

Министерство образования и науки Российской Федерации
Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова

В.В. Рузанов, А.А. Кальченко, М.Г. Кузнецов

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ

*Утверждено Редакционно-издательским советом университета
в качестве учебного пособия*

Магнитогорск
2012

Рецензенты:

Заведующий кафедрой машиноведения
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный университет»,
профессор, доктор технических наук
В.С. Славин

Доцент кафедры машиноведения
ФГБОУ ВПО «Магнитогорский государственный университет»,
кандидат технических наук
Д.Б. Зудев

Рузанов, В.В.

Кузнечно-штамповочное оборудование. Кривошипные прессы: учеб. пособие / В.В. Рузанов, А.А. Кальченко, М.Г. Кузнецов. Магнитогорск: Изд-во Магнитогорск. гос. техн. ун-та им. Г.И. Носова, 2012. – 47 с.

Предложена методика расчета основных узлов и деталей кривошипного прессы: коленчатого вала, шатуна, ползуна и направляющих, зубчатых передач. Даны формулы по определению основных кинематических параметров кривошипного прессы и выбора мощности двигателя. Составлен программный комплекс, с помощью которого можно провести все прочностные и кинематические расчеты.

Пособие предназначено для студентов специальности 150201.62, бакалавров по направлению 150200.65 «Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств» и магистров по направлению 150700.68 «Машиностроение».

УДК 621.73

© Магнитогорский государственный
технический университет
им. Г.И. Носова, 2012

© Рузанов В.В., Кальченко А.А.,
Кузнецов М.Г., 2012

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН	4
1.1. Расчет мощности электродвигателя	4
1.2. Определение основных кинематических параметров кривошипных машин	8
1.3. Определение крутящего момента	8
1.4. Расчет коленчатого вала	9
1.5. Расчет шатуна на прочность.....	12
1.6. Ползун и направляющие ползуна.....	13
1.7. Расчет зубчатых передач.....	17
2. ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС «КРИВОШИПНЫЙ ПРЕСС»	24
2.1. Структурная диаграмма программного комплекса ...	24
2.2. Программные модули.....	24
2.3. Инструкция для пользователей	25
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	26
ПРИЛОЖЕНИЯ	27

ВВЕДЕНИЕ

Современное машиностроение располагает ограниченным парком самого разнообразного высокопроизводительного оборудования: литейными машинами, молотами, прессами, станками-автоматами и автоматизированными линиями. Каждый из этих видов оборудования оказывается наиболее эффективным при изготовлении определенного вида изделий, каждый незаменим в своей области технологии.

Кривошипные прессы предназначены, как правило, для штамповки поковок при массовых и крупносерийных производствах, должны обеспечить изготовление поковок с меньшим расходом металла (по сравнению с паровоздушными штамповочными молотами) и минимальными припусками на последующую механическую обработку. В отличие от паровоздушных штамповочных молотов, кривошипные прессы позволяют автоматизировать производство поковок, что обеспечивает повышение производительности труда и снижение себестоимости поковок, уменьшает вибрацию и шум. Увеличение технологической сложности конструкций кривошипных прессов, повышение затрат на их ремонт и обслуживание окупаются в последующей эксплуатации. Одна из главных задач в конструировании и изготовлении прессов состоит в повышении надежности и работоспособности всех узлов и деталей кривошипного пресса: коленчатого вала, шатуна, ползуна и направляющих, зубчатых передач.

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КРИВОШИПНЫХ МАШИН

1.1. Расчет мощности электродвигателя

Электропривод кривошипных прессов работает в условиях пиковых нагрузок. Крутящий момент на кривошипном валу пресса во время выполнения технологической операции в несколько раз превышает крутящий момент во время холостого хода.

Маховик пресса во время выполнения технологической операции снижает число оборотов, отдавая часть накопленной энергии. Во время холостого хода электродвигатель разгоняет маховик, восстанавливая запас его кинетической энергии. Наличие маховика позволяет применять электродвигатель меньшей мощности (прил. 1, рис. 1).

Работа кривошипного пресса на одиночных ходах за время одного цикла

$$A_{\text{ц}} = A_{\text{м}} + A_{\text{г}} + A_{\text{т}} + A_{\text{х.х}}, \quad (1)$$

где $A_{\text{м}}$ – работа, затрачиваемая на трение при включении фрикционной муфты;

$$A_{\text{м}} = \psi_{\text{м}} P, \quad (2)$$

где $\psi_{\text{м}}$ – коэффициент, зависящий от типа пресса (табл. 1);

$A_{\text{г}}$ – работа пластического деформирования;

$$A_{\text{г}} = \psi_{\text{г}} P (S_{\text{г}} + \Delta) = \psi_{\text{г}} P (K_{\text{п}} H + P/C), \quad (3)$$

где $\psi_{\text{г}}$ – коэффициент, назначаемый в зависимости от выполняемой технологической операции (табл. 2);

