

К. В. ТИР

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТИГЕЛЬНЫХ МАШИН

ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

В данной работе производится оценка геометрических параметров тигельных машин со сложным движением тигля, теория расчета которых недостаточно освещена в литературе.

Во всех дальнейших рассуждениях, с целью упрощения, не приняты во внимание силы инерции тигля. Величина их в период печатного контакта, когда тигель движется поступательно, невелика в сравнении с величиной технологической нагрузки на тигель.

Действительно, число рабочих циклов в существующих тигельных машинах не превосходит 30, т. е. угловая скорость их главного вала не превышает 3,14 1/сек.

Максимальная сила инерции тигля, массой $\sim \frac{100}{9,81}$ кг.сек²/м при $\varphi \cong \pi$ может быть оценена величиной

$$P_{ин.т} = ma_T \cong \frac{100}{9,81} \cdot \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \cong 25 \text{ кг}$$

(при оценке принята величина радиуса кривошипа $r = 0,2$ м; $\lambda = \frac{r}{l} = 0,25$, где l — длина шатуна).

Что касается технологической нагрузки, то она для машины формата 30×42 см может достигать величины $Q_{гт} = 27 \times 39 \times 60 = 63300$ кг.

Следовательно, для тигельных машин величиной силы инерции, разгружающей механизмы привода в период печатного контакта, по сути, можно пренебречь.

РАСЧЕТНАЯ НАГРУЗКА КАК ФУНКЦИЯ ФОРМАТА МАШИНЫ

При определении всех геометрических параметров тигельной машины за исходный линейный размер (единицу меры длины) принимаем высоту формы A (рис. 1).

Все остальные линейные размеры будем выражать через A .

Ширина формы, в таком случае

$$B = k_1 A, \quad (1)$$

где $k_1 = \frac{B}{A}$ — геометрический параметр ширины формы.

Для тигельных машин по ГОСТу 45—48 применяются форматы бумаги 21×30 и 30×42 см, и, соответственно, форматы формы 18×27 и 27×39 см.

Следовательно, $k_1 = \frac{27}{18} = 1,5$, или $k_1 = \frac{39}{27} = 1,44$.

Если в среднем принять для дальнейших расчетов $k_1 = 1,47$, то возможна погрешность порядка $\pm 2\%$. Однако в большинстве случаев k_1 входит в формулы геометрических параметров в степени 0,333—0,500, а поэтому возможная погрешность не превышает $\pm 1\%$.

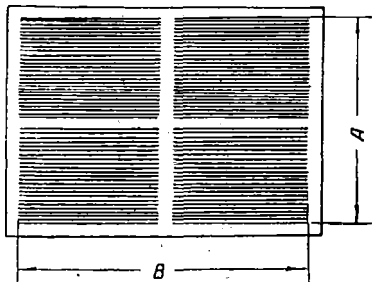


Рис. 1. Схема размеров печатной формы тигельной машины.

С учетом отмеченного обстоятельства для дальнейших расчетов будем принимать среднее значение $k_1 = 1,47$.

Выразим расчетную технологическую нагрузку в виде функции A .

Суммарная нагрузка на форму в тигельных машинах (Q_{Σ}) выражается, как известно [3], величиной

$$Q_{\Sigma} = \alpha \gamma A B [\sigma_{дек}], \quad (2)$$

где α — коэффициент заполнения формы печатающими элементами;

γ — коэффициент, учитывающий влияние ореолов деформации по периметрам печатающих элементов;

$\sigma_{дек}$ — технологически необходимое напряжение сжатия декеля, зависящее от качества тиражной бумаги, характера формы и окружающих условий;

B — ширина формы.

С учетом (1) приводим (2) к виду

$$Q_{\Sigma} = [\sigma_{расч}] k_1 A^2, \quad (3)$$

где

$$[\sigma_{расч}] = \alpha \gamma [\sigma_{дек}]. \quad (4)$$

Расчетное среднее удельное давление, определяемое формулой (4), даже для тяжелых тигельных машин, предназначенных только для печати, редко превышает 30 кг/см^2 .

Для легких тигельных машин оно составляет $\sim 10 \text{ кг/см}^2$.

РАЗМЕРЫ ПАЛЬЦА КРИВОШИПА И ШАТУНА

Геометрический параметр пальца кривошипа определяется обычным путем (рис. 2):

а) из условия ограничения износа:

$$P_{ш} = [\sigma_{уд}] c d, \quad (5)$$

где $P_{ш}$ — усилие, передаваемое шатуном (кг);

$[\sigma_{уд}]$ — допускаемое удельное давление (кг/см^2);

б) из условия изгиба

$$P_{ш} \frac{c}{2} = 0,1 d_1^3 [\sigma_u], \quad (6)$$

где $[\sigma_u]$ — допускаемое напряжение изгиба для пальца (кг/см^2).

