определении нагрузок и напряжений, $[n_1] = 1,2 - 1,5$ — при повышенной точности, $[n_1] = 2 - 3$ — при меньшей точности; $[n_2]$ — коэффициент, учитывающий неоднородность материала и повышенную его чувствительность к недостаткам механической обработки, $[n_2] = 1,5 - 2$ — при расчете на усталость; $[n_3]$ — коэффициент условий работы, учитывающий степень ответственности детали, $[n_3] = 1 - 1,5$.

Таблица 24.26

Предел прочности σ_s и коэффициент состояния поверхности ϵ_n

Показатели	Марка стали				
	10	20	30Л	35Л	45Л
Предел прочности σ_s , МПа	350	400	480	500	550
Коэффициент состояния поверхности ϵ_n	0,86	0,84	0,84	0,84	0,82

Таблица 24.27

Коэффициент влияния абсолютных размеров сечения бандажа ϵ_{σ} на сопротивление усталости

Сталь	Площадь поперечного сечения бандажа $A_{\sigma} \cdot 10^4, \text{ м}^2$									
	3,14	7,065	12,56	19,625	28,26	50,24	78,5	176,6	314	706,6
Углеродистая	0,92	0,88	0,85	0,815	0,79	0,72	0,7	0,66	0,64	0,62
Легированная	0,84	0,78	0,74	0,7	0,68	0,65	0,62	0,59	0,57	0,55

Примеры

24.4.1. Произвести расчет на прочность барабана сушилки, имеющей две опорные станции.

Исходные данные. Барабан не футерован и имеет насадку, наружный диаметр барабана $D_n = 1200$ мм, длина барабана (см. рис. 24.53) $L = 10\,000$ мм, $l = 2050$ мм, $l_2 = 5900$ мм, $l_1 = 900$ мм, коэффициент заполнения барабана материалом $\psi = 0,15$, насыпная плотность обрабатываемого материала $\rho_m = 700$ кг/м³, масса корпуса барабана с насадкой $m_k = 3000$ кг, нагрузка от венцовой шестерни $Q_n = 7500$ Н, материал барабана — ВСт3, допускаемое напряжение $[\sigma] = 10$ МПа.

Решение. Толщина стенки барабана согласно (24.136) $s_b \geq 0,007D_n = 0,007 \cdot 1200 = 8,4$ мм; принимаем $s_b = 10$ мм.

Внутренний диаметр барабана

$$D_b = D_n - 2s_b = 1200 - 2 \cdot 10 = 1180 \text{ мм} = 1,18 \text{ м.}$$

Масса материала, находящегося в сушилке,

$$m_m = \psi \rho_m L \pi D_b^2 / 4 = 0,15 \cdot 700 \cdot 10 \cdot 3,14 \cdot 1,18^2 / 4 = 1148 \text{ кг.}$$

Суммарная масса барабана и материала

$$m = m_k + m_m = 3000 + 1148 = 4148 \text{ кг.}$$

Линейная нагрузка

$$q = mg/L = 4148 \cdot 9,81 / 10 = 4065 \text{ Н/м.}$$

Реакция на опорах согласно (24.142):

$$R_A = qL/2 + Q_n l_1 / l_2 = 4065 \cdot 10 / 2 + 7500 \cdot 0,9 / 5,9 = 21\,469 \text{ Н;}$$

$$R_B = qL/2 + Q_n (l_2 - l_1) / l_2 = 4065 \cdot 10 / 2 + 7500 (5,9 - 0,9) / 5,9 = 26\,680 \text{ Н.}$$

Максимальный изгибающий момент, действующий на барабан согласно (24.143)

$$\begin{aligned} M_{\max} &= qL (2l_2 - L) / 8 + Q_n (l_2 - l_1) l_1 / l_2 = \\ &= 4065 \cdot 10 (2 \cdot 5,9 - 10) / 8 + 7500 (5,9 - 0,9) \cdot 0,9 / 5,9 = 14\,866 \text{ Н} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Момент сопротивления сечения корпуса барабана

$$W = s_b \pi D_{\text{ср}}^2 / 4 = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 1,19^2 / 4 = 1,11 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3,$$

где

$$D_{\text{ср}} = (D_n + D_b) / 2 = (1200 + 1180) / 2 = 1190 \text{ мм} = 1,19 \text{ м.}$$

Напряжение в корпусе барабана

$$\sigma = M_{\max}/W = 14\,866/1,11 \cdot 10^{-2} = 1,34 \cdot 10^6 \text{ Па} = 1,34 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется: $\sigma \leq [\sigma]$ ($1,34 < 10$ МПа).

24.4.2. Произвести расчет барабана сушилки на жесткость (определить прогиб).

Исходные данные. Наружный диаметр барабана $D_n = 1200$ мм, длина барабана $L = 10\,000$ мм, материал корпуса — ВСт3, модуль упругости $E = 1,87 \cdot 10^5$ МПа, масса обрабатываемого материала $m_m = 2500$ кг, масса барабана $m_k = 3000$ кг, допускаемый относительный прогиб барабана без футеровки $[\epsilon] = 1/200$.

Решение. Линейная нагрузка от массы обрабатываемого материала

$$q_1 = gm_m/L = 9,81 \cdot 2500/10 \approx 2500 \text{ Н/м.}$$

Линейная нагрузка от массы барабана

$$q_2 = gm_k/L = 9,81 \cdot 3000/10 = 3000 \text{ Н/м.}$$

Толщина стенки барабана согласно (24.136)

$$s_6 \geq 0,007D_n = 0,007 \cdot 1200 = 8,4 \text{ мм} = 8,4 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

принимаем $s_6 = 10$ мм.

Момент инерции единичного кольца барабана

$$I_x = 1s_6^3/12 = 1(10 \cdot 10^{-3})^3/12 = 83,3 \cdot 10^{-9} \text{ м}^3.$$

Средний диаметр барабана

$$D_{\text{ср}} = D_n - s_6 = 1200 - 10 = 1190 \text{ мм} = 1,19 \text{ м.}$$

Суммарный прогиб от действующих нагрузок согласно (24.146)

$$y_{\max} = \frac{D_{\text{ср}}^3}{8EI_x} (0,04q_1 + 0,002q_2) =$$

$$= \frac{1,19^3}{8 \cdot 1,87 \cdot 10^{11} \cdot 83,3 \cdot 10^{-9}} (0,04 \cdot 2500 + 0,002 \cdot 3000) = 0,143 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Относительный прогиб согласно (24.147)

$$\epsilon = y_{\max}/D_{\text{ср}} = 0,143 \cdot 10^{-2}/1,19 = 0,0012 = 1/833.$$

Условие жесткости выполнено: $\epsilon \leq [\epsilon]$ ($1/833 < 1/200$).

24.4.3. Определить геометрические размеры бандажа, свободно надетого на корпус сушилки, из условия его работы на изгиб и контактную прочность.

Исходные данные. Наружный диаметр барабана $D_n = 1200$ мм, число башмаков $n_6 = 8$, реакция опоры $R_{\text{оп}} = 50$ кН, диаметр опорного ролика $d_p = 300$ мм, угол между опорными роликами $j = 30^\circ$, материал бандажа и роликов — сталь 45Л, модуль упругости $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma]_{\text{изг}} = 50$ МПа, допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_k = 500$ МПа.

Решение. Реакция опорного ролика

$$R_p = R_{\text{оп}}/(2 \cos j) = 50/(2 \cos 30^\circ) = 28,9 \text{ кН} = 28,9 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Угол между башмаками $j_1 = 2 \rho/n_6 = 2 \cdot 180^\circ/8 = 45^\circ$.

Число башмаков в одном квадранте $n_{61} = (n_6 - 2)/4 = (8 - 2)/4 = 1,5$; принимаем $n_{61} = 2$.

Сила, действующая на самый нижний башмак, по формуле (24.150)

$$Q_0 = 4R_{оп}/n_0 = 4 \cdot 50/8 = 25 \text{ кН.}$$

Силы, действующие на башмаки, по формуле (24.151):

$$Q_1 = Q_0 \cos f_1 = 25 \cos 45^\circ = 17,7 \text{ кН}; \quad Q_2 = Q_0 \cos (2f_1) = 25 \cos 90^\circ = 0.$$

Расчетные углы для определения пар сил:

$$Q_0; \theta_0 = 180^\circ; \sin 180^\circ = 0; \cos 180^\circ = -1;$$

$$Q_1; \theta_1 = 135^\circ; \sin 135^\circ = 0,7; \cos 135^\circ = -0,7;$$

$$Q_2; \theta_2 = 90^\circ; \sin 90^\circ = 1; \cos 90^\circ = 0;$$

$$\beta = 150^\circ; \operatorname{tg} 150^\circ = -0,57; \cos 150^\circ = -0,866.$$

Средний радиус бандажа при $D_{ср.б} = 1,2 D_n = 1,2 \cdot 1200 = 1440 \text{ мм.}$

$$R_{ср} = D_{ср.б}/2 = 1440/2 = 720 \text{ мм} = 0,72 \text{ м.}$$

Изгибающий момент в местах приложения сил по формуле (24.156)

$$M_{00} = -\frac{Q_0 R_{ср}}{2\pi} [1 + 1/\cos \beta - (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -\frac{25 \cdot 0,72}{2 \cdot 3,14} [1 + 1/\cos 150^\circ - (3,14 - 2,61) \operatorname{tg} 150^\circ] = -0,45 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{01} = -\frac{Q_1 R_{ср}}{\pi} [1 - \cos \theta_1 / \cos \beta - (\pi - \theta_1) \sin \theta_1 + (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -\frac{17,7 \cdot 0,72}{3,14} [1 - \cos 135^\circ / \cos 150^\circ - (3,14 - 2,355) \sin 135^\circ +$$

$$+ (3,14 - 2,61) \cos 135^\circ \operatorname{tg} 150^\circ] = 0,63 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Суммарный изгибающий момент в ключевом сечении

$$M_0 = M_{00} + M_{01} = -0,45 + 0,63 = 0,18 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Нормальное усилие по формуле (24.159) $N_0 = N_{00} + N_{01}$, где

$$N_{00} = -(Q_0/2\pi) (\pi - \beta) \operatorname{tg} \beta = (25/2 \cdot 3,14) (3,14 - 2,61) 0,57 = 1,18 \text{ кН};$$

$$N_{01} = -(Q_1/\pi) [(\pi - \theta_1) \sin \theta_1 - (\pi - \beta) \cos \theta_1 \operatorname{tg} \beta] =$$

$$= -(17,7/3,14) [(3,14 - 2,355) 0,7 - (3,14 - 2,61) 0,7 \cdot 0,57] = -1,92 \text{ кН.}$$

Тогда $N_0 = 1,18 - 1,92 = -0,74 \text{ кН.}$

Значения изгибающих моментов, действующих на бандаж, рассчитанные по формулам (24.160) и (24.161), сведены в табл. 24.28, а эпюра изгибающих моментов в бандаже представлена на рис. 24.57.

Ширина бандажа по формуле (24.165) при $D_{н.б} > D_{ср.б}$ ($D_{н.б} = 1,5 \text{ м}$)

$$b = 0,59^2 \frac{R_p E_1 E_2^2 (D_{н.б} + d_p)}{[\sigma_n]^2 (E_1 + E_2) D_{н.б} d_p} =$$

$$= 0,59^2 \frac{28,9 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 (1,5 + 0,3)}{500^2 (2 \cdot 10^8 + 2 \cdot 10^8) 1,5 \cdot 0,3} = 0,032 \text{ м} = 32 \text{ мм.}$$

Высота сечения бандажа по формуле (24.167)

№	М	М	М
1	0,18	0,18	0,18
2	0,18	0,18	0,18
3	0,18	0,18	0,18
4	0,18	0,18	0,18
5	0,18	0,18	0,18
6	0,18	0,18	0,18
7	0,18	0,18	0,18
8	0,18	0,18	0,18
9	0,18	0,18	0,18
10	0,18	0,18	0,18
11	0,18	0,18	0,18
12	0,18	0,18	0,18
13	0,18	0,18	0,18
14	0,18	0,18	0,18
15	0,18	0,18	0,18
16	0,18	0,18	0,18
17	0,18	0,18	0,18
18	0,18	0,18	0,18
19	0,18	0,18	0,18
20	0,18	0,18	0,18

$$h_6 = \sqrt{6M_{\max 6}/(b [\sigma]_{из})} = \sqrt{6 \cdot 2,71 \cdot 10^3 / (0,032 \cdot 50 \cdot 10^6)} = 0,1 \text{ м.}$$

24.4.4. Определить перепад температур по высоте сечения бандажа, изготовленного из стали 35Л. Исходные данные. Температура корпуса под бандажом $t_k = 330^\circ\text{C}$, сечения бандажа: $h_6 = 0,4 \text{ м}$, $b = 1 \text{ м}$, высота подкладок $h_n = 0,09 \text{ м}$, радиальный зазор между бандажом и подкладками $\delta_3 = 0,001 \text{ м}$, коэффициент теплопроводности: стали бандажа $\lambda_b = 50,66 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$, стали подкладок $\lambda_n = 52,3 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$, воздуха $\lambda_v = 0,025 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$, коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности бандажа в окружающую среду $\alpha_6 = 12 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$.

Решение. Эквивалентное термическое сопротивление из выражения (24.180)

$$\begin{aligned} \frac{1}{\Phi_{экив}} &= \frac{0,35}{h_n/\lambda_n} + \frac{0,45}{h_n/\lambda_v} + \frac{0,2}{h_n/\lambda_n + \delta_3/\lambda_v} = \\ &= \frac{0,35}{0,09/52,3} + \frac{0,45}{0,09/0,025} + \frac{0,2}{0,09/52,3 + 0,001/0,025} = 210,925 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}. \end{aligned}$$

Тогда $\Phi_{экив} = 1/210,925 = 0,0047 \text{ м}^2\cdot^\circ\text{C/Вт}$.