$K_{\text{п}}$ – коэффициент, принимаемый в соответствии с технологическим назначением пресса (табл. 1);

C – коэффициент жесткости (табл. 3);

$A_{\text{т}}$ – работа, затрачиваемая на трение в процессе деформирования;

H – величина хода ползуна;

$$A_{\text{т}} = P_{\text{ср}} m_k^f \alpha p \pi / 180 = (A_{\text{г}} / S_{\text{г}}) m_k^f \alpha p (\pi / 180), \quad (4)$$

где m_k^f рассчитывается по формуле (15).

$$\alpha p = \arccos \frac{(1 - (2S_{\text{п}}/H)) [1 + (1/\lambda + 2(S_{\text{п}}/H)^2)]}{1 - (2S_{\text{п}}/H + 1/\lambda)}; \quad (5)$$

$$S_{\text{п}} = K_{\text{п}} H + (P/C); \quad (6)$$

$A_{\text{х.х}}$ – работа холостого хода, определяемая по графику (прил. 1, рис. 2);

λ – коэффициент длины шатуна (табл. 6).

Таблица 1

Значения коэффициентов ψ_m и K_p в зависимости от типа прессы

Типы прессов	K_p	ψ_m
Общего назначения	0,12	1,5–2,5
Двойного действия	0,45	10–20
Вертикально-гибочные	–	10–15
Ковочно-штамповочные	0,06–0,1	1,75–2,5
Горизонтально-ковочные машины	–	4–6,5

Мощность электродвигателя определяется по выражению

$$N = K_g (A_m + A_g + A_f + A_{x.x}) / T_u. \quad (7)$$

$$T_u = 60 / np. \quad (8)$$

Значения p принимаются по табл. 4, K_g – по табл. 5.

Таблица 2

Значения коэффициента ψ_g в зависимости
от технологической операции

Наименование технологической операции	ψ_g
Вырубка	0,5
Вытяжка	0,14–0,54
Гибка	0,32
Чеканка	0,5
Горячая штамповка	0,1–0,15
Выдавливание	1
Высадка	0,34

Таблица 3

Жесткость прессов C в зависимости от усилия

P_H , кН	25	100	250	400	630	1000
C , МН/м	200	225	260	300	350	440
P_H , кН	1600	2500	4000	10000	16000	25000
C , МН/м	575	800	900	1600	2400	3500

Таблица 4

Значение коэффициента ρ в зависимости от типа прессы

Типы прессов	ρ
Одностоечные	0,3–0,75
Однокривошипные наклоняемые	0,3–0,75
Однокривошипные простого действия	0,3–0,4
Обрезные	0,3
Двухкривошипные	0,3
Горячештамповочные	0,12–0,25
Холодновысадочные автоматы	1
Горизонтально-ковочные машины	0,20–0,35

Таблица 5

Зависимость коэффициента запаса мощности K_g для двигателей с короткозамкнутым ротором от характеристики прессы

n , ход/мин	До 15	15–50	Более 50
K_g	1,2	1,3	1,4–16

Таблица 6

Значения коэффициента λ для прессов различного технологического назначения

Типы прессов	λ
Листоштамповочные универсальные	
С нормальным ходом	0,08–0,14
С увеличенным ходом	0,15–0,20
Специальные	
Для вытяжных работ	0,18–0,30
Для наружных ползунов	
Без плунжеров	0,25–0,40
С плунжерами	0,60–0,70
Автоматы с нижним приводом	0,05–0,08
Автоматы многопозиционные	0,06–0,18
Горизонтально-ковочные машины	0,12–0,16
Чеканочные	0,12–0,16
Автоматы холодновысадочные	0,1–0,2

1.2. Определение основных кинематических параметров кривошипных машин

При проектировании кривошипных машин необходимо установить их кинематические параметры, т.е. определить законы изменения перемещений. Скоростей и ускорений исполнительного звена – ползуна. Найти максимальные значения этих параметров, а также их значения в период рабочего хода.

Путь ползуна определяется следующей зависимостью:

$$S_{\alpha} = R[(1 - \cos \alpha) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\alpha)] \quad (9)$$

и рассматривается через 5–10° угла α .

Скорость ползуна пресса определяется по формуле

$$V = \pi R n_0 / 30 (\sin \alpha + (\lambda/2) \sin 2\alpha) \quad (10)$$

и рассчитывается через 5–10° угла α .

где n_0 - число оборотов кривошипа.

Ускорение ползуна определяется формулой

$$j = (\pi R n_0 / 30)^2 R (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (11)$$

Значения λ принимаются по табл. 6.