Вводя геометрическое соотношение $\vartheta = \frac{d_1}{d}$ и решая (6) совместно с (5), найдем

$$\frac{[\sigma_{y\vartheta}] c^2 d}{2} = 0,1 \vartheta^3 d^3 [\sigma_u], \quad (7)$$

откуда

$$\varphi = \frac{c}{d} = \sqrt{\frac{0,2 \vartheta^3 [\sigma_u]}{[\sigma_{y\vartheta}]}}$$

Например, примем $\vartheta = 0,92$ $[\sigma_{uz}] = 800 \text{ кг/см}^2$ и $[\sigma_{y\vartheta}] = 400 \text{ кг/см}^2$ (такое высокое удельное давление допускают в эксцентриковых прессах, тигельных и т. п. машинах с учетом кратковременности действия нагрузки и малых скоростей скольжения).

Тогда

$$\varphi = \sqrt{\frac{0,2 \cdot 0,92^3 \cdot 800}{400}} = 0,555. \quad (8)$$

Соотношение размеров диаметра пальца кривошипа и высоты формы найдем из (5), с учетом (3) и (7), приняв

$$P_m \cong \frac{Q_y}{2} = \frac{k_1 [\sigma_{расч}] A^2}{2} = [\sigma_{y\vartheta}] \varphi d^2,$$

откуда

$$d = \sqrt{\frac{k_1 [\sigma_{расч}]}{2 \varphi [\sigma_{y\vartheta}]} \cdot A} = k_2 A. \quad (9)$$

Размеры диаметра бронзовой втулки $d_2 \cong 1,2d$ и размер диаметра хвостовика $d_1 = \vartheta d = 0,92d$ принимаем конструктивно.

Размер замкнутой круговой головки шатуна определяется из предположения равномерного распределения нагрузки на опорной поверхности цапфы.

Используя известную формулу для случая толстостенных сосудов с внутренним гидростатическим давлением (1), получим

$$[\sigma_{y\vartheta}] \frac{D^2 + d_2^2}{D^2 - d_2^2} \leq [\sigma_p]. \quad (10)$$

Деля числитель и знаменатель на d^2 и вводя геометрический параметр $\beta = \frac{D}{d}$, преобразуем (10) к виду

$$[\sigma_{y\vartheta}] \frac{\beta^2 + 1,44}{\beta^2 - 1,44} \leq \sigma_p,$$

откуда

$$\beta = \frac{D}{d} \geq 1,2 \sqrt{\frac{[\sigma_p] + [\sigma_{y\vartheta}]}{[\sigma_p] - [\sigma_{y\vartheta}]}}. \quad (11)$$

Известен и другой способ расчета круговых замкнутых головок на совместные напряжения растяжения и изгиба.

Согласно данным, приведенным в (5), расчетный изгибающий момент

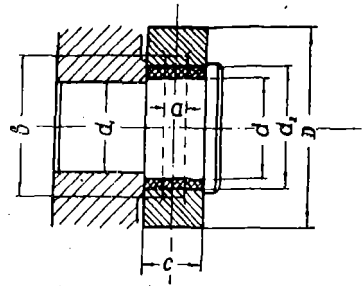
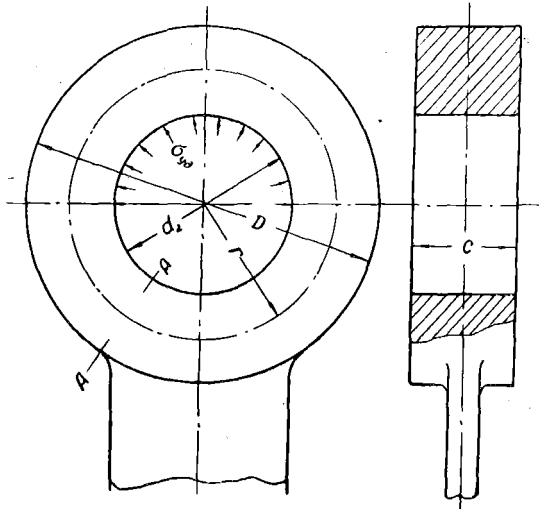


Рис. 2. Схема к расчету пальца кривошипа из условий равной прочности.

для сечения $A-A$ кольца головки (рис. 3) может быть оценен, как $M_0 = 0,16 P_{ш} v$, и сила, растягивающая это же сечение, как $x = 0,46 P_{ш}$. Тогда уравнение прочности для сечения $A-A$



$$\frac{M_0}{W} + \frac{x}{F} \leq [\sigma_p], \quad (12)$$

где W — момент сопротивления сечения (см^3);

F — его площадь (см^2).

Подставляя в (12) приведенные выше значения M_0 и x , с заменой в них $P_{ш} = [\sigma_{y\partial}] cd$ и учтя размеры сечения кольца круговой головки из рис. 2, после элементарных преобразований получаем

$$\frac{[\sigma_{y\partial}](1,1\beta - 1,08)}{(\beta - 1,2)^2} \leq [\sigma_p]. \quad (13)$$

Решая это уравнение, най-

Рис. 3. Схема к расчету головки шатуна. дем

$$\beta = 1,2 + 0,55 \frac{[\sigma_{y\partial}]}{[\sigma_p]} + \sqrt{\left(1,2 + 0,55 \frac{[\sigma_{y\partial}]}{[\sigma_p]}\right)^2 - 1,44 - 1,08 \frac{[\sigma_{y\partial}]}{[\sigma_p]}}. \quad (14)$$

Из двух полученных значений β — из (11) и из (14) — большие размеры головок дает (11).