Симплекс

$$\omega = \sqrt{2\alpha_6/(\lambda_b b)} = \sqrt{2 \cdot 12 / (50,66 \cdot 1)} = 0,6883 \text{ м}^{-1}.$$

Температура внутренней поверхности бандажа

$$\begin{aligned} t_6^{вн} &= \frac{t_k [1 + \text{th}(\omega h_6) \alpha_6 / (\omega \lambda_6)]}{\alpha_6 \Phi_{экив} [1 + \text{th}(\omega h_6) \lambda_6 \omega / \alpha_6] + [1 + \text{th}(\omega h_6) \alpha_6 / (\omega \lambda_6)]} = \\ &= \frac{330 [1 + 0,272 \cdot 12 / (0,6883 \cdot 50,66)]}{12 \cdot 0,0047 [1 + 0,272 \cdot 50,66 \cdot 0,6883 / 12] + [1 + 0,272 \cdot 12 / (0,6883 \cdot 50,66)]} = 302^\circ\text{C}, \end{aligned}$$

где

$$\text{th}(\omega h_6) = \text{th}(0,6883 \cdot 0,4) = 0,272;$$

$$\text{ch}(\omega h_6) = \text{ch}(0,6883 \cdot 0,4) = 1,04;$$

$$\text{sh}(\omega h_6) = \text{sh}(0,6883 \cdot 0,4) = 0,285.$$

Температура наружной поверхности бандажа

$$t_6^{н} = \frac{t_6^{вн}}{\text{ch}(\omega h_6) + \alpha_6 \text{sh}(\omega h_6) / (\omega \lambda_6)} = \frac{302}{1,04 + 12 \cdot 0,285 / (0,6883 \cdot 50,66)} = 265^\circ\text{C}.$$

Перепад температур в бандаже

$$\Delta t_6 = t_6^{вн} - t_6^{н} = 302 - 265 = 37^\circ\text{C}.$$

Таблица 24.28
Значения изгибающих моментов
в бандаже

β, \dots°	$M/2,$ кН·м	β, \dots°	$M/2,$ кН·м
0	0,180	135	-1,08
20	0,135	140	0,03
45	-0,042	150	2,24
60	-0,190	170	-1,09
90	-0,056	180	-2,71

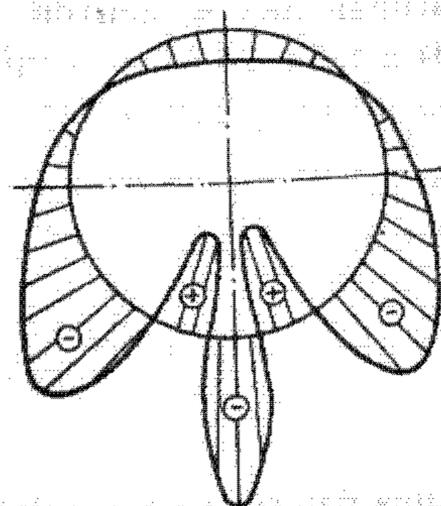


Рис. 24.57. Эпюра изгибающих моментов в бандаже

24.4.5. Произвести расчет температурных напряжений и определить запас выносливости n_{min} в сечении $j_2 = 180^\circ$ бандажа барабанного аппарата.

Исходные данные. Наружный диаметр бандажа $D_{\text{н.б}} = 2730$ мм, высота бандажа $h = 140$ мм, ширина бандажа $b = 200$ мм, изгибающий момент сечения бандажа в месте установки опор $M_{j_2=150} = -3,35 \cdot 10^4$ Н·м, изгибающий момент (в сечении $j_2 = 180^\circ$) $M_{j_2=180} = 1,34 \cdot 10^4$ Н·м, материал бандажа — сталь 35Л, коэффициент линейного расширения $\alpha_t = 11,9 \cdot 10^{-6}$ 1/°С, модуль упругости $E = 2,01 \cdot 10^5$ МПа, перепад температур в бандаже $\Delta t_{\text{б}} = 57^\circ\text{C}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, предел выносливости $\sigma_{-1} = 200$ МПа.

Решение. Внутренний диаметр бандажа

$$D_{\text{в.б}} = D_{\text{н.б}} - 2h = 2730 - 2 \cdot 140 = 2450 \text{ мм} = 2,45 \text{ м.}$$

Момент сопротивления бандажа

$$W_{\text{б}} = bh_{\text{б}}^2/6 = 0,2 \cdot 0,14^2/6 = 0,65 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

Максимальное напряжение в сечении бандажа под опорой ($j_2=150^\circ$):
на наружной поверхности

$$\sigma_{j_2=150}^{\text{н}} = M_{j_2=150}/W_{\text{б}} = -3,35 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = -515 \cdot 10^5 \text{ Па} = -51,5 \text{ МПа};$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{j_2=150}^{\text{в}} = -M_{j_2=150}/W_{\text{б}} = 3,35 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = 515 \cdot 10^5 \text{ Па} = 51,5 \text{ МПа.}$$

Максимальное напряжение в сечении $j_2 = 180^\circ$:
на наружной поверхности

$$\sigma_{j_2=180}^{\text{н}} = M_{j_2=180}/W_{\text{б}} = 1,34 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = 206 \cdot 10^5 \text{ Па} = 20,6 \text{ МПа};$$

на внутренней поверхности

$$\sigma_{j_2=180}^{\text{в}} = -M_{j_2=180}/W_{\text{б}} = -1,34 \cdot 10^4/0,65 \cdot 10^{-3} = -206 \cdot 10^5 \text{ Па} = -20,6 \text{ МПа.}$$

Напряжение в бандаже от температурного перепада:
на наружной поверхности по формуле (24.176)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{тн}} &= \frac{\alpha_t E \Delta t_{\text{б}}}{2(1-\mu)} \left[1/\ln(D_{\text{н.б}}/D_{\text{в.б}}) - 2D_{\text{в.б}}^2/(D_{\text{н.б}}^2 - D_{\text{в.б}}^2) \right] = \\ &= \frac{11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,01 \cdot 10^{11} \cdot 57}{2(1-0,3)} \left[1/\ln(2,73/2,45) - 2 \cdot 2,45^2/(2,73^2 - 2,45^2) \right] = \\ &= 939 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = 93,9 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

на внутренней поверхности по формуле (24.177)

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{тв}} &= \frac{\alpha_t E \Delta t_{\text{б}}}{2(1-\mu)} \left[1/\ln(D_{\text{н.б}}/D_{\text{в.б}}) - 2D_{\text{н.б}}^2/(D_{\text{н.б}}^2 - D_{\text{в.б}}^2) \right] = \\ &= \frac{11,9 \cdot 10^{-6} \cdot 2,01 \cdot 10^{11} \cdot 57}{2(1-0,3)} \left[1/\ln(2,73/2,45) - 2 \cdot 2,73^2/(2,73^2 - 2,45^2) \right] = \\ &= -1008,9 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2 = -100,89 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Напряжения на наружной поверхности бандажа согласно (24.181)—(24.185):
максимальное

$$\sigma_{\text{max}}^{\text{н}} = \sigma_{\text{тн}} + \sigma_{j_2=180}^{\text{н}} = 93,9 + 20,6 = 114,5 \text{ МПа};$$

минимальное

$$\sigma_{\min}^H = \sigma_{tH} + \sigma_{/2=150}^H = 93,9 - 51,5 = 42,4 \text{ МПа};$$

среднее

$$\sigma_m^H = (\sigma_{\max}^H + \sigma_{\min}^H)/2 = (114,5 + 42,4)/2 = 78,45 \text{ МПа};$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^H = (\sigma_{\max}^H - \sigma_{\min}^H)/2 = (114,5 - 42,4)/2 = 36,05 \text{ МПа}.$$

Напряжение на внутренней поверхности бандажа по формулам (24.186)—(24.189):

минимальное

$$\sigma_{\min}^B = \sigma_{tB} + \sigma_{/2=180}^B = -100,89 - 20,6 = -121,49 \text{ МПа};$$

максимальное

$$\sigma_{\max}^B = \sigma_{tB} + \sigma_{/2=150}^B = -100,89 + 51,5 = -49,39 \text{ МПа};$$

среднее

$$\sigma_m^B = (\sigma_{\max}^B + \sigma_{\min}^B)/2 = (-49,39 - 121,49)/2 = 85,44 \text{ МПа};$$

амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a^B = (\sigma_{\max}^B - \sigma_{\min}^B)/2 = (-49,39 + 121,49)/2 = 36,05 \text{ МПа}.$$

Коэффициент концентрации напряжений стыков швов с полным проваром для стали 35Л, из которой изготовлен бандаж, $K_\sigma = 1,2$.

Коэффициент чувствительности материала бандажа к асимметрии цикла принимаем $\psi_\sigma = 0,1$.

Коэффициент состояния поверхности для стали 35Л согласно табл. 24.26 $\epsilon_\sigma = 0,84$.

Коэффициент влияния размеров поперечного сечения бандажа на сопротивление усталости принимаем согласно табл. 24.27 $\epsilon_n = 0,644$.

Коэффициент запаса прочности:

на наружной поверхности

$$n_{\min}^H = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^H K_\sigma / (\epsilon_\sigma \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m^H} = \frac{200}{36,05 \cdot 1,2 / (0,644 \cdot 0,84) + 0,1 \cdot 78,45} = 2,278;$$

на внутренней поверхности

$$n_{\min}^B = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a^B K_\sigma / (\epsilon_\sigma \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m^B} = \frac{200}{36,05 \cdot 1,2 / (0,644 \cdot 0,84) + 0,1 \cdot 85,44} = 2,259.$$

Нормативный коэффициент запаса прочности по формуле (24.193)

$$[n_{\min}] = [n_1] [n_2] [n_3] = 1,3 \cdot 1,5 \cdot 1,3 = 2,53,$$

где $[n_1] = 1,3$ — при средней точности определения нагрузок и напряжений; $[n_2] = 1,5$ — нижнее значение коэффициента, учитывающего неоднородность материала бандажа — сталь 35Л; $[n_3] = 1,3$ — при средней степени ответственности детали. Так как условие (24.192) выполняется: $n_{\min}^H < [n_{\min}]$ ($2,278 < 2,53$) и $n_{\min}^B < [n_{\min}]$ ($2,259 < 2,53$), то выносливость бандажа при заданных нагрузках обеспечена.

24.5. Механические перемешивающие устройства

24.5.1. Мешалки

Мешалки являются одним из основных элементов аппарата для перемешивания жидких сред. Они предназначены для передачи механической энергии от динамических элементов аппарата к перемешиваемой среде. ГОСТ 20680—75 регламентирует 12 типов мешалок. Каждый тип мешалки имеет обозначение, указанное цифрами в скобках: трехлопастная с углом наклона лопасти $\alpha = 24^\circ$ (01); винтовая (02); турбинная открытая (03); турбинная закрытая (04); шестилопастная, с углом наклона лопасти $\alpha = 45^\circ$ (05); клетьевая (06); лопастная (07); шнековая (08); якорная (09); рамная (10); ленточная (11); ленточная со скребками (12).

Все мешалки условно могут быть разделены на быстроходные и тихоходные. Под *быстроходными* понимаются мешалки, используемые для перемешивания жидких сред преимущественно при турбулентном и переходном режимах движения жидкости; под *тихоходными* — при ламинарном режиме движения жидкости.

Быстроходные и тихоходные мешалки обычно применяются в аппаратах, симплекс геометрического подобия которых $\Gamma_D = D/d_M$ соответственно определяется неравенствами: $2,0 \leq \Gamma_D \leq 8,0$ и $1,04 \leq \Gamma_D \leq 2,0$.

Мешалки обычно устанавливаются по оси аппарата на расстоянии h_{M2} от его дна.

Для быстроходных мешалок

$$0,4 \leq h_{M2}/d_M \leq 1,0.$$

Максимальное расстояние от дна аппарата составляет $h_{M2} = 0,5H$, где H — высота уровня жидкости в аппарате.

Для тихоходных мешалок

$$h_{M2}/d_M = (0,5 - 5,0)(\Gamma_D - 1,0).$$

Максимальное расстояние от дна аппарата составляет $h_{M2} = 0,25D$.

Быстроходные мешалки могут быть также использованы и в виде многорядных перемешивающих устройств, когда на одном и том же валу устанавливаются две, три, четыре и более одинаковых мешалок. При этом минимальное расстояние между двумя соседними мешалками не должно быть меньше их диаметра d_M ; минимальная высота H в случае установки двух мешалок на валу должна выбираться из соотношения $H \geq 1,3D$.

В табл. 24.29 приведены конструкции быстроходных мешалок по ГОСТ 20680—75 и ОСТ 26-01-1245—75.

Быстроходные мешалки могут использоваться в гладкостенных аппаратах, а также в аппаратах, оборудованных различными внутренними устройствами. Помимо этого, мешалки с наклонными лопастями могут использоваться в аппаратах с циркуляционной трубой.

Трехлопастная мешалка (рис. 24.58) представляет собой конструкцию, состоящую из втулки с внутренним диаметром d , к наружному диаметру $d_{вн}$ которой

приварены три плоские лопасти под углом 24° к плоскости вращения мешалки. Ширина b лопастей мешалки выбирается равной $0,2 d_M$.

Винтовая мешалка с постоянным шагом *винтовой линии* (рис. 24.59) представляет собой втулку с наружным диаметром $d_{вн}$ и внутренним диаметром d . К наружной поверхности втулки под углом 120° одна к другой приварены три плоские лопасти шириной b . При этом угол наклона β лопастей на диаметре $d_{вн}$, больше угла наклона α на диаметре d_M , причем $\text{tg } \beta = \text{tg } \alpha (d_M/d_{вн})$, а $\text{tg } \alpha = p/\pi$. От диаметра $d_{вн}$ до диаметра d_M угол β изменяется при сохранении равенства $p = \text{const}$.

Диаметр d_M винтовой мешалки выбирается из ряда: 50, 75, 100, 150, 180, 200, 225, 250, 300, 325 и 350 мм. Отраслевой стандарт ограничивает этот ряд максимальным диаметром $d_M = 250$ мм.