1.3. Определение крутящего момента

Крутящий момент на коленчатом валу реального механизма (с учетом сил трения)

$$M_k = P m_k = P(m_k^u + m_k^f), \quad (12)$$

$$\text{где } m_k^u = R(\sin \alpha + (\lambda/2) \sin 2\alpha); \quad (13)$$

$$m_k^f = f[(1 + \lambda r_a \cos \alpha) + \lambda r_a \cos \alpha + r_a]. \quad (14)$$

С незначительной погрешностью m_k^f можно принять независящим от α .

$$m_k^f = f[(1 + \lambda)r_0 + \lambda r_a + r_0(1 + (I_0/I_k) + r_0(I_0/I_k))]. \quad (15)$$

1.4. Расчет коленчатого вала

В зависимости от типа пресса выбирают конструкцию привода главного вала, который может быть одноколенчатым, двухколенчатым, эксцентриковым, кривошипным. По номинальному усилию пресса на основании имеющихся эмпирических соотношений (прил. 1, рис. 3, табл. 7, прил. 2) определяют размеры вала.

Полученные размеры округляют и выбирают материал вала (табл. 9).

Расчетным является сечение В-В (см. прил. 1, рис. 3).

Усилие, допускаемое прочностью коленчатого вала в сечении В-В.

$$P_a = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nK_\gamma \sqrt{0,004I_0^2 \Phi_\sigma^6 + \Phi_\tau^6 (0,5m_k + 0,085d_0)^2}}. \quad (16)$$

Коэффициенты n и K_γ принимаются по табл. 8; Φ_σ^6 и Φ_τ^6 определяются по графикам (прил. 1, рис. 5), m_k – по формулам (13), (14), значение угла α_μ принимается по табл. 14.

Максимальное, нормальное напряжение

$$\sigma_{\max} = M_{uz} / 0,1d_0^3. \quad (17)$$

Максимальное касательное напряжение

$$\tau_{\max} = M_{kp} / 0,2d_0^3. \quad (18)$$

Коэффициент запаса прочности на изгиб

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1u}}{\sigma_a (k_\sigma / \varepsilon_\sigma) + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (19)$$

где σ_a – амплитуда цикла;

$$\sigma_a = \sigma_{\max} / 2; \quad (20)$$

σ_m – среднее напряжение цикла,

$$\sigma_m = 0. \quad (21)$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a (k_{\tau} / \varepsilon_{\tau}) + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (22)$$

$$\tau_a = \tau_{\max} / 2; \quad (23)$$

$$\tau_{-1} \approx 0,58 \tau_{-1}$$

$$\tau_m = \tau_{\max} / 2. \quad (24)$$

Общий коэффициент запаса прочности

$$n = \frac{n_{\tau} n_{\sigma}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (25)$$

ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты, учитывающие влияние постоянной составляющей цикла на усталостную прочность (табл.9);

ε_{σ} и ε_{τ} – масштабный фактор (табл.10);

k_{σ}, k_{τ} – коэффициенты эффективной концентрации напряжений (табл. 11).

Таблица 7

Эмпирические соотношения геометрических размеров
коленчатого вала

Параметр	Одноколенчатый	Двухколенчатый	Эксцентриковый
$D_0, \text{ м}$	$P \leq 2 \text{ МН}$ $d_0 = 0,14 \sqrt{P 10^{-3}}$ $P > 2 \text{ МН}$	$P \leq 2 \text{ МН}$ $d_0 = 0,14 \sqrt{P 10^{-3}}$ $P > 2 \text{ МН}$	$D_0 = 0,103 \sqrt{P 10^{-3}}$
d_{σ}	d_0	d_0	$(1-1,2) d_0$
d_a	$1,5 d_0$	$1,35 d_0$	$1,64 d_0$
l_0	$2 d_0$	$1,9 d_0$	$1,84 d_0$
l_k	$2,84 d_0$	$2,5 d_0$	–
l_{uu}	$1,5 d_0$	$1,3 d_0$	$0,87 d_0$
В	$0,67 d_0$	$0,6 d_0$	–
А	$1,66 d_0$	$1,6 d_0$	–
Р	$0,08 d_0$	$0,08 d_0$	$0,1 d_0$

Таблица 8

Значения коэффициента запаса n и коэффициента эквивалентной нагрузки K_σ

Типы прессов	n	K_σ
Универсальные	1,3	0,8
Пресс-автоматы	1,72	1,0

Таблица 9

Механические свойства стали

Материал	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_τ , МПа	σ_{-1H} , МПа	ψ_σ	ψ_τ
Сталь 45(Н) ГОСТ 1050-74	585	320	275	0,1	0,1
Сталь 40ХН(У) ГОСТ 4543-71	830	585	354	0,25	0,15

Таблица 10

Масштабные факторы

d_0 , мм	15	20	30	40	50	70	100	200
При изгибе для: углеродистой стали ε_σ легированной стали ε_σ	0,55	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,7	0,61
	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52
При кручении для всех ста- лей ε_τ	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Таблица 11

Коэффициенты эффективной концентрации напряжений K_σ и K_τ

Показатель	K_σ		K_τ	
σ_σ , МПа	<700	>700	≤ 700	≥ 1000
Галтель $r/d = 0,08$	1,6	1,64	1,25	1,35

1.5. Расчет шатуна на прочность

Шатун воспринимает усилие деформирования.
Расчетное усилие деформирования

$$P_p = K_{ш} P, \quad (26)$$

где $K_{ш} = 1$ – для одношатунного привода;

$K_{ш} = 0,75 - 0,63$ – для двухшатунного привода.