Для иллюстрации рассмотрим, как изменяются геометрические параметры $k_2 = \frac{d}{A}$, $\varphi k_2 = \frac{c}{A}$ и $\beta k_2 = \frac{D}{A}$ в зависимости от определяющих их величин.

Приняв $k_1 = 1,47$, $\varphi = 0,555$ [см. (8)], $[\sigma_{y\partial}] = 400 \text{ кг/см}^2$, как было указано выше, найдем по формуле (9)

$$k_2 = \frac{d}{A} = \sqrt{\frac{1,47 [\sigma_{расч}]}{2 \cdot 0,555 \cdot 400}} = 0,0575 \sqrt{[\sigma_{расч}]}. \quad (15)$$

Соответственно по формуле (11) найдем геометрический параметр

$$\beta = \frac{D}{d} = 1,2 \sqrt{\frac{850 + 400}{850 - 400}} = 2, \quad (16)$$

где допускаемое напряжение растяжения для головки шатуна из Ст. 5 взято $[\sigma_p] = 850 \text{ кг/см}^2$.

Следовательно, $\frac{D}{A} = \beta k_2 = 0,115 \sqrt{[\sigma_{расч}]}$ и $\frac{c}{A} = \varphi k_2 = 0,0317 \sqrt{[\sigma_{расч}]}$.

Принимая значение $[\sigma_{расч}]$ в пределах от 10 до 30 кг/см^2 , определим соответствующие геометрические параметры, являющиеся, как выяснено, функциями $[\sigma_{расч}]$.

Результаты подсчета геометрических параметров при $[\sigma_p] = 850 \text{ кг/см}^2$, $[\sigma_{y\partial}] = 400 \text{ кг/см}^2$ и $[\sigma_{ш}] = 800 \text{ кг/см}^2$ приведены на графике (рис. 4).

На нем нанесены также кривые, выражающие зависимость $\frac{d_1}{A}$ и $\frac{d_2}{A}$, с учетом принятых постоянных соотношений $d_1 = 0,92d$ и $d_2 = 1,2d$.

Сечение тела шатуна принято прямоугольным (рис. 2).

Пусть $b = k_3 a$, где $k_3 = \frac{b}{a}$ обычно колеблется в пределах $3,5 \div 4$.

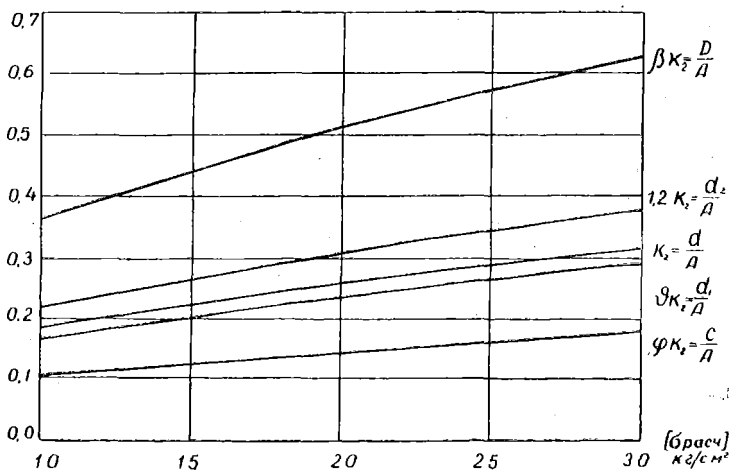


Рис. 4. График для определения геометрических параметров шатуна (все размеры в долях высоты формы A).

Из условия равнопрочности $cd [\sigma_{y\partial}] = ab [\sigma_p]$, или, вводя $c = \varphi d$ из (7) и $b = k_3 a$, запишем

$$\varphi d^2 [\sigma_{y\partial}] = k_3 a^2 [\sigma_p],$$

откуда

$$k_1 = \frac{a}{d} = \sqrt{\frac{\varphi [\sigma_{y\partial}]}{k_3 [\sigma_p]}}, \quad (17)$$

а с учётом (9)

$$a = k_4 d = k_2 k_4 A = \sqrt{\frac{k_1 [\sigma_{расч}]}{2 k_3 [\sigma_p]}} \cdot A. \quad (18)$$

Соответственно

$$b = k_3 a = k_3 k_4 d = k_2 k_3 k_4 A = \sqrt{\frac{k_1 k_3 [\sigma_{расч}]}{2 [\sigma_p]}} \cdot A. \quad (19)$$

Возможен и другой метод расчета — по площади сечения шатуна.

Выразим площадь сечения шатуна (F_m) через $F_m = k_m A^2$.