Мешалки из этого ряда имеют $p = 0,6; 0,8; 1,0$ и $1,2$ и втулочное отношение $d_{вн}/d_M = 0,4$. Возможно также использование мешалок с втулочным отношением 0,3.

Винтовая мешалка с крыловидным профилем лопасти представляет собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним d и наружным диаметром $d_{вн}$, заодно с которой отлиты три лопасти сложной пространственной крыловидной формы (рис. 24.60). Мешалка имеет переменный по радиусу шаг, однако этот шаг на внешнем ее диаметре равен единице.

Винтовая мешалка с постоянной толщиной лопасти представляет собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним d и с наружным $d_{вн}$ диаметром, к периферии которой приварены три лопасти постоянной толщины (рис. 24.61).

Лопастей винтовой мешалки имеют форму лопестка с размерами, определяемыми по выражениям: $h = 0,22 d_M$; $R = 0,4 d_M$; $R_1 = 0,064 d_M$.

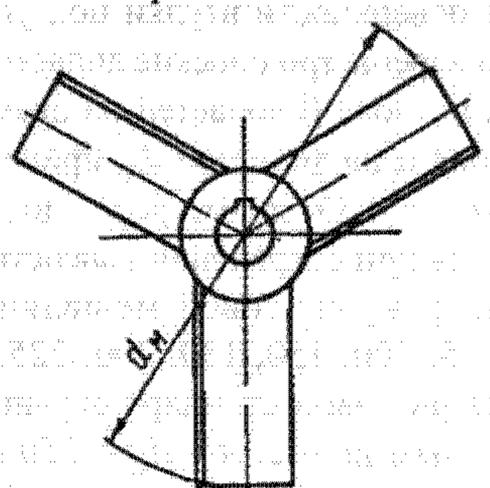
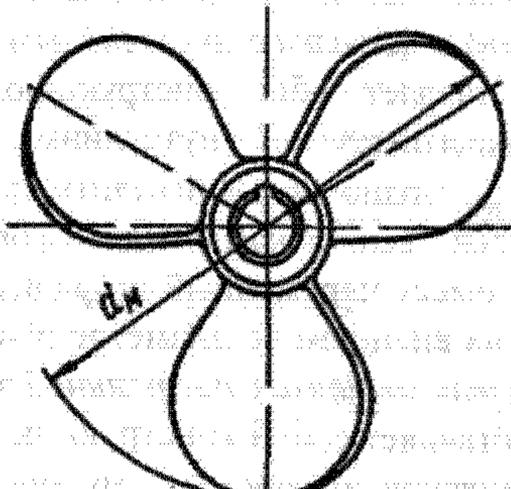
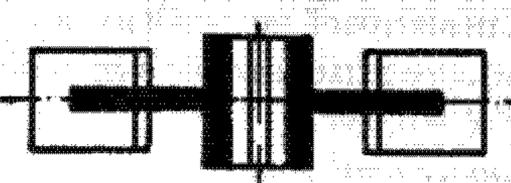
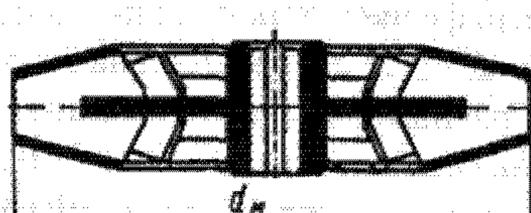
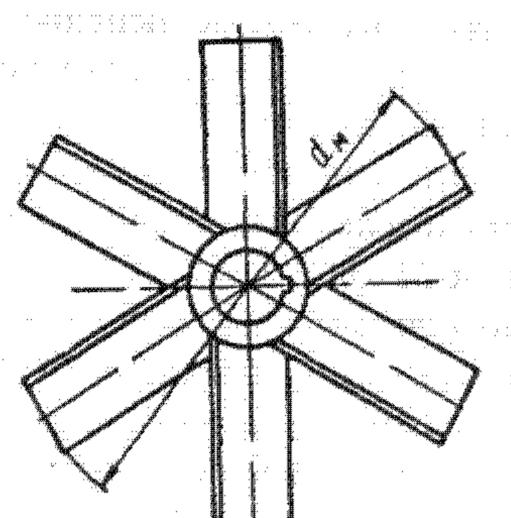
Турбинные открытые мешалки (рис. 24.62) представляют собой конструкцию, состоящую из цилиндрической втулки с внутренним d и наружным $d_{вн}$ диаметрами, на периферии которой установлен кольцевой диск диаметром $d_2 = 0,75 d_M$, несущий на себе шесть плоских лопастей, равномерно расположенных по его окружности. Длина каждой лопасти равна $l = 0,25 d_M$. Внутренний диаметр расположения лопастей равен $d_1 = 0,5 d_M$. Высота лопасти равна $b = 0,2 d_M$.

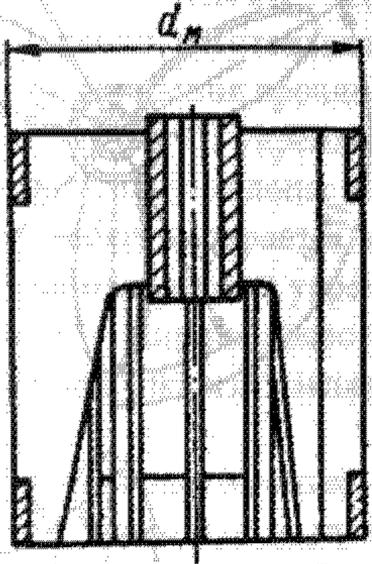
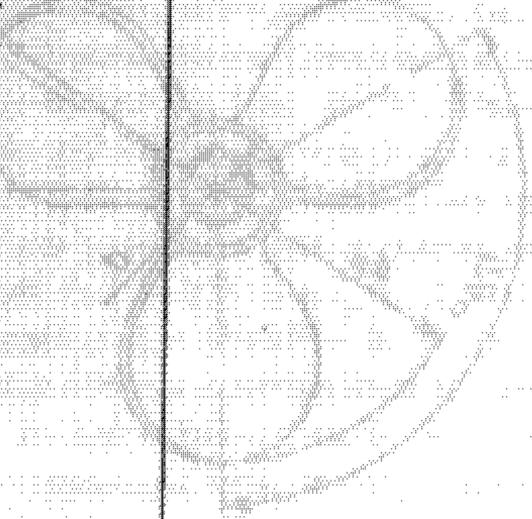
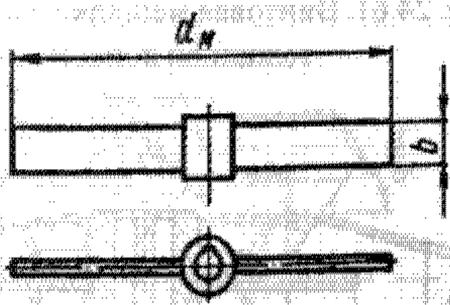
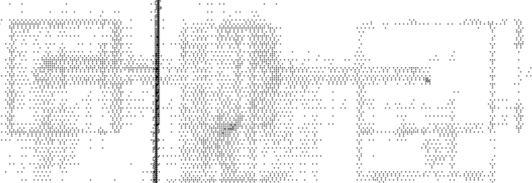
Открытые турбинные мешалки выпускаются в двух исполнениях: неразъемные (исполнение 1) — на весь диапазон диаметров; разъемные (исполнение 2) — на диаметры 450—1400 мм.

Турбинные закрытые мешалки в отличие от открытых имеют плоские лопасти конической формы с углом при вершине $22^\circ 30'$. Лопасти с обеих сторон закрыты коническими дисками (рис. 24.63). Размеры d_1 , d_2 и l для закрытых мешалок определяются по тем же формулам, что и для открытых, при этом $l_1 = l_2 = l$.

Закрытая турбинная мешалка может быть использована для подачи газа в перемешиваемую жидкость. В этом случае ее обычно монтируют в центральной всасывающей трубе, имеющей на нижнем конце коничес-

Быстроходные мешалки

Обозначение	Конструкция мешалки	Диаметр мешалки d_m , мм	
		по ГОСТ 20680—75	по ОСТ 26-01-1245—75
01	<p>Трехлопастная</p> 		От 80 до 1250 соответствует ГОСТ 20680—75, далее применяются только 1320 и 1400
02	<p>Винтовая</p> 	<p>80; 100; 125; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500</p>	Не применяется. Заменяется трехлопастной
03	<p>Турбинная открытая</p> 		От 80 до 1250 соответствует ГОСТ 20680—75, далее применяются только 1320 и 1400
04	<p>Турбинная закрытая</p> 		
05	<p>Шестилопастная</p> 		От 100 до 1250 соответствует ГОСТ 20680—75, далее применяются только 1320 и 1400

Обозначение	Конструкция мешалки	Диаметр мешалки d_M , мм	
		по ГОСТ 20680—75	по ОСТ 26-01-1245—75
06	<p>Клетьевая</p> 	<p>80; 100; 125; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500</p>	<p>От 80 до 1250 соответствует ГОСТ 20680—75</p> 
07	<p>Лопастная</p> 	<p>Весь указанный выше ряд и далее 2800, 3150, 3550</p>	<p>От 125 до 2240 соответствует ГОСТ 20680—75</p> 