По конструкции шатуны выполняются с регулировкой и без регулировки длины (прил. 1, рис. 4).

Усилие сжатия и изгибающий момент от сил трения в шарнирах r_a и r_e , действующие на шатун, характеризуются напряжениями сжатия $\sigma_{сж} = P/F_{aa}$ и изгиба $\sigma_u = M_u/W_{aa}$.

Изгибающий момент

$$M_u = fP_p(r_e - X_1(r_a + r_e)/L). \quad (27)$$

Расстояние до опасного сечения $X_1 = 1,25r_e$.

Площадь сечения А – А и момент сопротивления для общего случая

$$F = K_1 d^2, \quad W = K_2 d^3.$$

В шатунах с нерегулируемой длиной опасное сечение имеет форму двутавра (см. прил. 1, рис. 4), соотношения геометрических размеров:

$$h=0,565d, \quad b=0,25d, \quad B=0,75d.$$

Таблица 12

Коэффициенты K_1 и K_2 назначаются в зависимости от типа сечения

Конструкция шатуна	K_1	K_2
Сечение круга	0,786	0,098
Сечение двутавра	0,39	0,08

Результирующее напряжение в сечении А – А

$$\sigma = \sigma_{сж} + \sigma_n \leq [\sigma]. \quad (28)$$

Диаметр круглого сечения (условный диаметр) двутаврового сечения шатуна

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{P}{3k_1[\sigma_{сж}]}} \cos \frac{\theta}{3}, \quad (29)$$

$$\text{где } \theta = \arccos \frac{\frac{M_u}{K_2[\sigma_{из}]}}{2 \sqrt{\left[\frac{P}{3k_1[\sigma_{сж}]} \right]^3}};$$

$$[\sigma_{сж}] = 300 \text{ МПа}, \quad [\sigma_{из}] = 200 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma] = 250.$$

1.6. Ползун и направляющие ползуна

От точности направления ползуна зависят точность получаемых деталей, износ и долговечность инструмента, предназначенного для разделительных и других операций.

Ползуны кривошипных машин по конструкции подразделяются на три группы: сплошные призматические и коробчатые (ползуны листоштамповочных прессов); с дополнительными направляющими (ползуны КГШП прессов-автоматов для горячей и холодной объемной штамповки) и в виде пластин для ножниц и листогибочных прессов (табл. 13).

Повышение точности штамповки и более устойчивое перемещение в направляющих достигаются увеличением длины направляющих ползуна. Точность направления ползуна характеризуется коэффициентом

$$K_n = L_H / B.$$

В зависимости от типа пресса и усилия (табл. 14, 15) определяются геометрические размеры ползуна. Затем производятся проверочные расчеты на допускаемую величину давления.

На направляющие ползуна действуют горизонтальная составляющая силы N_r и изгибающий момент M_n .

$$N_r = \frac{Pf(r_a + r_e)}{L}; \quad (30)$$

$$M_n = N_r [L_n/2 - (b + K_{n1}r_e)] + PX_r K_{n1}, \quad (31)$$

где $X_r = r_e f((r_a + r_e)/L + K_{n1})$.

Таблица 13

Значения коэффициента K_n в зависимости от типа прессы

Типы прессов	K_n
Однокривошипные	1,4–2,5
Двухкривошипные	0,4–0,5
Горячештамповочные (с учетом дополнительных направляющих)	2,5–3
Горизонтально-ковочные машины: в горизонтальной плоскости	5,5–6
в вертикальной плоскости	25–30
Холодновысадочные многопозиционные автоматы: в горизонтальной плоскости	Более 2,3
в вертикальной плоскости	Более 10

Значение величины b принимается конструктивно при передаче усилия через ось – $K_{n1} = 1$, через поверхность – $K_{n1} = -1$ (см. прил. 1, рис. 1).

Удельные усилия на направляющие ползуна:
от горизонтальной составляющей силы N_r

$$P_n = \frac{N_r}{L_n b_n}, \quad (32)$$

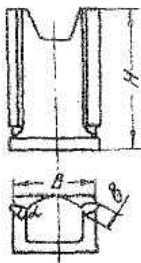
где L_n, b_n – длина и ширина направляющих (табл. 14, 15);