Из условий прочности шатуна

$$k_m A^2 [\sigma_p] = \frac{k_1 A^2 [\sigma_{расч}]}{2}.$$

откуда

$$k_m = \frac{k_1 [\sigma_{расч}]}{2 [\sigma_p]}. \quad (20)$$

Коэффициент податливости шатунов

$$k_{3ш} = \frac{l_{ш}}{2EF_{ш}} = \frac{\lambda_{ш}A}{2Ek_{ш}A^2} = \frac{\lambda_{ш}[\sigma_p]}{Ek_1[\sigma_{расч}]A} \quad (21)$$

Для иллюстрации приводим расчет геометрических параметров тела шатуна с заданным соотношением $k_3 = \frac{b}{a} = 3,5$ и длиной $l_{ш} = 2A$, при изменении допускаемого напряжения растяжения в пределах от 650 кг/см^2 до 950 кг/см^2 и среднего расчетного удельного давления $[\sigma_{расч}]$ в пределах от 10 до 30 кг/см^2 .

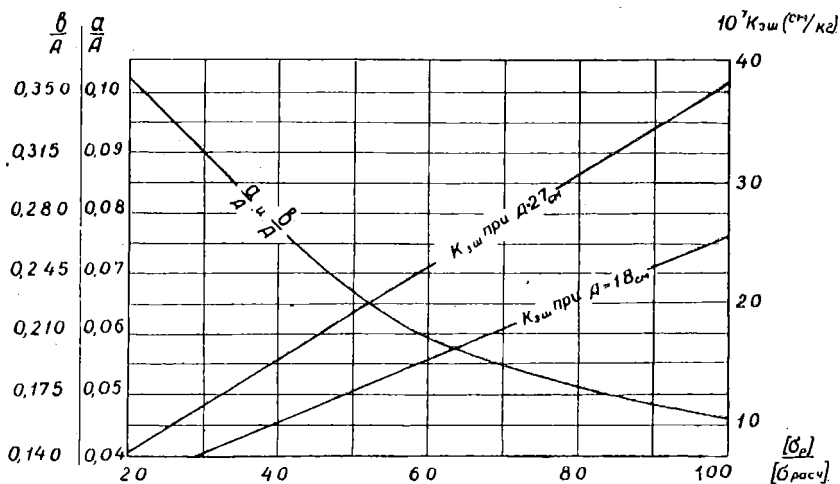


Рис 5. График для определения размеров сечения шатуна и его коэффициента податливости.

Формулу [18] представим в виде

$$k_2k_4 = \frac{a}{A} = \sqrt{\frac{1,47}{2 \cdot 3,5} \cdot \frac{[\sigma_{расч}]}{[\sigma_p]}} = 0,458 \sqrt{\frac{[\sigma_{расч}]}{[\sigma_p]}} \quad (22)$$

где отношение $\frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}$ изменяется в пределах от $\frac{650}{30} = 21,667$ до $\frac{950}{10} = 95$.

На рис. 5 выражены значения $k_4 = \frac{a}{A}$ и $k_2k_3k_4 = \frac{b}{A}$ в виде функции отношения $\frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}$. На этом же графике нанесены зависимости коэффициента податливости шатуна $k_{3ш} = \frac{\lambda_{ш}}{Ek_1A} \cdot \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}$, при $A = 27 \text{ см}$ и $A = 18 \text{ см}$ ($\lambda_{ш} = 2$ и $k_1 = 1,47$).

ЗУБЧАТЫЕ КОЛЕСА

Зубчатые колеса тигельных машин обычно изготавливаются из модифицированного серого чугуна (для шестерен ГОСТ 2611-44 рекомендует марку МСЧ 28-48). Так как зубчатые передачи являются открытыми и сравнительно тихоходными, можно ограничиться расчетом их прямых зубьев только на изгиб.

Используем известную формулу для расчета зубьев прямозубых колес на изгиб [2]

$$P_0 = y b_u t [\sigma_{и\kappa}], \quad (23)$$

в которой P_0 — расчетное окружное усилие шестерни, y — коэффициент формы профиля зуба, b_u — длина зуба, $t = \pi m$ — шаг зацепления, где m — модуль зацепления, $[\sigma_{и\kappa}]$ — допускаемое напряжение изгиба для зубьев колеса.

Для оценки расчетного окружного усилия шестерни введен в расчет пик крутящего момента, возникающего на главном валу тигельной машины [4]

$$M_{кр.м} = \nu \frac{Q_{\Sigma} r}{40} = \frac{\nu k_1 A^2 [\sigma_{расч}] r}{40}, \quad (24)$$

где ν — коэффициент пика крутящего момента, зависящий от жесткости машины, выбираемый ориентировочно из графика [4, стр. 48] или по формуле для укрупненных расчетов;

r — величина радиуса кривошипа.

С учетом (24) расчетное окружное усилие

$$P_0 = \frac{M_{кр.м}}{r_0 k_z} = \frac{\nu k_1 [\sigma_{расч}] A^2 r \beta_k}{40 r_0 k_z k_v}, \quad (25)$$

где r_0 — радиус начальной окружности зубчатого колеса;

k_z — коэффициент влияния коэффициента перекрытия;

k_v — коэффициент влияния окружной скорости колеса;

β_k — коэффициент динамических перегрузок.