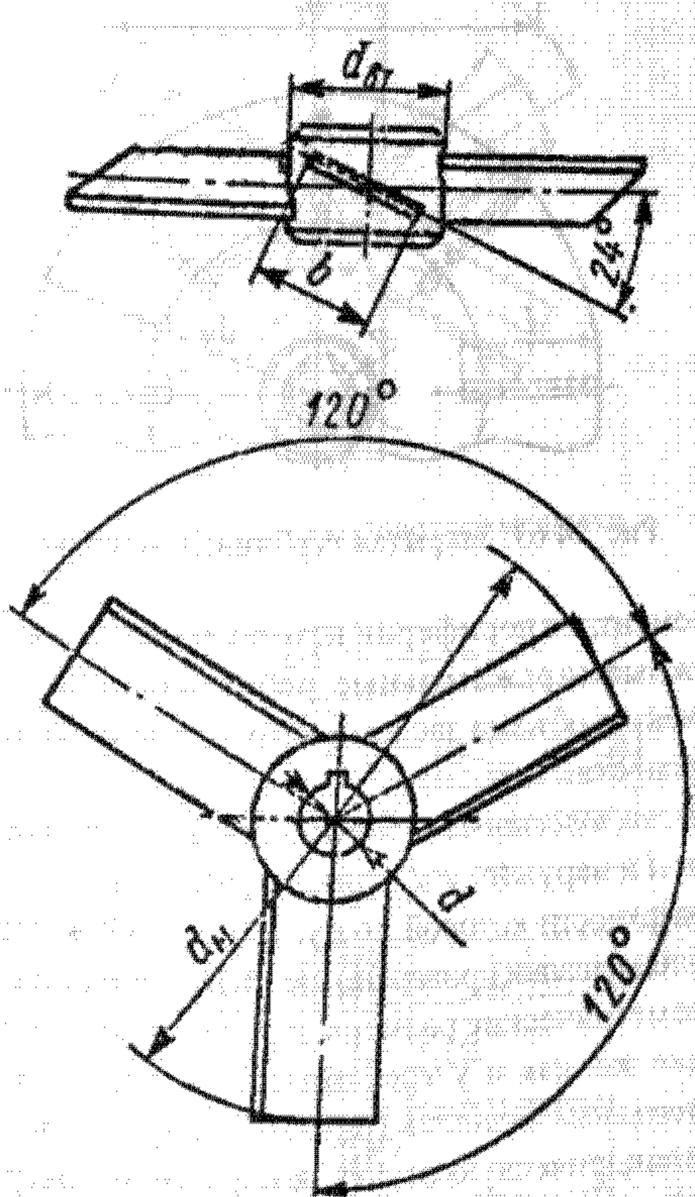


Рис. 24.58. Трехлопастная мешалка

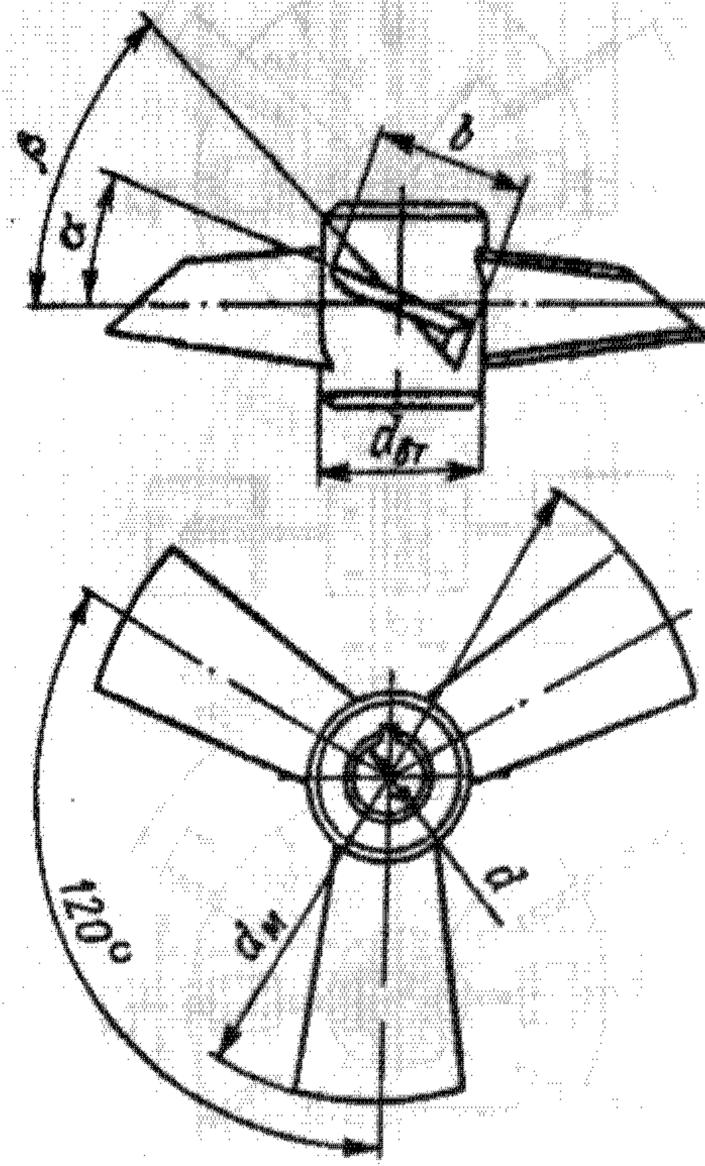


Рис. 24.59. Винтовая мешалка с постоянным шагом винтовой линии

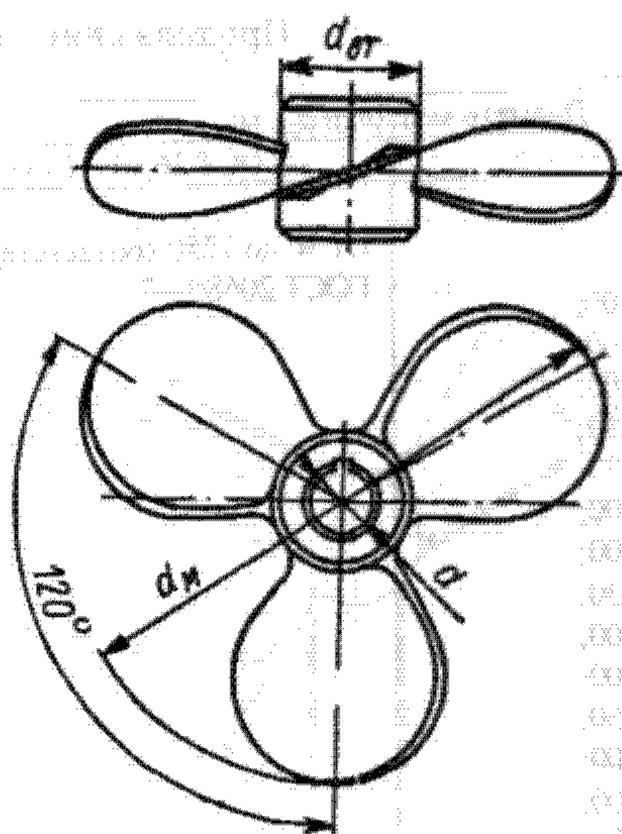


Рис. 24.60. Литая винтовая мешалка с профилем крыловидной формы

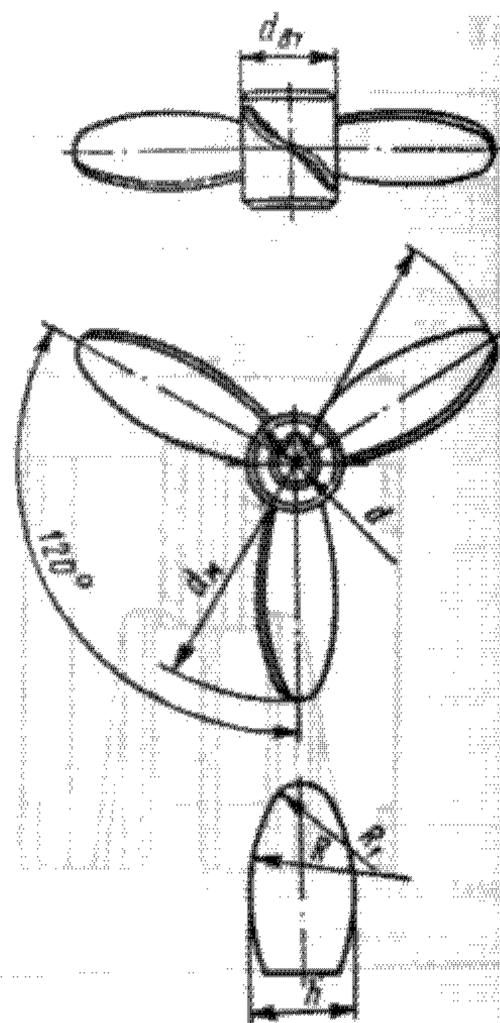


Рис. 24.61. Винтовая мешалка с постоянной толщиной лопасти

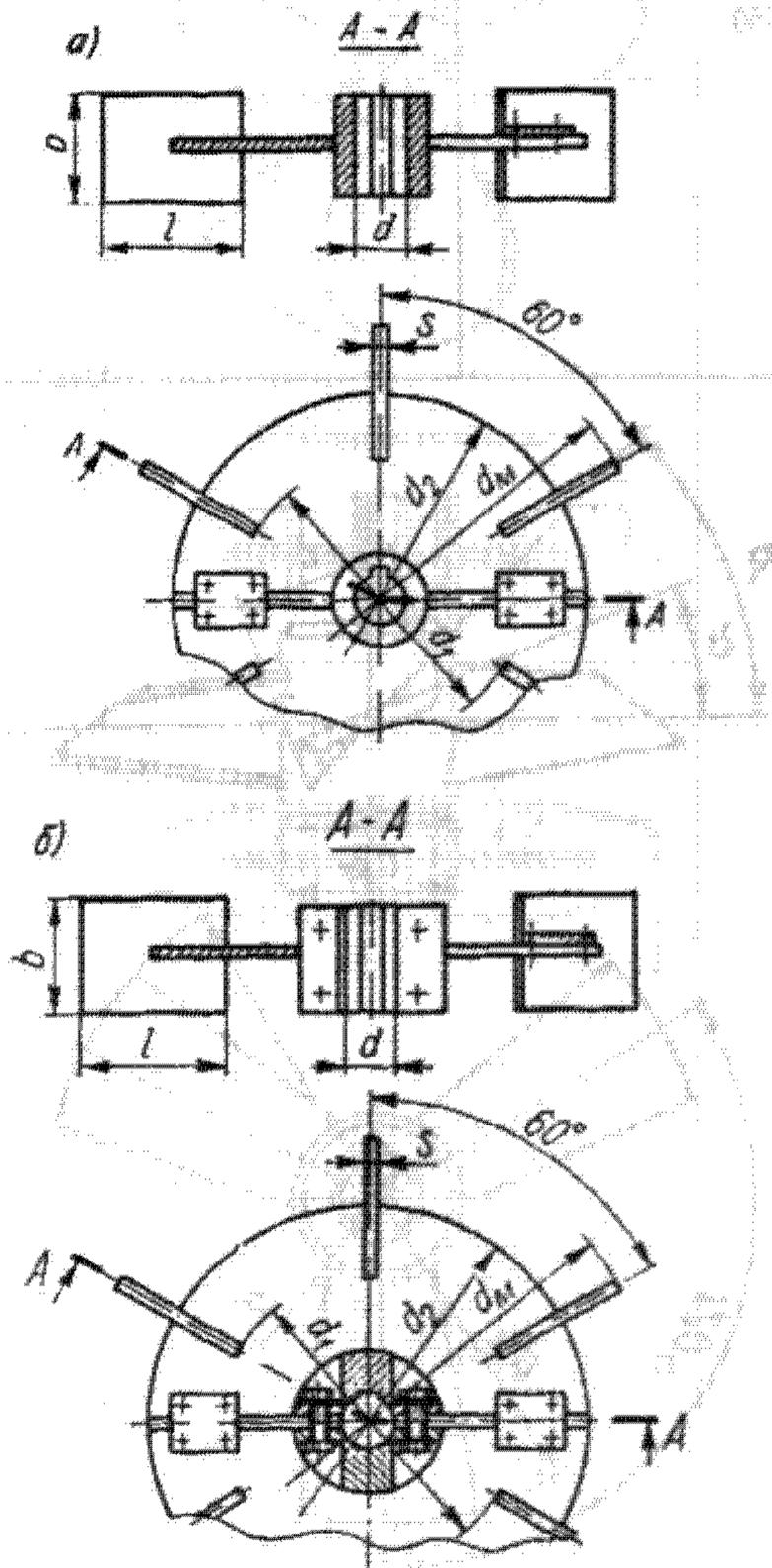


Рис. 24.62. Открытая турбинная мешалка: а — неразъемная; б — разъемная

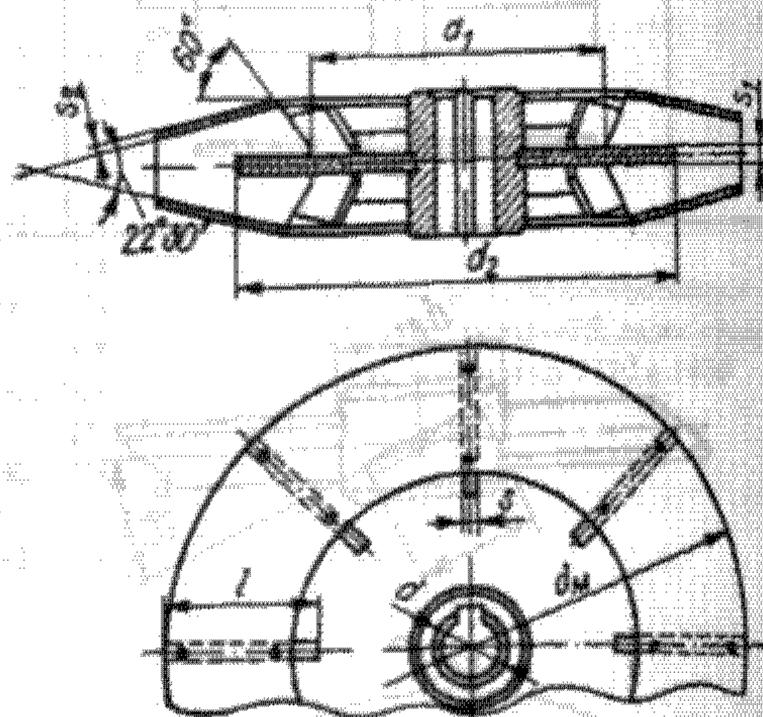


Рис. 24.63. Закрытая турбинная мешалка

кий элемент, на периферии которого расположены неподвижные отрагательные ребра, способствующие увеличению объема засасываемого газа и степени его дисперсности.

Шестилопастные мешалки состоят из втулки с внутренним d и наружным $d_{н\tau}$ диаметрами, к цилиндрической поверхности которой под углом $\alpha = 45^\circ$ к плоскости вращения мешалки приварено шесть лопастей (рис. 24.64).

Геометрические размеры шестилопастной мешалки такие же, как и у трехлопастной мешалки.

Клетьевые мешалки (рис. 24.65) представляют собой цилиндрическую втулку, к наружной поверхности которой приварены четыре фигурные лопасти 4, скрепленные бандажами 1 и 3. К внутренней поверхности бандажей приварены две плоские лопасти 2, расположен-

ные равномерно по окружности между фигурными лопастями.

Лопастные мешалки (рис. 24.66) состоят из втулки, к цилиндрической поверхности которой под углом 90° к плоскости ее вращения приварены две плоские лопасти. Мешалки изготавливаются неразъемными и разъемными. Весь ряд мешалок, начиная с $d_M = 80$ мм и кончая $d_M = 2240$ мм включительно, изготавливается неразъемным. При этом для сохранения прочности, начиная с $d_M = 710$ мм, мешалки имеют укрепляющие ребра, толщина которых равна толщине лопастей мешалки s . Длина укрепляющих ребер выбирается из соотношения $l_p = 0,63 d_M$; суммарная ширина укрепляющих ребер $b_p = 1,56 b$, где b — ширина лопасти, $b = 0,1 d_M$. Разъемные лопастные мешалки изготавливают начиная с $d_M = 710$ мм.

Лопастные эмалированные мешалки представляют собой конструкцию, состоящую из вала и полых лопастей, приваренных к валу таким образом, чтобы внутренние полости этих лопастей сообщались между собой. Все поверхности вала и лопастей покрывают

стеклоэмалью. Лопастные эмалированные мешалки показаны на рис. 24.67—24.69.

Эмалированные мешалки могут устанавливаться в гладкостенных эмалированных аппаратах или в аппаратах с отражательными перегородками. Эмалированные отражательные перегородки представляют собой четыре плоские трубы, закрепленные на патрубках в крышке аппарата. Отражательные перегородки могут быть заменены на отражатели (рис. 24.70), которые также представляют собой цилиндрическую полую трубу диаметром d_3 , перпендикулярно поверхности которой приварены две плоские лопасти шириной b_3 . При этом $d_3 \approx 0,05 D$, $b_3 \approx 0,07 D$ и $l_3 \approx 0,175 D$. Зазор δ_3 выбирают равным $\delta_3 = (0,025 - 0,125) D$.

В аппарате обычно используются три или четыре отражателя, так как в этом случае асимметрия потока жидкости и радиальная сила, действующая на вал мешалки, будут минимальными.

Высота лопасти двухлопастной эмалированной мешалки составляет $b = 0,1 d_M$, трехлопастной $b = 0,122 d_M$, двухлопастной ($\alpha = 45^\circ$) $b = 0,14 d_M$.