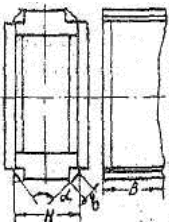
от момента M_n

$$P_m = \frac{6M_n}{L_n^2 b_n}.$$

Таблица 14

Геометрические размеры ползунов листоштамповочных прессов

а	Вид ползуна	Усилие прессы, кН	В, мм	Н, мм	Н/В	b, мм	α , °
		250	800	1600	1,44	150	60
		400	1030	1500	1,44	185	60
		800	1190	1800	1,52	248	60
		160	450	700	1,56	92	60
		250	500	900	1,8	104	60
		315	530	850	1,6	110	60
		400	560	900	1,6	115	60
		500	600	950	1,58	127	60
		630	630	1150	1,84	139	60
		800	670	1250	1,86	150	60
		160	650	950	1,48	121	60

б	Вид ползуна	Расстояние между стойками, мм		L, мм	В, мм	Н, мм	b, мм	$\frac{H}{L}$	$\frac{H}{B}$	α , °
		160	$2 \cdot 10^5$	1990	600	950	89	0,48	1,58	90
		200	2500	2490	630	1000	89	0,4	1,58	90
		400	2800	2806	850	1180	99	0,42	1,4	90
		800	4000	3980	1500	1480	128	0,37	0,98	90
		315	2000	2130	1110	1800	78	0,84	1,62	90
		500	2500	2706	1080	1390	88	0,51	1,28	90
		1000	4000	4700	2300	1900	99	0,45	0,83	90
		1600	4500	4700	2600	2200	125	0,47	0,85	90
		1000	4000	3660	1430	1500	120	0,41	1,05	90
		1600	5000	4970	2240	1850	165	0,37	0,83	90

Ширина зуба шестерен:

металлических $B_{ш} = B_{\kappa} + 2,5 \text{ см};$ текстолитовых $B_{ш} = B_{\kappa} - 1 \text{ см}.$ Угол наклона линии зуба β_3 принимается по табл. 18.

Соотношение зубьев (передаточное число) колес и шестерен не должно быть кратным.

Суммарное удельное усилие

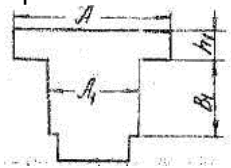
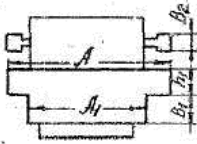
$$P_{\max} = P_n + P_m < [P]. \quad (33)$$

Для бронзовых планок $B_p 05Ц5С5$ $[P] = 3500$ кПа.

Для чугунных и текстолитовых $[P] = 200$ кПа.

Таблица 15

Геометрические размеры ползунов холодновысадочных
многопозиционных автоматов

Ползун	Размеры ползуна									
	L_n	A	A_1	h_1	$\frac{B_1}{B_2}$	L_1	L_2	$\frac{L_n}{h_1}$	$\frac{L_n}{h_1}$	$\frac{L_n}{B_2}$
С вертикально расположенным инструментом										
										
A103M12×100	1800	560	370	70	165	—	—	24	4,86	—
A104M16×125	1750	650	440	60	200	650	500	29,2	4,0	—
A105M20×160	2000	790	600	65	260	820	550	30,8	3,3	—
A106M24×180	2500	800	570	75	295	1010	675	33,3	4,4	—
С горизонтально расположенным инструментом (по типу Гателбур)										
										
M8	790	420	340	75	88	40	195	145	10,5	2,32
M16×130	1575	790	610	100	165	100	410	250	15,7	2,59

Материал ползунов – сталь 35 Л.

Материал зубчатых колес, их механические свойства и допускаемые контактные напряжения принимаются по табл. 19.

Выбранные размеры подлежат проверочному расчету, при котором выясняется, какой величины крутящий момент можно приложить на коленчатом валу.

1.7. Расчет зубчатых передач

Расчетным параметром зубчатых передач является номинальный крутящий момент, равный произведению номинального усилия на относительное плечо при номинальном недоходе (номинальном угле поворота кривошипного вала). Номинальный крутящий момент сравнивается с моментом, допускаемым прочностью зубчатой пары.

Для приближенного определения основных параметров зубчатых передач используются данные, приведенные в табл. 17.

Величина расчетного номинального момента для зубчатых колес на промежуточных валах

$$M_p = M / i\eta = P m_k / i\eta, \quad (34)$$

где $\eta = 0,95 - 0,96$ – КПД передачи; $i=1$.

Величина m_k определяется по формулам (13), (14) с заменой α на α_n (табл. 16).