С учетом специфики передачи (циклически повторяющиеся пики нагрузки на одни и те же зубья колеса, незначительные силы инерции тигля; малые скорости зубьев, значительное передаточное число) можно принять значение $\frac{\beta_k}{k_z \cdot k_v} \cong 1$.

Подставляя (25) в (23), с учетом $b_u = \psi m$ и $t = \pi m$ находим

$$\frac{\nu k_1 [\sigma_{расч}] A^2 r}{40 r_0} = y \psi \pi m^2 [\sigma_{и\kappa}],$$

откуда при одной шестерне

$$m_1 = A \sqrt{\frac{\nu k_1 [\sigma_{расч}] r}{40 y \psi \pi [\sigma_{и\kappa}] r_0}} = \mu_1 A. \quad (26)$$

В тигельных машинах конструктивно $\frac{r}{r_0} \cong 1,25$ и $\psi = 10$, а поэтому можно принять

$$\mu_1 \cong 0,0253 \sqrt{\frac{\nu k_1 [\sigma_{расч}]}{y [\sigma_{и\kappa}]}}; \quad (27)$$

при спаренных кривошипных шестернях

$$\mu_2 \cong \frac{\mu_1}{\sqrt{2}} = 0,0178 \sqrt{\frac{\nu k_1 [\sigma_{расч}]}{y [\sigma_{и\kappa}]}}. \quad (28)$$

Соответственно определяется длина зуба

$$b_u = 10 m = 10 \mu A, \quad (29)$$

где μ — выбирается из [27] при одной шестерне и из [28] при спаренных шестернях.

На рис. 6 приведены значения коэффициента модуля зацепления $\mu_1 = \frac{m_1}{A}$ (для одинарных передач) и $\mu_2 = \frac{m_2}{A}$ (для двойных передач), подсчитанные для различных расчетных удельных давлений $[\sigma_{расч}]$, допускаемых напряжений изгиба зубьев — $[\sigma_{изк}]$ и допускаемых напряжений растяжения для шатунов $[\sigma_p]$: 1) $[\sigma_p] = 950 \text{ кг/см}^2$, 2) $[\sigma_p] = 850 \text{ кг/см}^2$, 3) $[\sigma_p] = 750 \text{ кг/см}^2$, 4) $[\sigma_p] = 650 \text{ кг/см}^2$.

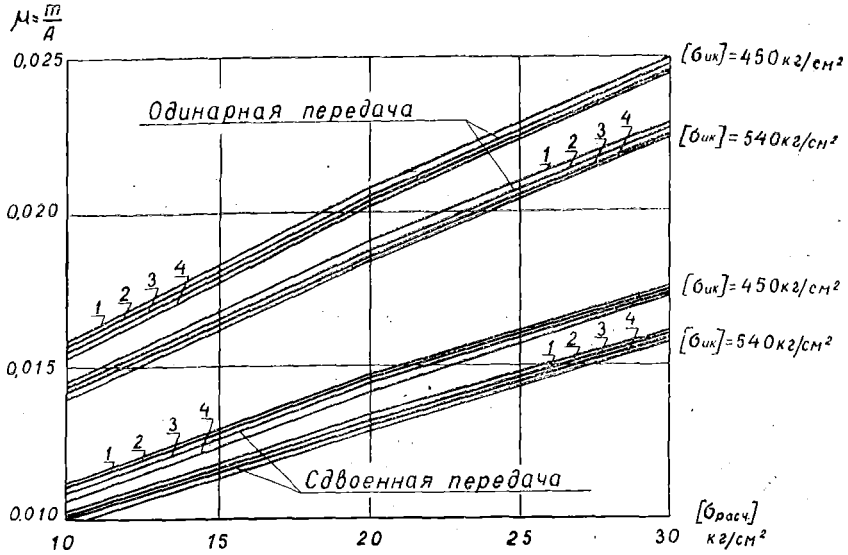


Рис. 6. График для определения значений коэффициентов модулей зацепления $\mu_1 = \frac{m_1}{A}$ для одинарных и $\mu_2 = \frac{m_2}{A}$ для спаренных передач.

Для каждой пары значений $[\sigma_{расч}]$ и $[\sigma_{изк}]$ коэффициент μ несколько колеблется в зависимости от величины $[\sigma_p]$, т. е. от коэффициента податливости шатунов, $k_{зм} = \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}$.

ГЛАВНЫЙ ВАЛ

Основные напряжения в сечениях главного вала — напряжения изгиба.

Действительно, рассматривая схему главного вала, приведенную на рис. 7, и принимая худшие условия нагружения, можем оценить приведенный момент по третьей теории прочности

$$M_{np} = \sqrt{M_n^2 + M_{кр}^2} \cong \sqrt{\left[\frac{Q_{\Sigma m}}{2} (p_1 + p_2) \right]^2 + \left(\frac{Q_{\Sigma m} r \gamma}{2 \cdot 40} \right)^2},$$

или

$$M_{np} = Q_{\Sigma m} \frac{p_1 + p_2}{2} \sqrt{1 + \left[\frac{\gamma r}{40 (p_1 + p_2)} \right]^2}. \quad (30)$$

Практически $\nu < 2,0$. Отношение же $\frac{p_1 + p_2}{r}$ в существующих тигельных машинах больше 0,5.