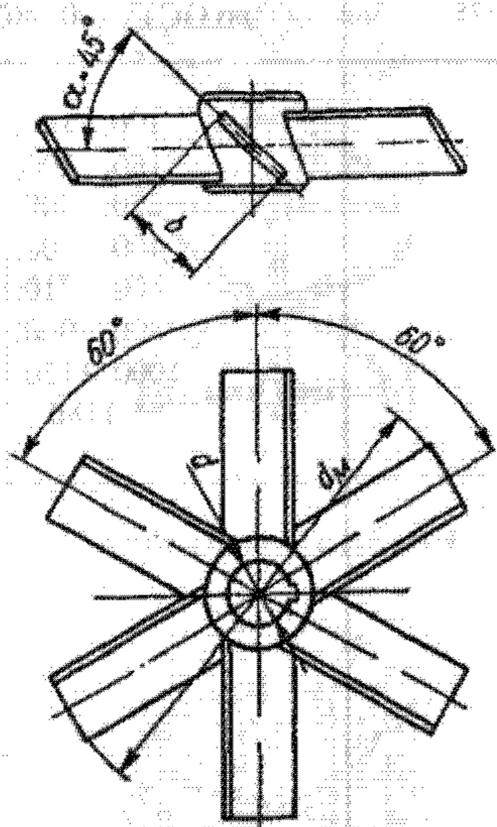


Рис. 24.64. Шестилопастная мешалка

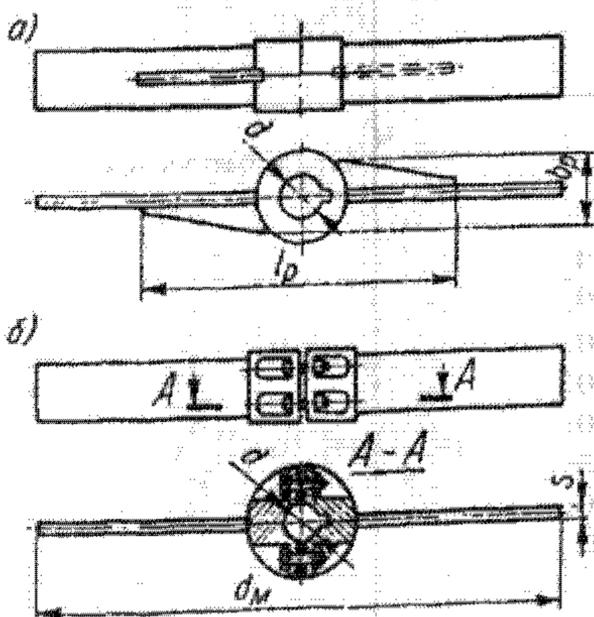


Рис. 24.66. Лопастная мешалка: а — неразъемная; б — разъемная

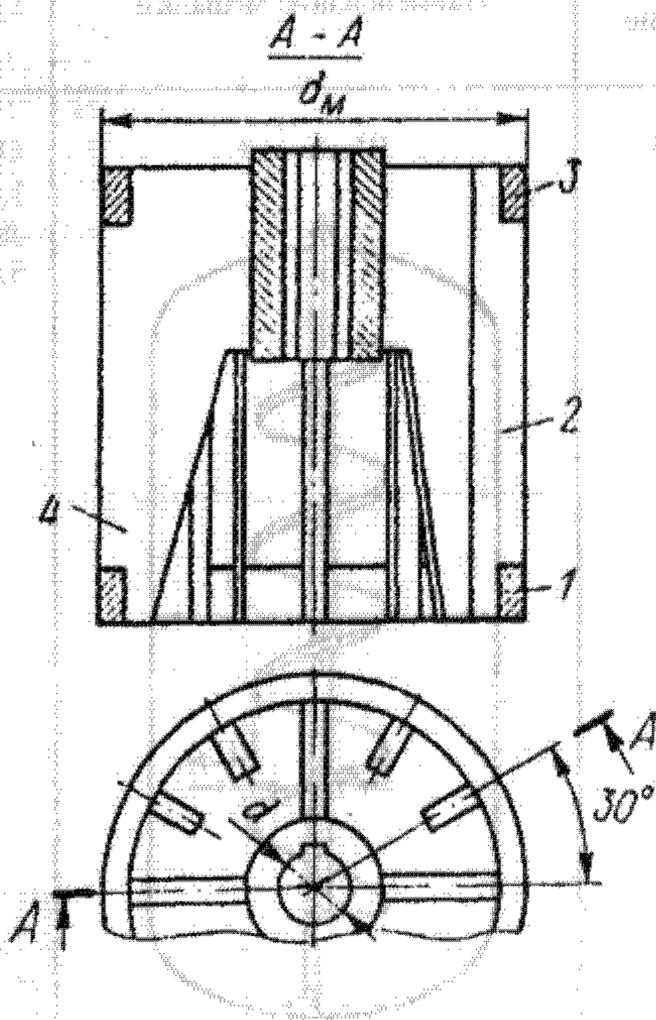


Рис. 24.65. Клетьевая мешалка

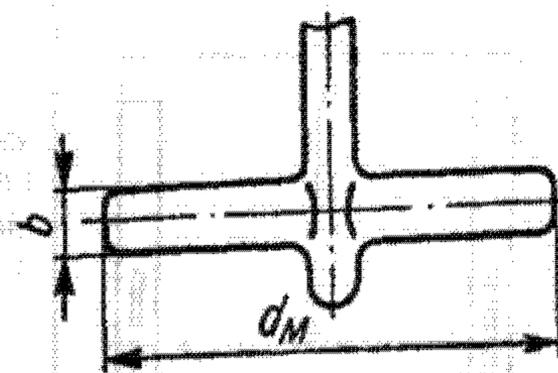


Рис. 24.67. Двухлопастная эмалированная мешалка

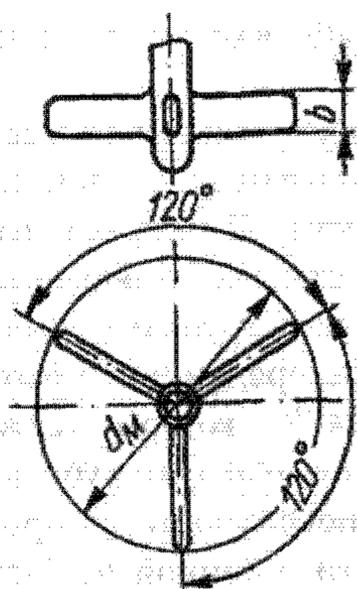


Рис. 24.68. Трехлопастная эмалированная мешалка

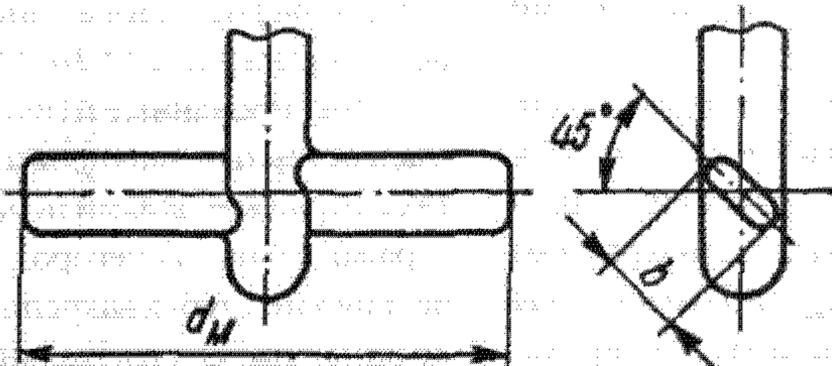


Рис. 24.69. Двухлопастная эмалированная мешалка с углом наклона лопасти $\alpha = 45^\circ$

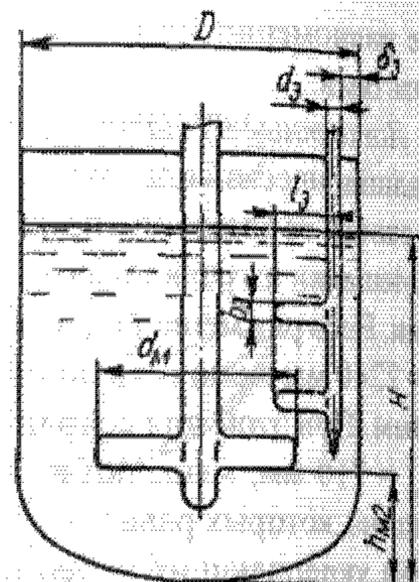
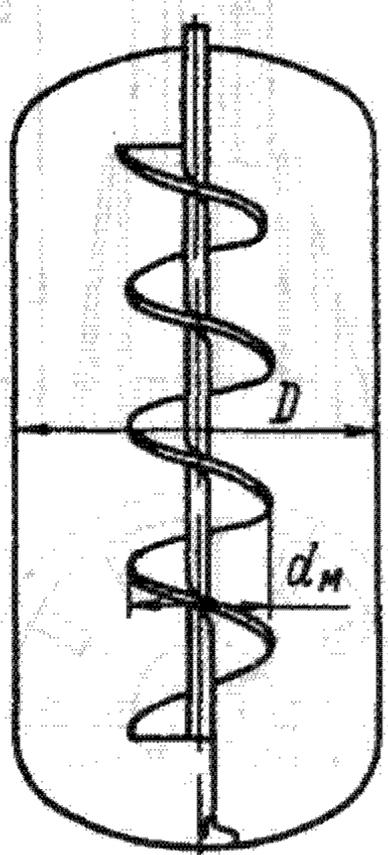
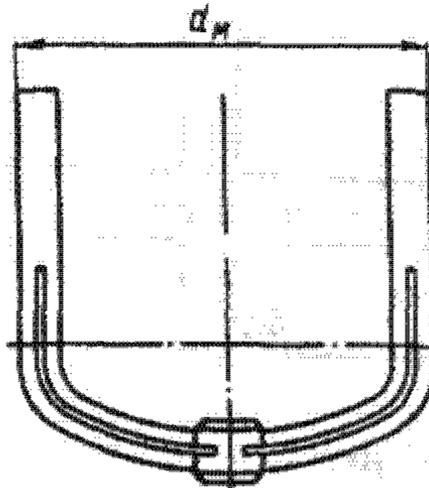


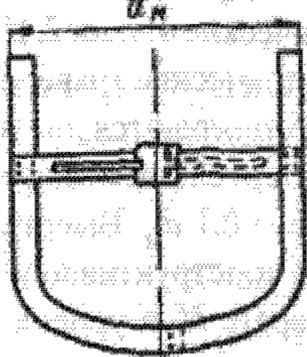
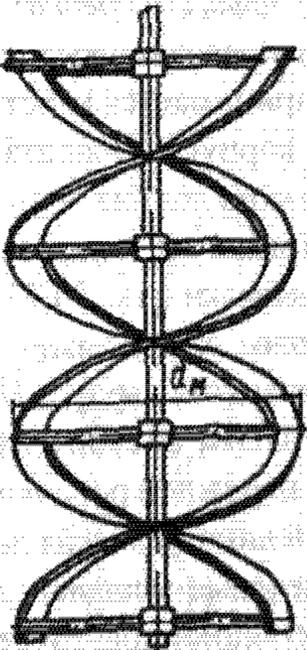
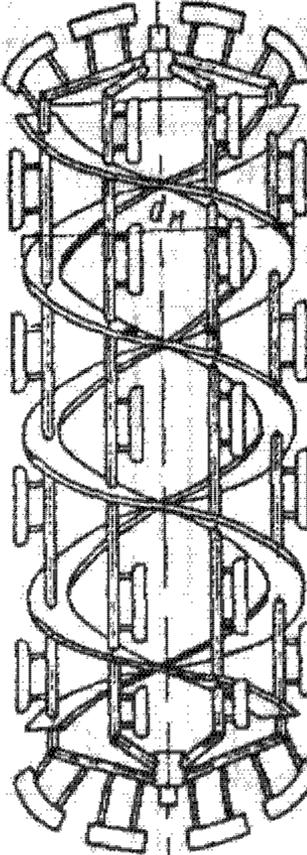
Рис. 24.70. Схема установки эмалированных мешалок в аппарате с отражателем

В табл. 24.30 приведены конструкции тихоходных мешалок по ГОСТ 20680—75 и ОСТ 26-01-806—73.

Таблица 24.30

Тихоходные мешалки

Обозначение	Наименование мешалки	Γ_D	Диаметр мешалки d_M , мм	
			по ГОСТ 20680—75	по ОСТ 26-01-806—73
08	Шнековая 	От 1,8 до 5,0	80; 100; 125; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800	100; 140; 160; 200; 250; 300; 400; 500; 600; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1180
09	Якорная 	От 1,05 до 1,3	200; 220; 250; 280; 300; 320; 360; 400; 450; 500; 530; 560; 600; 630; 710; 750; 800; 850; 900; 950; 1000; 1060; 1120; 1180	Не применяются

Обозначение	Наименование мешалки	Г _Д	Диаметр мешалки d_m , мм	
			по ГОСТ 20680—75	по ОСТ 26-01-806—73
10	Рамная 	От 1,05 до 1,3	1250; 1320; 1400; 1500; 1600; 1700; 1800; 1900; 2000; 2120; 2240; 2360; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750	От 200 до 3000* соответствует ГОСТ 20680—75
11	Ленточная 	От 1,04 до 1,3	200; 300; 360; 450; 560; 630; 750; 850; 950; 1120; 1320; 1500; 1700; 1900; 2120; 2240; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350; 3550; 3750; 4000; 4250; 4500; 4750	От 200 до 2800 соответствует ГОСТ 20680—75 (отсутствуют диаметры 630; 850)
12	Ленточная со скребками 	От 1,04 до 1,1	560; 630; 750; 850; 950; 1120; 1320; 1500; 1700; 1900; 2120; 2240; 2500; 2650; 2800; 3000; 3150; 3350	1000; 1200; 1400; 1600; 1800; 2000

* Для рамных мешалок — по ОСТ 26-01-1245—75.

Тихоходные мешалки в основном применяют для гомогенизации и усреднения высоковязких и неньютоновских сред, интенсификации теплообмена.

Тихоходные мешалки, как правило, используются только в гладкостенных аппаратах, исключением является шнековая мешалка, которая может быть также использована в аппаратах с циркуляционной трубой и с отражательными перегородками.

Якорная мешалка состоит из цилиндрической втулки, к наружной поверхности которой приварены две профилированные лопасти. Профиль лопастей мешалки соответствует внутренней поверхности корпуса аппарата (рис. 24.71): в нижней своей части лопасти имеют эллиптическую или коническую форму, а в верхней — они представляют собой две плоские вертикальные пластины, торец которых параллелен цилиндрической части корпуса аппарата. Наружный диаметр якорной мешалки выбирается в соответствии с данными, приведенными в табл. 24.30.