Таблица 16

Рекомендуемые углы α_n кривошипных прессов

Типы пресса	Ход нормальный		Ход увеличенный	
	Тип привода			
	Односторонний	Двухсторонний	Односторонний	Двухсторонний
Простого действия: кривошипные чечаночные	30 —	— 60	Без зубчатого сцепления — 50	

Первая проверка. Определение крутящего момента, удовлетворяющего допускаемой пластической деформации зубьев.

$$M_{kn} = \left(\frac{[\sigma_k]_{\max}}{C_M C_1 \cos \beta_3} \right)^2 \frac{z_k^2 m_n^2 B \kappa}{K_n (i + i_k)} \geq M_p, \quad (35)$$

где $[\sigma_k]_{\max}$ – допускаемое нормальное контактное напряжение из возможной пластической деформации зубьев (табл. 19);

C_M – коэффициент, учитывающий модуль упругости материала зубчатого колеса и шестерни (табл. 20, 21);

C_1 – коэффициент, учитывающий угол зацепления (табл. 22);

K_H – коэффициент нагрузки;

$$K_H = K_{1n} K_2 K_4.$$

где K_{1n} – коэффициент перегрузки, равный 1,3;

K_2 – коэффициент концентрации нагрузки, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине колеса (табл.23);

K_4 – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении из-за неточностей (табл. 24);

Z_k – число зубьев колеса (см. табл. 17);

i_k – передаточное отношение; для наружного зацепления

$i_k = 1$, для внутреннего зацепления – $i_k = -1$.

Таблица 17

Основные размеры зубчатых передач кривошипных прессов

Привод пресса	Характеристика пары	Межцентровое расстояние колес		Модуль (средние значения колес)		Число зубьев на малом колесе	Ширина колес	
		Чугунных	Стальных	Чугунных	Стальных		Чугунных	Стальных
Одно-сторонний $0,085 d_0$	Тихоходная	(5-6,5) d_0^*	(5-5,5) d_0	0,1 d_0	0,09 d_0	12-21	1,4 d_0 или 14m	1,1 d_0 или 12m
	Быстроходная			(3-3,5) d_0	0,072 d_0	0,064 d_0	17-21	0,9 d_0 или 12m
Двухсторонний	Тихоходная	(4,5-6,5) d_0^{**}	(3,5-4,6) d_0	0,085 d_0	0,07 d_0		13-22 или 12m	0,9 d_0 или 11m
	Быстроходная	(3-3,7) d_0^{***}	(2-2,23) d_0	0,077 d_0	0,064 d_0	13-24	1,15 d_0 или 16m	0,9 d_0 или 13,5m
	5(0,056–0,084) d_0							
	(0,048–0,054) d_0							

* Нижний предел для тяжелых прессов с четырехступенчатым приводом.

** Нижний предел относится к прессам простого действия с большим ходом ползуна и большим передаточным числом тихоходной ступени.

*** Нижний предел относится к тяжелым однокривошипным прессам (20000 кН) с четырехступенчатым приводом

Таблица 18

Рекомендуемые значения угла β_3

Виды передач	β_3
Косозубые	10°–20° (20° для двух колес на одном валу)
Шевронные	20–30°

Таблица 19

Материалы зубчатых колес кривошипных машин,
их механические свойства и допускаемые контактные напряжения

Материал	$\sigma_{вр}$, МПа	σ_t , МПа	σ_{-1u} , МПа	HB10 ²	ψ_σ	$[\sigma_k]$, МПа	$[\sigma_k]_{max}$, МПа
Чугун							
СЧ24-44	240	–	130	1,7-2,4	0,65	430	860
СЧ-32-52	320	–	160	1,7-2,4	0,65	510	1020
Сталь							
35Л(н)	500	280	230	1,5	0,1	560	1180
45Л(н)	550	320	250	1,7	0,1	640	1340
30ГЛ(н)	620	400	300	2,5	0,1	800	1680
45ГЛ	650	330	300	1,9	0,1	660	1380
45ХГСЛ	700	350	320	2,0	0,2	700	1470
35ХНЛ	500	300	320	1,6	0,2	600	1260
45(н)	600	340	280	1,7–2,2	0,1	680	1430
45(у)	700	420	330	2,2–2,5	0,2	840	1760

Таблица 20

Коэффициент запаса прочности η_u относительно
предела выносливости при изгибе при нереверсивной нагрузке

Материал колеса	Модуль, мм							
	6	8	10	12	14	18	20-25	30-50
Чугунное литье	5	4	3,3	2,8	2,6	2,3	2,2	–
Стальное литье	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,2	–	2,2
Стальные поковки	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	2,0	–	2,0
Текстолит	1,5	1,5	1,5	1,5	–	–	–	–

Примечание. При реверсивной нагрузке коэффициент запаса прочности $[\eta_u]_p = 1,5[\eta_u]$.