Поэтому $\sqrt{1 + \left[\frac{\nu r}{40(p_1 + p_2)} \right]^2} \leq 1,005 \approx 1$, а следовательно,

$$M_{np} \approx M_u.$$

При наличии спаренных шестерен это приближение превращается в тождество.

При общих предварительных расчетах уравнение прочности для опасного сечения главного вала (в средней части шейки) может быть записано в следующем виде:

$$\frac{Q_{\Sigma m}}{2} \left(p_1 + p_2 + \frac{\nu r p_2}{40 r_0} \right) = 0,1 d_3^3 [\sigma_{из}], \quad (30)$$

где d_3 — диаметр шейки главного вала;

$[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение изгиба в ней.

Подставляя в (30) (3) и учтя, что

$$\left. \begin{aligned} \frac{r_0}{r} &\approx 1,25; \quad p_1 \approx \frac{c + b_m}{2} = \frac{k_2 \varphi + 10 \mu}{2} A; \\ p_2 &\approx \frac{b_m + \varphi_3 d_3}{2} = \frac{10 \mu + 0,6 k_5}{2} A. \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

где принято $\varphi_3 = 1,2$ и введено $k_5 = \frac{d_3}{A}$, приходим при решении к кубическому уравнению вида

$$k_5^3 + p k_5 + q = 0,$$

где

$$p = - \frac{0,6 \kappa_1 [\sigma_{расч}] (0,50 + 0,01 \nu)}{0,1 [\sigma_{из}]}; \quad (32)$$

$$q = - \frac{k_1 [\sigma_{расч}] [0,25 (k_2 \varphi + 20 \mu) + 0,005 \nu \mu]}{0,1 [\sigma_{из}]}$$

Так как дискриминант этого уравнения $\Delta = \frac{p^3}{27} + \frac{q^2}{4}$, как выясняется при анализе, положителен, данное кубическое уравнение имеет один вещественный корень

$$k_5 = u + v,$$

где

$$u = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\Delta}}; \quad v = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\Delta}}. \quad (33)$$

Следовательно, при определении k_5 необходимо

1) определить значение p и q при заданных условиях;

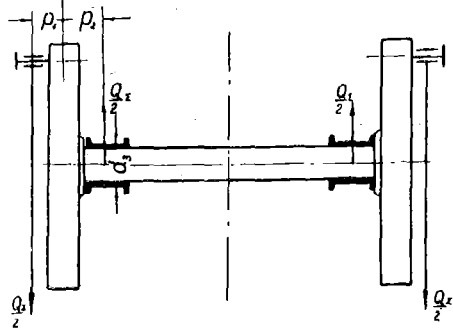


Рис. 7. Схема к расчету главного вала тигельной машины.

2) найти дискриминант $\Delta = \frac{p^3}{27} + \frac{q^2}{4}$;

3) определить k_5 :

$$k_5 = \frac{d_3}{A} = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{\Delta}} + \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{\Delta}}. \quad (34)$$

Геометрические параметры главного вала $k_5 = \frac{d_3}{A}$ определяем, исходя из условия, что режим работы последнего близок ко II режиму (повторные однозначные напряжения, изменяющиеся от 0 до σ_{\max}).

Это следует из ограниченности угла поворота вала в период возникновения пиков нагрузки.