Разновидностью якорной мешалки является якорная эмалированная мешалка (рис. 24.72), выполняемая из полых труб, приваренных перпендикулярно к цилиндрической поверхности вала. При этом высоту H_1 выбирают по формуле $H_1 = 0,6 d_M$, а толщину — по выражению $b = 0,1 d_M$.

Рамная мешалка состоит из одной или двух цилиндрических втулок, к наружным поверхностям которых приварены две плоские радиальные лопасти, на периферии которых установлены по одной плоской профилированной лопасти (рис. 24.73 и 24.74).

В зависимости от размеров рамные мешалки выпускаются неразъемными (исполнение 1) для диаметров 200—1600 мм и разъемными (исполнение 2) для диаметров 800—3000 мм. При этом разъемные мешалки изготавливаются двух вариантов: мешалки с диаметром 300—1600 мм имеют одну разъемную ступицу, а мешалки с диаметрами 1700—3000 мм — две разъемные ступицы. Как первый, так и второй тип мешалок приспособлен к использованию в аппаратах с эллип-

тическим или коническим днищем. При изготовлении рамных мешалок выдерживаются следующие соотношения их основных размеров: $r = 0,152 d_M$; $R = 0,82 d_M$; $l = l_1 = 0,3 d_M$.

Ленточные мешалки (рис. 24.75) представляют собой конструкцию, состоящую из вертикального вала, на котором на равном расстоянии одна от другой установлены цилиндрические втулки 2. К каждой втулке приварены две цилиндрические траверсы 1, на периферийную часть которых опираются две плоские ленты 4 и 5 шириной b с относительным шагом $p = (t/d_M) = 1,0$. Ширина лопасти $b = 0,1 d_M$. Высота ленточной мешалки H_1 принимается конструктивно в зависимости от высоты корпуса аппарата H и уровня H жидкости в нем.

Ленточные мешалки используются в аппаратах, имеющих следующие геометрические характеристики: $1,0 \leq (H/D) \leq 3,0$ и $1,04 \leq \Gamma_D \leq 1,3$.

Ленточные мешалки со скребками используются для интенсификации процесса теплоотдачи (рис. 24.76). Высота мешалки H_1 принимается конструктивно в зависимости от высоты корпуса аппарата H и уровня жидкости в нем. Эта высота должна быть кратной 0,166 t . Все размеры ленточной мешалки со скребками идентичны размерам ленточной мешалки (рис. 24.75), однако применять эту мешалку наиболее рационально в аппаратах, имеющих относительную высоту корпуса $H/D = 2,3 — 3,0$.

Шнековая мешалка состоит из цилиндрической втулки или вала, к наружной поверхности которых приварена по винтовой линии плоская лента, имеющая шаг t (рис. 24.77). Шнековые мешалки, как правило, устанавливают в циркуляционной трубе. Однако возможны и другие способы монтажа, показанные на рис. 24.77.

В случае установки шнековой мешалки в циркуляционной трубе должны соблюдаться следующие конструктивные соотношения между отдельными размерами элементов аппарата: $1,8 \leq \Gamma_D \leq 2,7$; $0,14 \leq (d_V/d_M) \leq 0,30$; $1,05 \leq d_V/d_M \leq 1,15$; $1,0 \leq (H/D) \leq 3,0$ и $p = t/d_M = \text{const} = 1,0$.

В табл. 24.31 приведены рекомендуемые типы мешалок в зависимости от назначения аппарата.

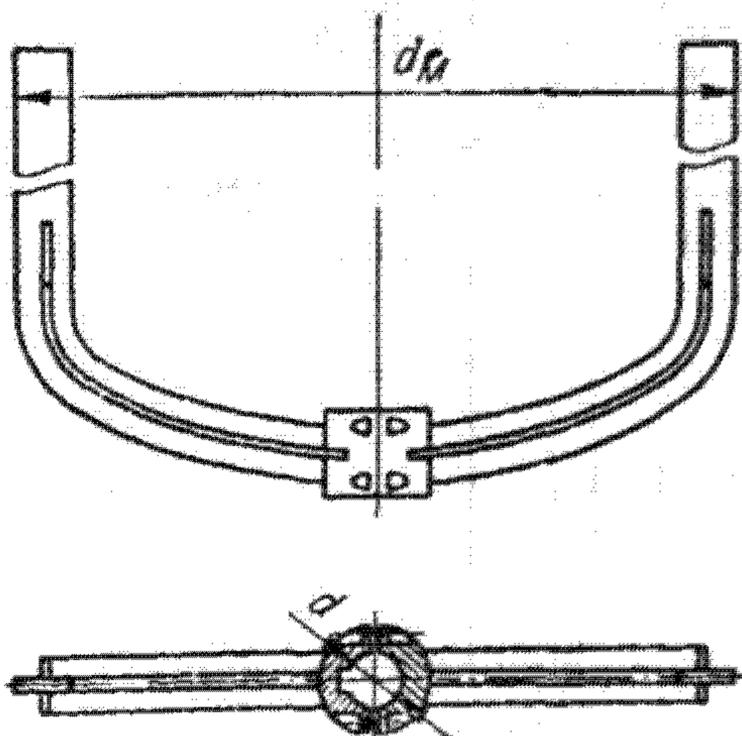


Рис. 24. 71. Якорная мешалка

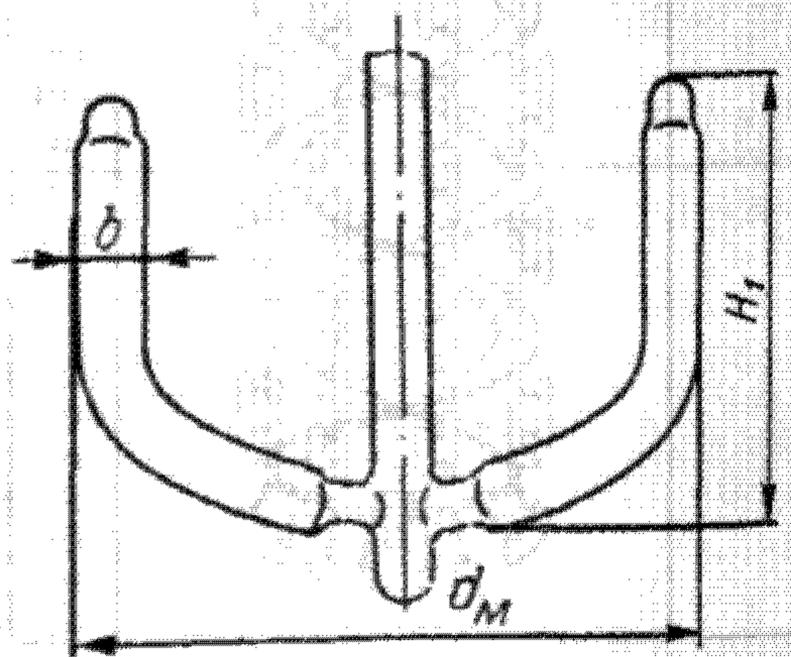


Рис. 24. 72. Якорная эмалированная мешалка

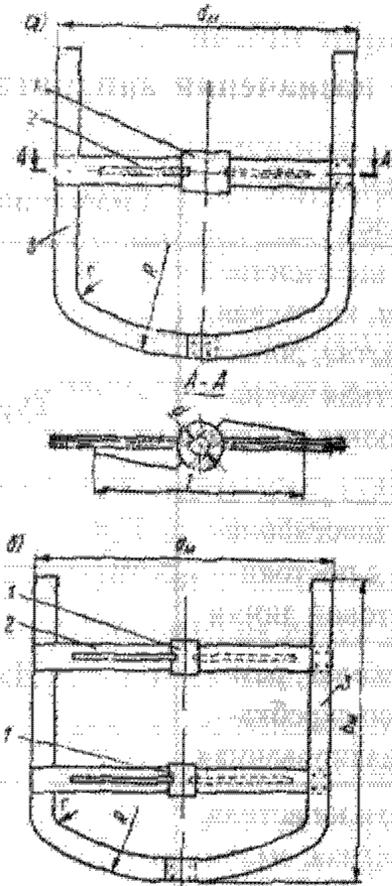


Рис. 24.73. Рамная мешалка для работы в аппаратах с эллиптическим днищем: а — с одной ступицей; б — с двумя ступицами
1 — ступица; 2 — плоская радиальная лопасть; 3 — плоская периферийная лопасть

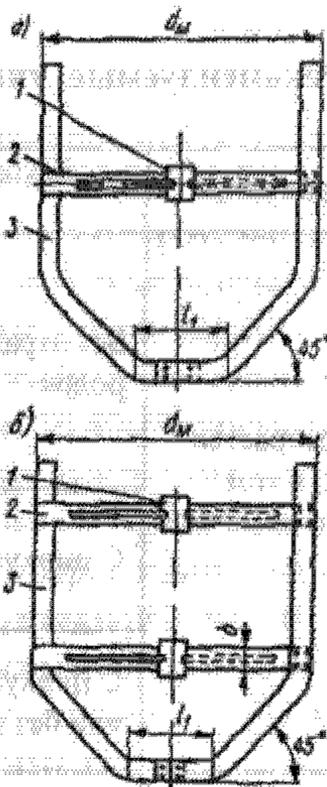


Рис. 24.74. Рамная мешалка (исполнение I) для работы в аппаратах с коническим днищем: а — с одной ступицей; б — с двумя ступицами; 1 — ступица; 2 — плоская радиальная лопасть; 3 — плоская периферийная лопасть

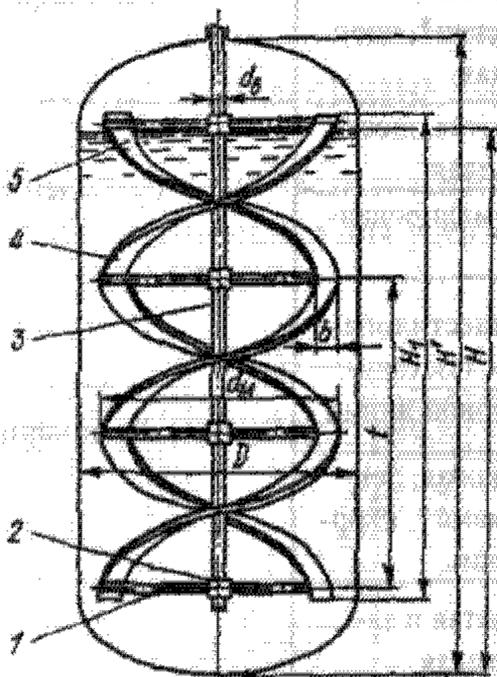


Рис. 24.75. Ленточная мешалка:
1 — радиальная траверса; 2 — втулка; 3 — вал;
4 и 5 — спиральные ленты

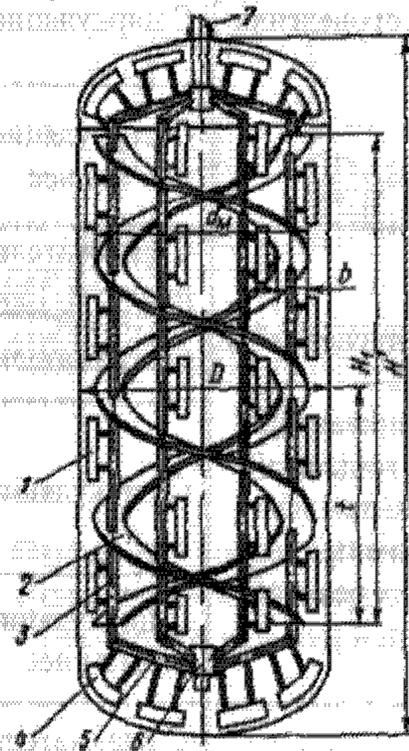


Рис. 24.76. Ленточная мешалка со скребками:
1 — скребок; 2 — спиральная лента; 3 — вертикальная траверса; 4 — скребок с эллиптической торцевой поверхностью; 5 — радиальная траверса; 6 — втулка; 7 — вал

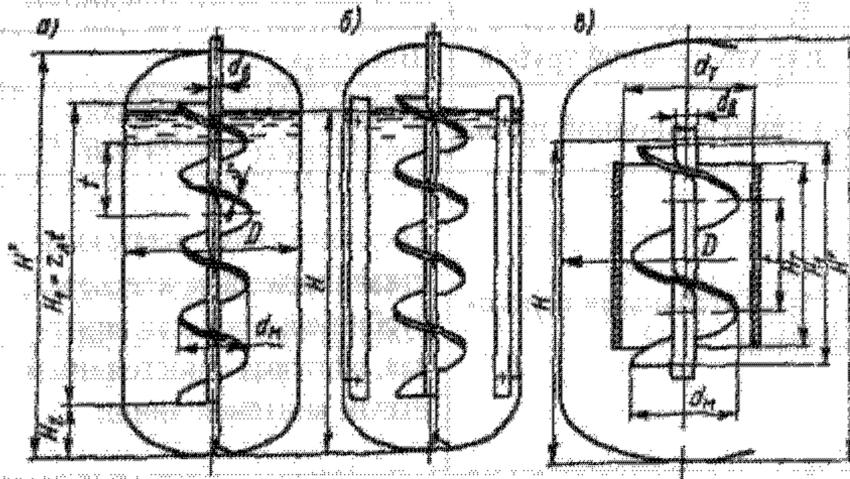


Рис. 24.77. Шнековая мешалка: а — в гладкостенном аппарате; б — в аппарате с отражательными перегородками; в — в аппарате с циркуляционной трубой

Таблица 24.31

Рекомендуемые типы мешалок в зависимости от назначения аппарата

Назначение аппарата	Рекомендуемый тип аппарата	Рекомендуемый тип мешалок	Гидродинамический режим
Смешивание взаиморастворимых жидкостей, в том числе при наличии химической реакции	Без отражательных перегородок	Трехлопастная, шестилопастная, лопастная, клетьевая, турбинная открытая, лопастная и трехлопастная эмалированные с наклонными лопастями	Турбулентный
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, рамная, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	Ламинарный
Перемешивание дисперсий в системе твердое тело—жидкость, в том числе для растворения или проведения реакции	С отражательными перегородками или без них**	Лопастная, шестилопастная, клетьевая, лопастная, эмалированная, трехлопастная эмалированная с наклонными лопастями	Турбулентный
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Ламинарный
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	
Перемешивание дисперсий в системе жидкость—жидкость (несмешивающиеся одна в другой жидкости), в том числе для интенсификации массообмена при наличии химических реакций	С отражательными перегородками	Турбинная открытая, шестилопастная, клетьевая	Турбулентный
	С отражателями	Трехлопастная эмалированная	
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Ламинарный
	С циркуляционной трубой или без нее	Ленточная, шнековая, ленточная со скребками*, якорная эмалированная	
Перемешивание дисперсий в системе газ — жидкость, в том числе для интенсификации массообмена при наличии химических реакций	С отражательными перегородками	Турбинная открытая и закрытая***, клетьевая	Турбулентный
	С отражателями	Трехлопастная эмалированная при $G_D \geq 1,5$	
	С циркуляционной трубой	Трехлопастная, шестилопастная, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	
	С циркуляционной трубой	Шнековая	Ламинарный
Без циркуляционной трубы	Якорная эмалированная, ленточная со скребками		
Перемешивание дисперсий в системе жидкость—жидкость (несмешивающиеся одна в другой жидкости), в том числе для интенсификации массообмена при наличии химических реакций	С отражательными перегородками	Трехлопастная, шестилопастная, лопастная, клетьевая, турбинная открытая винтовая, винтовая с постоянным шагом винтовой линии	Турбулентный при наличии разрыва сплошности, вызванного кавитацией

* Применение рекомендуется только при наличии интенсивного теплообмена.