Таблица 21

Рекомендуемые значения коэффициента C_M

Материал		Значение коэффициента C_M
Шестерни	Зубчатого колеса	
Сталь	Сталь	214
Сталь	Чугун	167
Чугун	Чугун	140
Текстолит	Сталь	580
Текстолит	Чугун	56

Таблица 22

Зависимость коэффициента C_1 от вида зубчатой передачи

Виды зубчатых передач	Значения коэффициента
Косозубые и шевронные	0,96
Прямозубые:	
некорректированные	1
с высотной коррекцией	1
С угловой коррекцией	$\frac{0,6}{\sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{зац}}}$

Таблица 23

Коэффициент концентрации нагрузки K_2

Виды передач	Твердость зубчатых колес HB	K_2
Открытые	<350	1
Закрытые	<350	1,15
Расположение колес:		
симметрично относительно опор	350	1,1
вблизи опор или консольно	350	1,3

Таблица 24

Значение коэффициента динамической нагрузки K_4

Степень точности	Твердость поверхности колес НВ	Для прямозубых колес				Для косозубых и шевронных ко- лес			
		Окружная скорость зацепления, м/с							
		До 1	1-3	3-8	8- 12	До 1	1-3	3-8	8- 12
6-я фланкированная	До 350	1	1,1	1,2	—	1	1	1	1,1
	Св. 350	1	1,1	1,2	—	1	1	1	1
6-я нефланкированная	До 350	1	1,2	1,4	—	1	1	1,1	1,2
	Св. 350	1	1,2	1,3	—	1	1	1	1,1
7-я нефланкированная	До 350	1,1	1,3	1,5	—	1	1	1,1	1,2
	Св. 350	1	1,3	1,4	—	1	1	1	1,1
8-я нефланкированная	До 350	1,2	1,5	—	—	1	1,1	1,3	1,4
	Св. 350	1,1	1,4	—	—	1	1,1	1,2	1,3

Примечание. Применение прямозубых колес с окружной скоростью более 4 м/с не рекомендуется, а свыше 6 м/с – допускается.

Вторая проверка. Определение допустимого, передаваемого колесом, крутящего момента $M_{ки}$, исходя из усталостной прочности зубьев колеса на изгиб.

$$M_{ки} = \frac{\varphi_k m_n^2 Z_k B_k [\sigma_{-1u}] K_c}{0,34 K_u (1 + \varphi) \Phi_\sigma [n_u] \cos \beta_3} \geq M_p, \quad (36)$$

где $\Phi_\sigma = \Phi \sigma_0 + \psi_\sigma$;

$$\varphi_k = 0,07 - 0,25;$$

$$K_u = K_2 K_{эи} K_4;$$

$$K_\varepsilon = 1 \text{ для прямозубых колес};$$

$$K_\varepsilon = 1,3 \text{ для косозубых и шевронных};$$

$$\beta_3 - \text{угол наклона зуба (см. табл. 18).}$$

$[\sigma_{-1u}]$, $[n_u]$, K_2 , $\Phi \sigma_0$, φ' , $K_{эи}$, $K_{эк}$ принимаются соответственно по табл. 19, 20, 23, 26–28.

Таблица 25

Значение $\Phi\sigma_0$ для зубьев колес, изготавливаемых
методом обкатки

σ_s , МПа	Z	Величина модуля, мм									
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
1000	30	2,0- 1,8	2,15- 1,85	2,3- 2,1	2,5- 2,25	2,7- 2,35	2,8- 2,45	2,95- 2,5	3,05- 2,6	3,15- 2,7	3,2- 2,75
800- 1000	30	1,85- 1,78	1,9- 1,95	2,- 2,05	2,1- 2,15	2,2- 2,25	2,3- 2,15	2,3- 2,4	2,35- 2,45	2,4- 2,5	2,4- 2,6
600- 800	30	1,8	1,9	1,95	2,1	2,15	2,25	2,3	2,35	2,4	2,5
600	30	1,7- 1,75	1,8- 1,75	1,9- 1,85	2 - 1,9	2 - 1,95	2,05- 2,15	2,1- 2,2	2,3- 2,15	2,2- 2,35	2,4- 2,25
Чугун	30	1,85	2,1	2,25	2,4	2,5	2,6	-	-	-	-

σ_s – предел прочности стального зубчатого колеса, Z – число зубьев.

Примечание. Для зубьев, изготавливаемых методом копирования, значения коэффициентов следует увеличить на 20%.

Таблица 26

Значение коэффициента φ'

Тип привода	φ'
С муфтой включения и тормозом, расположенными на коленчатом валу	0
С быстроходной зубчатой передачей с муфтой включения и тормозом, расположенными на приемном валу	0,25
С одноступенчатой передачей с муфтой и тормозом, расположенными на приемном валу	0,15
С промежуточной передачей при многоступенчатом приводе с муфтой включения и тормозом на приводном валу	0,15

Таблица 27

Значение коэффициента $K_{\Sigma i}$ в зависимости от числа нагружений Π_i

1	Число нагружений Π_i в минуту	1	5	10	20	30
2	$K_{\Sigma i}$	0,6	0,75	0,81	0,88	0,92

Таблица 28

Значения коэффициента $K_{\text{эк}}$ для зубчатых колес
прессов-автоматов

Характер нагружения пресс- автомата	Вероятное число нагружений зуба колеса в минуту								
	≤ 40	60	80	100	120	140	160	180	215
100% штампуемых изделий нагружаются $M_{\text{НОМ}}$	0,6	0,7	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1	1
40% штампуемых изделий нагружаются $M_{\text{НОМ}}$, а в 60% – 0,8	0,6	0,65	0,73	0,77	0,82	0,87	0,9	0,95	1

Третья проверка. Проводится для закрытых зубчатых передач.