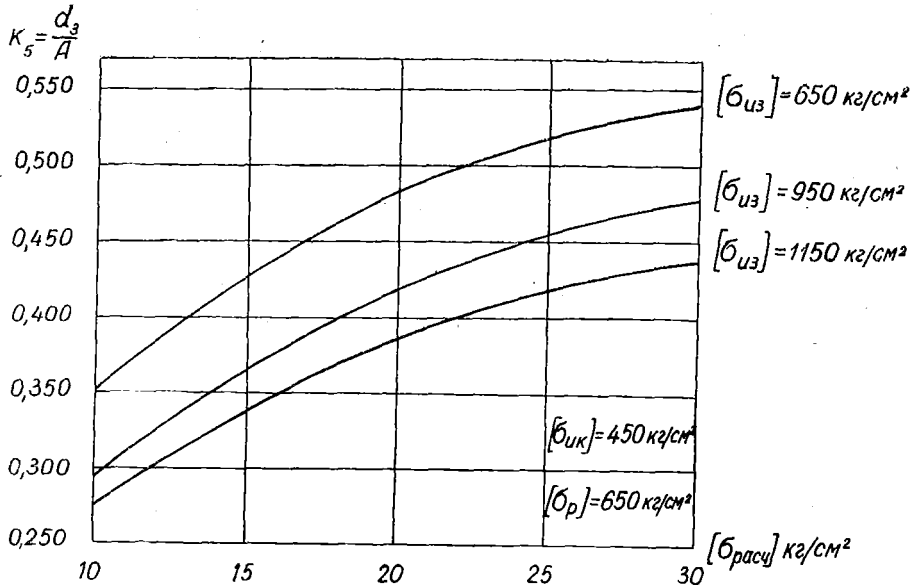


Рис. 8. График для определения значений коэффициента диаметра шеек главного вала

$$k_5 = \frac{d_3}{A}$$

На рис. 8 приведены значения k_5 в виде функций от $[\sigma_{расч}]$ для заданных допускаемых напряжений изгиба вала $[\sigma_{из}]$, последовательно равных 650, 950 и 1150 кг/см², при допускаемых напряжениях растяжения шатуна $[\sigma_p] = 650$ кг/см² $[\sigma_{шк}] = 450$ кг/см².

Влияние изменения коэффициента податливости шатунов $k_{3ш} = \frac{\Delta}{Q_3}$, определяемого, при прочих заданных условиях, величиной допускаемого напряжения растяжения шатунов $[\sigma_p]$ как видим, сравнительно невелико.

МАХОВИК

Наиболее ответственное назначение маховика тигельной машины — ограничение неравномерности её хода в период печати, при пике избыточной работы сопротивлений.

Рассматривая диаграммы крутящих моментов, приведенных на рис. 5 [4, стр. 47], обратим внимание на то обстоятельство, что площадь $F = \int_{\varphi'}^{\pi} M_{кр} d\varphi$ в масштабе диаграммы выражают работу в период печатного контакта, которую с некоторым приближением можно считать избыточной.

Действительно (рис. 9), если продлить эту диаграмму ($\varphi > \pi$), то при отходе тигля крутящие моменты быстро меняют знак, т. е. маховик через 1,5—2° достигает минимальной угловой скорости.

Площадь F_2 , покрытая вертикальными штрихами, компенсирует площадь F_1 , заштрихованную горизонтально, представляющую работу движущих сил.

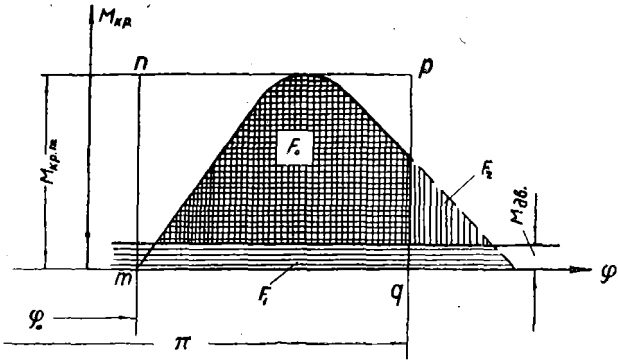


Рис. 9. Схема к определению величины избыточной работы по диаграмме $M_{кр}(\varphi)$ для тигельной машины.

Площадь $F = F_0 + F_1 = \int_{\varphi_0}^{\pi} M_{кр} d\varphi$ можно выразить в виде

$$A_{изб} = \int_{\varphi_0}^{\pi} M_{кр} d\varphi \cong M_{кр.т} (\pi - \varphi_0) \epsilon, \quad (36)$$

где ϵ — коэффициент заполнения площадью F описанного прямоугольника $mnpq$ (рис. 9).

По нашим подсчетам, проведенным на базе планиметрирования диаграмм $M_{кр}(\varphi)$, коэффициент заполнения в среднем можно принять $\epsilon = 0,7$ (при $k \geq 15 \cdot 10^{-7}$; $\epsilon = 0,69 \div 0,72$).

Тогда требующийся момент инерции масс маховика можно выразить, с учетом коэффициента неравномерности хода δ , в виде

$$I_{м} = \frac{A_{изб}}{\delta \omega_{ср}^2} = \frac{\epsilon M_{кр.т} (\pi - \varphi_0)}{\delta \omega_{ср}^2}. \quad (37)$$

Подставляя $M_{кр.т}$ из (24), найдем

$$I_{м} = \frac{\epsilon \nu k_1 A^2 [\sigma_{расч}] r (\pi - \varphi_0)}{40 \delta \omega_{ср}^2}. \quad (38)$$

Если взять конкретные условия, принятые при построении упомянутых диаграмм $M_{кр}(\varphi)$, то произведения $\nu(\pi - \varphi_0)$, судя по найденным значениям ν и φ_0 , колеблются в зависимости от податливости системы прессы k .

Результаты подсчета произведения $\nu(\pi - \varphi_0)$ приведены на графике (рис. 10).

Математически найденная зависимость выражается формулой:

$$\nu(\pi - \varphi_0) = 0,0924 + 51200 k,$$

где k выражено в $см/кг$.