** Применение аппаратов без отражательных перегородок для суспендирования частиц, плотность которых меньше плотности среды, не рекомендуется.

*** Применение рекомендуется только в составе узлов, используемых для всасывания газа в жидкость.

24.5.2. Валы и опоры валов перемешивающих устройств

Валы аппаратов для перемешивания жидких сред представляют собой элемент их конструкции, предназначенный для передачи момента от мотор-редуктора к мешалке.

В зависимости от объемов аппаратов, частоты вращения вала и передаваемого момента в аппаратах с корпусом одного и того же диаметра могут использоваться валы с различными диаметрами d_v (табл. 24.32).

В соответствии с ОСТ 26-01-1299—75 валы аппаратов могут быть разъемными и неразъемными. Как неразъемные, так и разъемные валы могут устанавливаться в корпусах аппаратов всех типов. При этом длина консольного вала l_k зависит от типа корпуса, в котором используется вал, и вида мешалки, для вращения которой он предназначен, и выбирается из ряда:

$l_k = 90, 100, 140, 180, 200, 220, 250, 300, 360, 400, 450, 500, 560, 680, 710, 800, 900, 1000, 1060, 1180, 1320, 1400, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2350, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350, 3550, 3750, 4000, 4500, 5000, 5300, 6000, 6300, 6700, 7100$ мм.

Длина консольной части вала l_k одинакова для трехлопастных, турбинных, шестилопастных и лопастных мешалок. Для рамных мешалок величина l_k меньше, чем для трехлопастных, а для клетьевых мешалок — меньше, чем для рамных.

В нижней консольной части валов имеется монтажная втулка, предназначенная для удержания вала при его монтаже (рис. 24.78).

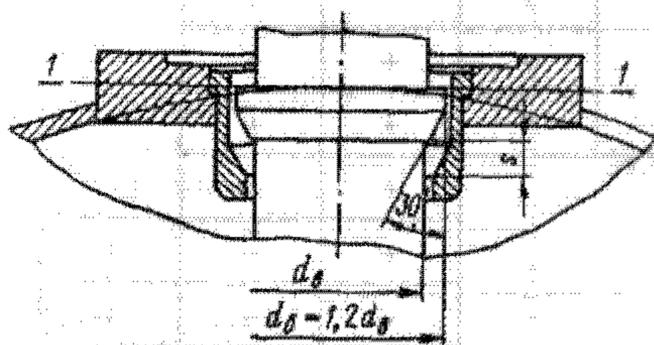


Рис. 24.78. Сопряжение монтажной втулки с элементами корпуса аппарата (сечение 1—1 проходит через точку пересечения внутренней поверхности крышки аппарата с его осью; $s \geq 5$ мм)

Опоры валов аппаратов представляют собой конструкцию, предназначенную для восприятия осевых и радиальных нагрузок на вал и создания наиболее благоприятных условий для его работы.

В аппаратах для консольных валов используют обычно опоры качения, располагающиеся в стойках приво-

да. Конструкции приводов перемешивающих устройств приведены в томе 2 справочника.

Для увеличения виброустойчивости валов мешалок применяют концевые опоры скольжения, располагающиеся в нижней части корпуса аппарата. Опоры такого типа выполняются внутренними (рис. 24.79) или наружными (рис. 24.80). Концевые опоры внутреннего типа работают погруженными в перемешиваемую среду, поэтому марки материалов, применяемых для трущихся пар этих опор, должны быть коррозионностойкими в перемешиваемой среде. В случае применения наружных концевых опор трения следует предусмотреть их смазку от внешнего источника.

В качестве смазывающей среды может быть использован один из компонентов перемешиваемой жидкости, не содержащей абразивных включений и обладающей наилучшими смазывающими свойствами.

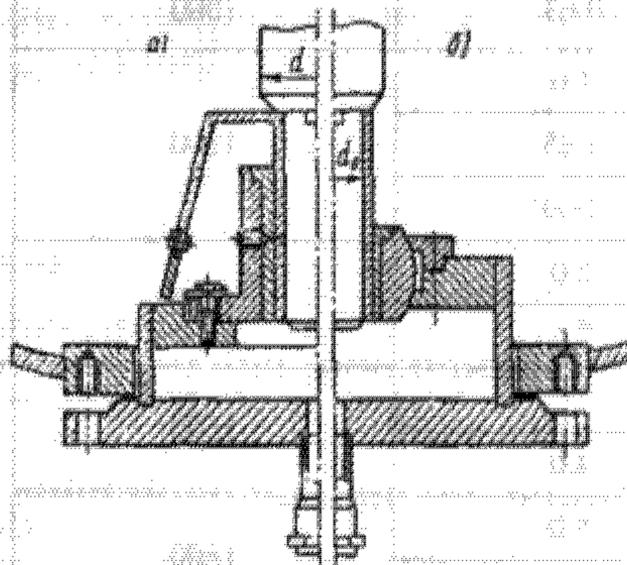


Рис. 24.79. Внутренние опоры трения валов аппаратов: а — с цилиндрической опорной втулкой; б — со сферической опорной втулкой

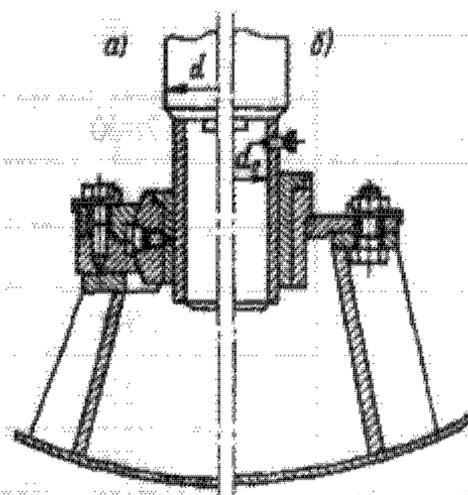


Рис. 24.80. Наружные опоры трения валов аппаратов: б — с цилиндрической опорной втулкой; а — со сферической опорной втулкой

Применяемость валов в зависимости от характеристики аппарата

Номинальный объем $V, \text{ м}^3$	Диаметр аппарата $D, \text{ мм}$	Диаметр вала $d_B, \text{ мм}$								
		25	40	50	65	80	95	110	130	
0,01	273*	+								
0,016		+								
0,025	325*	+								
0,040	400	+	+							
0,063		+	+							
0,1	500		+							
0,16	600		+							
0,25	700		+							
0,4	800		+							
0,63	1000		+	+	+					
1,0	1200			+	+					
1,25				+	+	+				
1,60					+	+	+			
2,0	1400			+	+	+				
2,5					+	+	+			
3,2	1600				+	+				
4,0					+	+				
5,0						+	+	+		
6,3	1800				+	+	+			
8	2000				+	+	+			
10	2200					+	+			
12,5	2400					+	+	+		
16						+	+	+		
						+	+	+		
20	2600					+	+	+	+	
	3000					+	+	+	+	
25	2800					+	+	+	+	
	3200					+	+	+	+	
32	3000						+	+	+	
40	3200						+	+	+	
50	3000						+	+	+	
63	3200						+	+	+	

Примечания: 1. Знаком плюс отмечен диаметр вала, который применяется для данного объема аппарата. 2. Наружный диаметр аппарата указан звездочкой.

24.5.2. Стойки вертикальных приводов аппаратов с перемешивающими устройствами (ОСТ 26-01-109—85)

Настоящий стандарт распространяется на вертикальные стойки приводов для аппаратов с перемешивающими устройствами на давление не более 1,6 МПа с диаметром вала в зоне уплотнительного устройства от 40 до 130 мм, применяемых в химической и других отраслях промышленности.

Стойки предназначены для стальных и чугунных аппаратов без покрытий, с эмалевым или полимерным покрытием.

Для футерованных аппаратов стандарт является рекомендуемым.

Стандарт не распространяется на стойки приводов перемешивающих устройств с концевой подшипниковой опорой вала, а также на стойки аппаратов.

Типы и исполнения стоек в сочетании с уплотнительными устройствами должны соответствовать указанному в табл. 24.33.

В стойках типа 1 исполнения 3 допускается применять: для аппаратов, работающих под избыточным давлением до 0,3 МПа, — торцовые уплотнения типа Т1 по ОСТ 26-01-1243—81;

для аппаратов, работающих под атмосферным давлением, — гидрозатворы по ОСТ 26-01-1242—75.

Основные параметры торцовых уплотнений должны соответствовать ОСТ 26-01-1243—81, сальниковых уплотнений — ОСТ 26-01-1247—75.

Номенклатура и основные параметры применяемых мотор-редукторов типа МП01 и МП02 — по ТУ 2-056-184—80, типа МР1, МР2 и МР3 — по ТУ 2-056-195—80.

Стойки типа 2 исполнения 1, габарит 01 допускается применять с безредукторным приводом, устанавливая электродвигатель через соединительную опорную стойку.

Стойки типов 3 и 4 предназначены для установки на серийно выпускаемых чугунных аппаратах с эмалевым покрытием.

Стойки типа 5 предназначены для установки на стальных аппаратах с эмалевым покрытием.

Применение стоек типов 3, 4 и 5 для других аппаратов не рекомендуется.

Таблица 24.33

Типы и исполнения стоек

Тип	Назначение	Исполнение	Номер рисунка	Давление в корпусе аппарата		Уплотнительные устройства	
				МПа	кгс/см ²	торцовые	сальниковые
				не более			
1	Для стальных аппаратов объемом от 1 до 50 м ³	1	24.81	0,6	6	Т4	—
		2		1,6	16		
		3		0,6	6	Т3, Т5	IIIБ, IVБ
		4		1,6	16		
2	Для стальных аппаратов объемом от 0,25 до 2 м ³	1	24.82	0,6	6	Т3	—
2	2	Т8					
3	Для аппаратов с эмалевым покрытием	1	24.83	0,6	6	Т5, Т7	По документации предприятия-изготовителя
4		1	24.84				
5		1	24.85				

Конструкция и основные размеры стоек должны соответствовать рис. 24.81—24.85 и табл. 24.34—24.36.

Пример условного обозначения стойки типа 1, исполнения 2, габарита 03:

Стойка 1203 ОСТ 26-01-109—85.

Стойки должны изготавливаться из чугунных отливок марки СЧ15 и СЧ20 по ГОСТ 1412—79. Допускается изготовление стоек из чугуна других марок, если при этом не ухудшается их качество и не снижается их надежность.

Допускается изготовление сварных стальных стоек типов 1 и 2 без промежуточного разъема, а также с

разъемом, смещенным в зону нижнего подшипникового узла, с сохранением габаритных и присоединительных размеров, указанных в настоящем стандарте.

Окна стоек должны быть снабжены съёмными защитными ограждениями.

Масса стоек, изготовленных из чугунных отливок, включая массу подшипниковых опор, должна соответствовать указанной в табл. 24.36.

В обоснованных случаях допускается вносить изменения в конструкцию стоек, не приводящие к увеличению габаритов и металлоемкости.

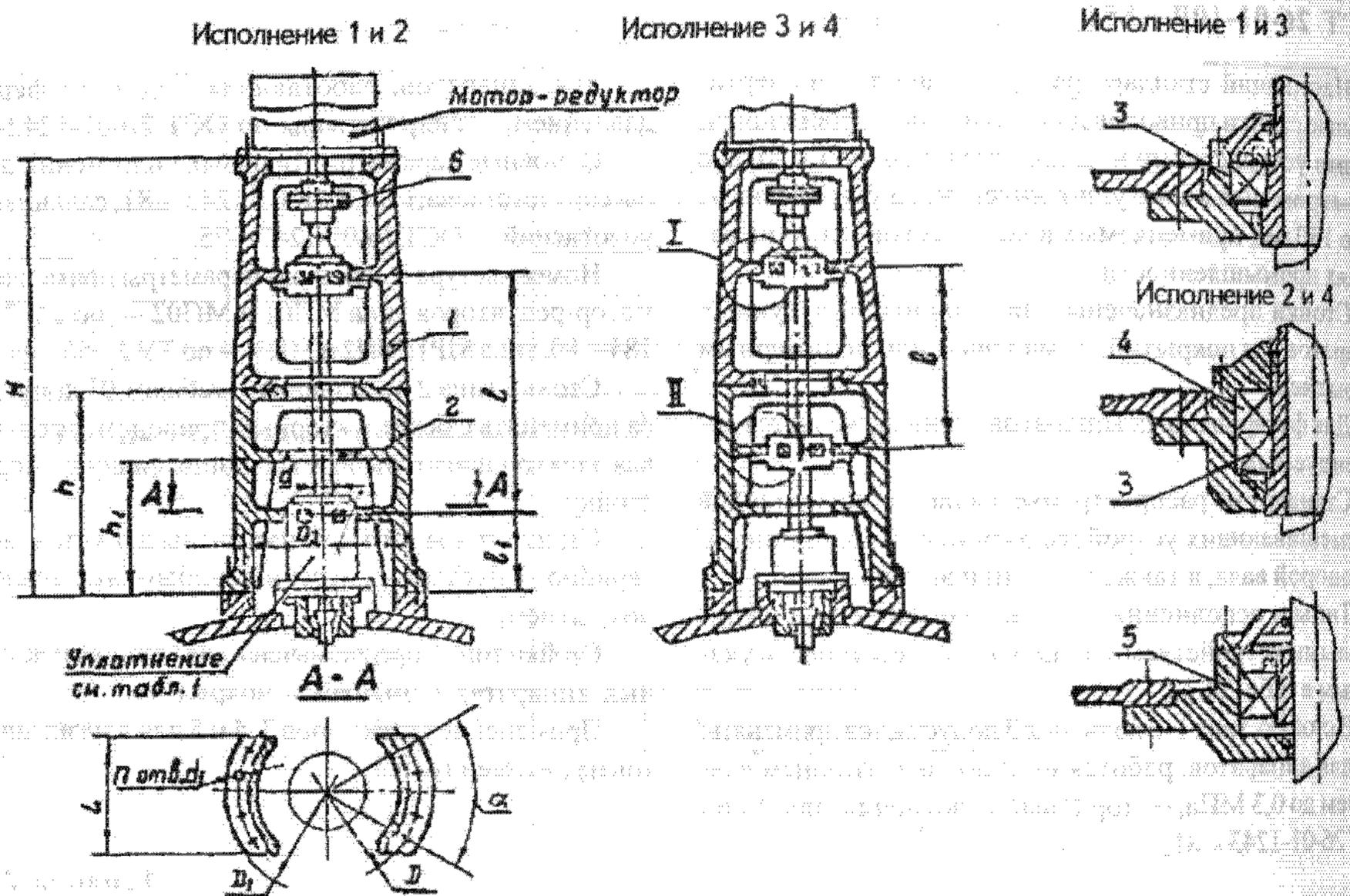


Рис. 24.81. Стойка, тип F:

1 — стойка верхняя; 2 — стойка нижняя; 3 — подшипник ГОСТ 8338—75; 4 — подшипник ГОСТ 831—75; 5 — подшипник ГОСТ 8545—75; 6 — муфта по чертежам предприятия-изготовителя

Таблица 24.34

Основные размеры стойки, тип 1, мм

Габарит	d	d ₁	D	D ₁	D ₂ H9	H, не более	h	h ₁	L	Исполнение			
										1 и 2		3 и 4	
										l	l ₁	l	l ₁
01	50	23	500	540	430	985	595	425	350	420	280	300	400
02	65												
03	80	27	630	680	545	1425	650	420	450	710	290	600	520
04	95												
05	110												
06	130												
			900	960	800	2045	950		720	1000	300	800	535

Габарит	α	n	Номер подшипника			Масса, кг, не более	Рекомендуемый тип мотор-редуктора
			поз. 3	поз. 4	поз. 5		
01	72°	8	214	46214	11310	250	МП01-10; МП02-10; МП02-15; МР-1-315; МР-1-500; МР-2-315; МР-2-500; МР-3-500
02			216	46216	11313	290	
03			218	46218	11316	410	
04			322	46322	11319	610	
05	90°	10	330	46330	13525	1060	
06						1150	

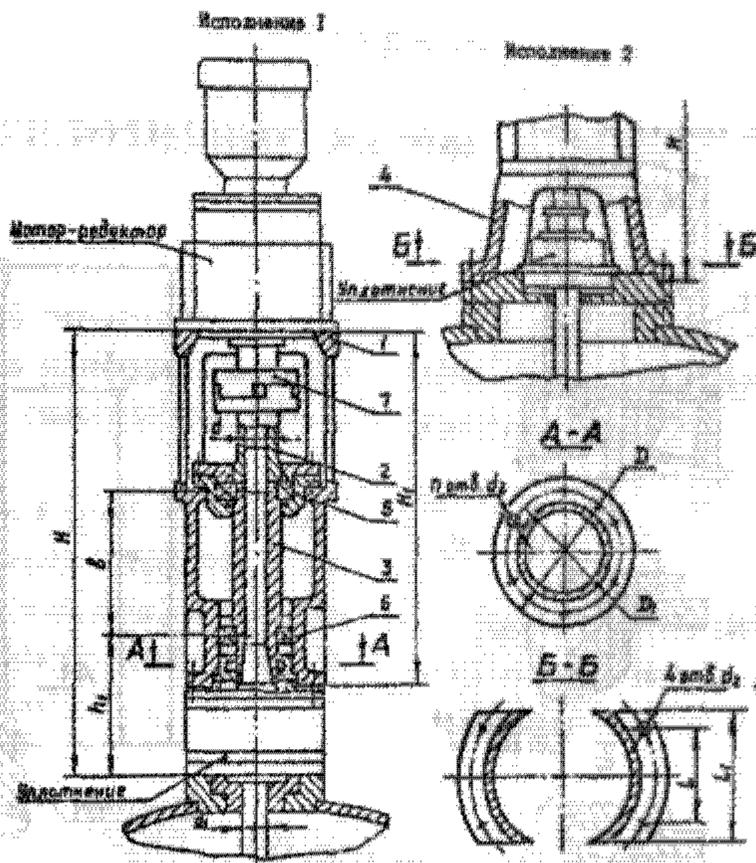


Рис. 24.82. Стойка, тип 2:

- 1 — стойка опорная; 2 — гайка; 3 — втулка; 4 — основание; 5 — подшипник ГОСТ 8338—75; 6 — подшипник ГОСТ 8338—75; 7 — муфта по чертежам предприятия-изготовителя

Таблица 24.35

Основные размеры стойки, тип 2, мм

Габарит	d	d_1	d_2	D	D_1	H	H_1	h_1	L	L_1	l	n	Номер подшипника		Масса, кг, не более	Рекомендуемый тип мотор-редуктора
													поз. 5	поз. 7		
Исполнение 1																
01	40	40	M14	145	167	652	530	162	—	—	210	6	309	209	116	МП01-10
02		50	M18	240	270	814	610	254			270	12	315	215	160	
03		65									180	МП02-10				
Исполнение 2																
04	40	40	13	295	335	730	530	240	160	190	210	—	309	209	100	МП01-10
05		50	23	350	390	850	610	290	180	220	270		315	215	150	
06		65											170	МП02-10		

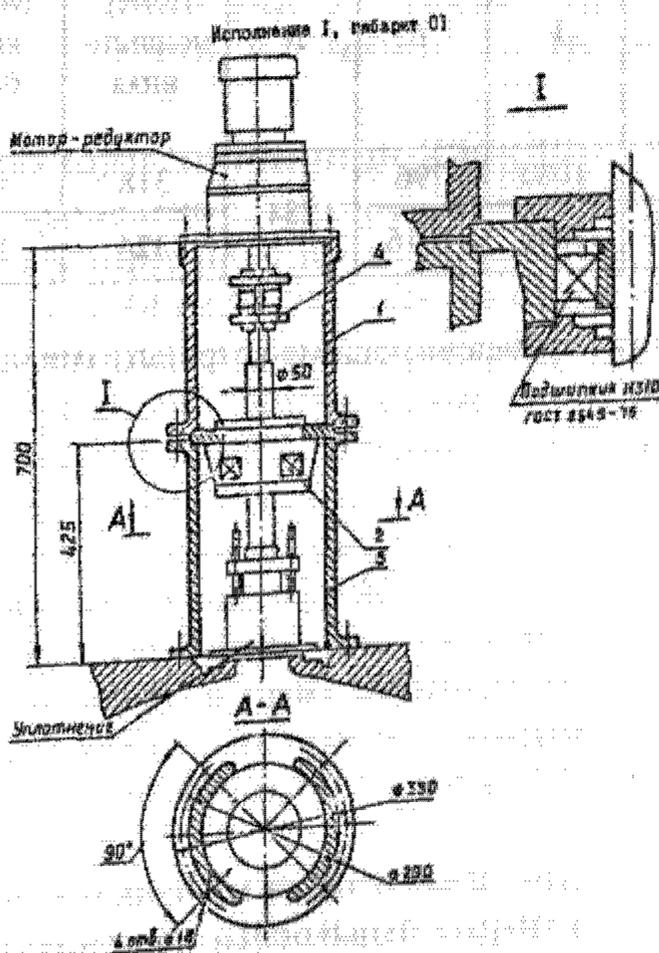


Рис. 24.83. Стойка, тип 3:

- 1 — стойка верхняя; 2 — подшипниковый узел; 3 — стойка нижняя; 4 — муфта по чертежам предприятия-изготовителя

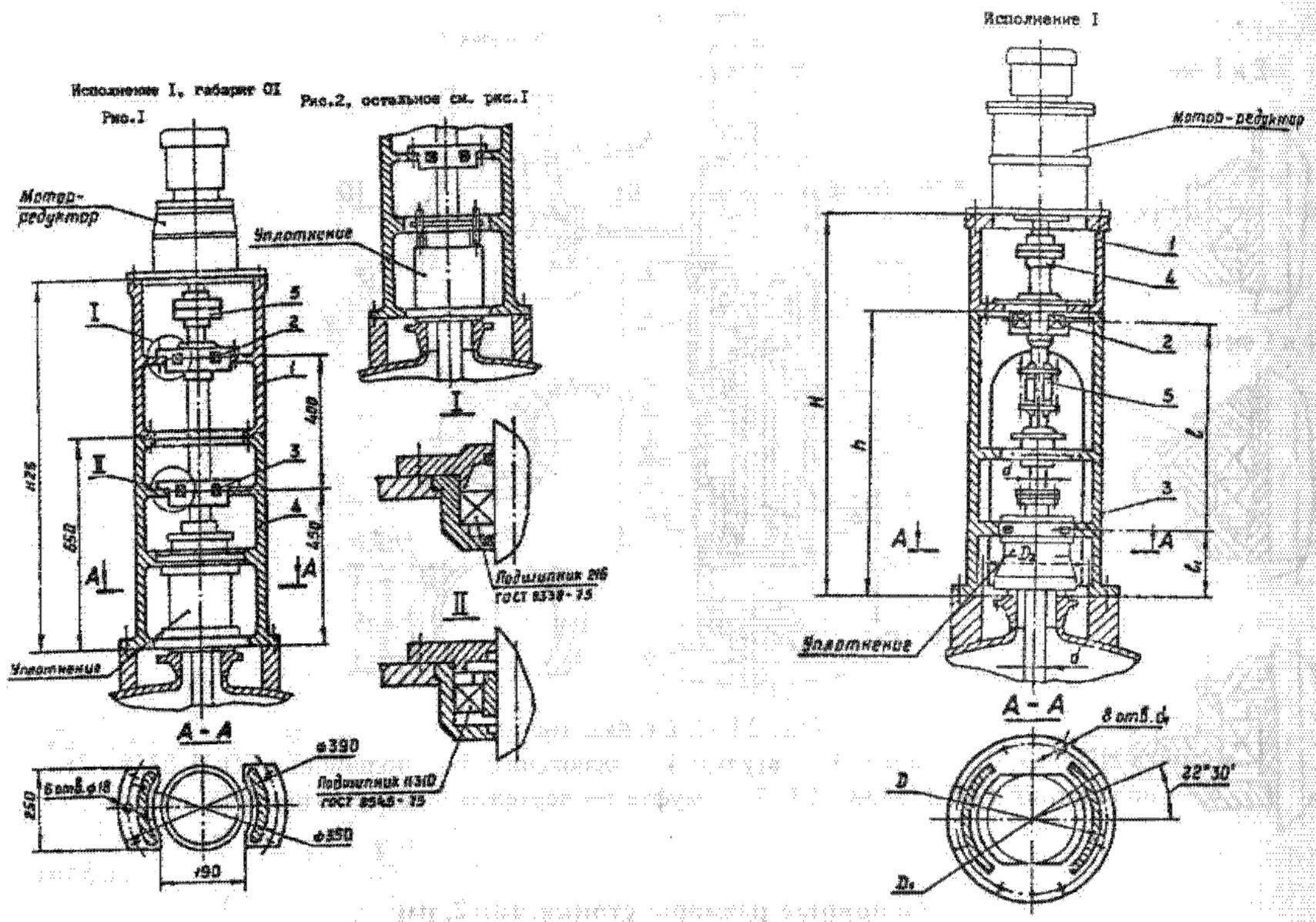


Рис. 24.84. Стойка, тип 4:

- 1 — стойка верхняя; 2 — подшипниковый узел верхний;
 3 — подшипниковый узел нижний; 4 — стойка нижняя;
 5 — муфта по чертежам предприятия-изготовителя

Рис. 24.85. Стойка, тип 5:

- 1 — стойка верхняя; 2 — подшипник ГОСТ 8338—75;
 3 — стойка нижняя; 4, 5 — муфты по чертежам
 предприятия-изготовителя

Таблица 24.36

Основные размеры стойки, тип 5, мм

Габа-рит	d	d_1	D	D_1	D_2	H	h	l	l_1	Номер подшип-ника	Масса, кг, не более	Рекомен-дуемый тип мо-тор-редуктора
01	110	22	620	660	500	1470	1080	796	284	318	440	MP-1-315 MP-2-315
02	130	27	900	970	770	1987	1300	1016		324	1190	MP-1-500

Технологический расчет аппаратов с механическими перемешивающими устройствами проводится в соответствии с РТМ 26-01-90—76.