Подставляя (39) в (38), найдем зависимость момента инерции масс маховика от конкретных условий:

$$I_M = \frac{\varepsilon k_1 A^2 [\sigma_{расч}] r (0,0924 + 51200 k)}{40 \delta \omega_{ср}^2} \quad (40)$$

Подставляя в (40) $\varepsilon \cong 0,7$ и производя элементарные сокращения, приходим к формуле

$$I_M \cong \frac{k_1 A^2 [\sigma_{расч}] r (0,0016 + 900 k)}{\delta \omega_{ср}^2} \quad (41)$$

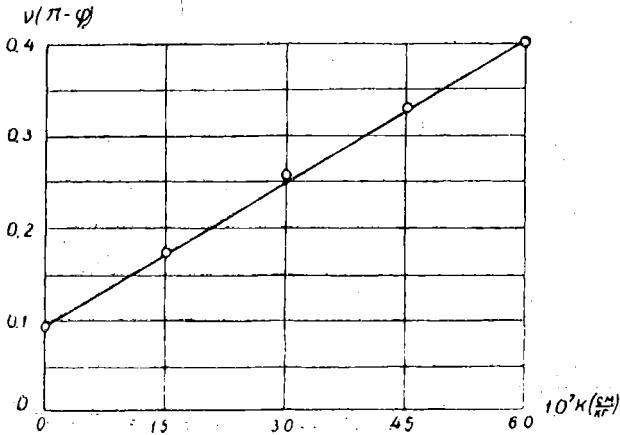


Рис. 10. Зависимость величины $\nu(\pi - \varphi_0)$ от коэффициента податливости системы прессы (k).

Если же считать, что радиусы кривошипа из условий геометрического подобия машин пропорциональны высоте формы, т. е.

$r = k_7 A$, то (41) принимает вид

$$I_M \cong \frac{k_1 k_7 [\sigma_{расч}] (0,0016 + 900 k)}{\delta \omega_{ср}^2} \cdot A^3 \quad (42)$$

Выражая среднюю угловую скорость маховика через его число оборотов: $\omega_{ср} = \frac{\pi n_{ср}}{30}$, можем придать (42) окончательный вид

$$I_M = \frac{k_1 \cdot k_7 [\sigma_{расч}] (0,145 + 82000 k)}{\delta n_{ср}^2} \cdot A^3 \quad (43)$$

Из этой формулы следует, что при прочих равных условиях неравномерность хода геометрически подобных машин зависит от коэффициента податливости k (см/кг) их системы прессы.

КОЭФФИЦИЕНТ ПОДАТЛИВОСТИ СИСТЕМЫ ПРЕССА

Учитывая, что коэффициент максимального крутящего момента на главном валу тигельной машины ν и произведение $\nu(\pi - \varphi_0)$, оказывающие влияние на расчет большинства частей тигельных машин, являются функциями коэффициента податливости системы прессы $k = \frac{\Delta}{Q_{\nu}}$, остановимся на вопросе, сохраняет ли эта величина постоянство, при геометрическом подобии систем?

С учетом оценки значений k ($см/кг$), как указывалось в нашей работе [4], укрупненно можно считать

$$k \cong \frac{1,07}{2AE k_2^2 k_1^2 k_3} = \frac{1,07 \lambda_m}{AE k_1} \cdot \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}, \quad (44)$$

где $\lambda = \frac{l_m}{A}$.

При $\lambda_m \cong 2$; $k_1 = 1,47$; $E = 2,1 \cdot 10^6$ $кг/см^2$:

$$k \cong \frac{6,95 \cdot 10^{-7}}{A} \cdot \frac{[\sigma_p]}{[\sigma_{расч}]}. \quad (45)$$

ВЫВОДЫ

1. Найдены геометрические параметры важнейших расчетных размеров деталей привода тигельных машин, определенные из условия равнопрочности.

2. Установлено, что при геометрическом и материальном подобии тигельных машин разных форматов, их механизмы тигля не обладают равной жесткостью, а поэтому не равны и напряжения в деталях, передающих вращательное движение кривошипу. Коэффициент податливости системы пресса приближенно можно оценить величиной

$$k \cong \frac{1,07 \lambda_m [\sigma_p]}{AE k_1 [\sigma_{расч}]},$$

где λ_m — геометрический параметр длины шатуна $\lambda_m = \frac{l_m}{A}$;

A — высота формы;

$$k_1 = \frac{B}{A} \cong 1,47; \quad E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2,$$

$[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения для шатуна;

$[\sigma_{расч}]$ — расчетное среднее давление в $кг$ на 1 см^2 формы.

3. Приведены графики, выражающие зависимости важнейших геометрических параметров тигельных машин от определяющих их факторов. Зависимости, обобщенные на графиках, могут быть полезны как конструкторам, так и механикам полиграфических предприятий (для целей паспортизации и установления технических характеристик тигельных машин).

ЛИТЕРАТУРА

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов, ГИТИ, 1954, стр. 609—611.
2. Добровольский В. А. Детали машин, Гостехиздат УССР, 1954, стр. 252—265.
3. Тир К. В. О нагрузках, возникающих при печати на печатных машинах. Сборник трудов УНИИП, вып. первый, 1937.
4. Тир К. В. Определение пика крутящего момента на главном валу тигельной машины, Научные записки УПИ, т. XI, 1955.
5. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. 2, Машгиз, 1948, стр. 491—498.