Определяется допустимый крутящий момент $M_{\text{кк}}$, передаваемый колесом, исходя из выносливости поверхностей зубьев.

$$M_{\text{кк}} = \frac{[\sigma_{\text{к}}]^2}{(C_{\text{м}} C_1 \cos \beta_3)^2} \frac{Z_k^2 m_n^2 B_k}{K_k (i + i_k)} \geq M_p, \quad (37)$$

где $[\sigma_{\text{к}}]$ – допускаемое нормальное контактное напряжение исходя из усталостной прочности поверхности зубьев (см. табл. 19);

K_k – коэффициент нагрузки при расчете на усталостную прочность поверхностей зубьев.

$$K_k = K_2 K_{\text{эк}} K_4,$$

где $K_{\text{эк}}$ – коэффициент эквивалентной нагрузки, учитывающий переменность режима работы и расчетный срок службы колес (см. табл. 28).

В расчетах используются лишь значения $K_{\text{эк}} \geq 0,6$, так как применение меньших величин $K_{\text{эк}}$ недопустимо в связи с возможностью появления в зубьях больших пластических деформаций от единого нагружения.

Значения C_m , C_1 , β_3 , Z_k , m_n , B_k принимаются соответственно по табл. 17, 18, 21, 22.

2. ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС «КРИВОШИПНЫЙ ПРЕСС»

Приводится один из возможных вариантов программного комплекса решения задачи расчета кривошипного пресса, разработанный в соответствии с технологией нисходящего структурного программирования в среде «Турбо Паскаль». Нисходящая разработка – это подход к разработке программного комплекса, при котором он разбивается на программные модули. Каждый программный модуль представляет собой короткую программу, решающую отдельную задачу (подзадачу). В процессе разработки программные модули нижележащих уровней заменяются «заглушками». Таким образом, в любой момент разработки программного комплекса имеется его действующий вариант.

2.1. Структурная диаграмма программного комплекса

Структурная диаграмма программного комплекса «Кривошипный пресс» представлена в (прил. 1, рис. 6), а программа расчета представлена в прил. 4. Программа имеет три уровня модулей.

Первый уровень – управляющий модуль «Кривошипный пресс» (KPress). Второй уровень включает два модуля: «Расчет» (Ras) и «Интерфейс» (Int). Модуль интерфейс включает три подмодуля: «Заставка» (Zast), «Меню первого уровня» (Menu 1), «Меню второго уровня» (Menu 2).

Модули первого и второго уровней являются уникальными, разработанными для данного программного комплекса.

Третий уровень включает пять стандартных модулей «Графика» (Graphic), «Мышь» (Mouse), «Рамка» (Frame), «Центрирование» (Middle), «Курсор» (Cur), взятых из учебного пособия [7], и два уникальных – «Информация» (Inf), «Механизм» (Meh).

2.2. Программные модули

Ниже приведены краткие характеристики каждого модуля программного комплекса.

«Меню первого уровня» (Menu1) демонстрирует меню в графическом видеорежиме. Меню оформлено в виде нарисованных кнопок. На кнопке указаны название пункта меню и клавиша, с

помощью которой она активизируется. Например, при нажатии клавиши F1 управление будет передано процедуре, соответствующей этому пункту. В момент «нажатия» на кнопку создается впечатление, что она «утапливается» за счет изменения теней. Когда курсор мыши установлен на соответствующей кнопке, можно осуществить ее «нажатие» щелчком левой клавиши мыши.

«Меню второго уровня» (Menu2) представляет собой элементы меню, расположенные вертикально, и выбор требуемых элементов осуществляется с помощью клавиш и мыши. После инициализации требуемого пункта меню он выполняется, т.е. на экране появляются окна ввода данных, обзора результатов расчета, контекстной помощи.

«Заставка» (Zast) включает в себя информацию о программе и ее разработчике-модуле «Информация» (Inf). Здесь же демонстрируется работа кривошипного пресса, который представлен в виде кинематической схемы-модуля «Механизм» (Meh). Механизм можно «привести в движение» кнопкой «Пуск» или «остановить» кнопкой «Стоп».

«Графика» (Graphic) – инициализация графического режима.

«Мышь» (Mouse) – подключение мыши. При этом выполняются следующие основные действия: инициализация драйвера мыши; установка режима работы мыши (включение и выключение указателя курсора мыши); определение координат курсора мыши и состояния кнопок; перемещение курсора мыши в требуемую точку экрана (текстового или графического).

«Рамка» (Frame) – рисование рамок (окон) при вводе исходных данных и обзоре результатов расчета.

«Центрирование» (Middle) выводит на экран строку текста, центрируя ее.

«Расчет» (Ras) – расчетный модуль программного комплекса. Здесь реализованы методики расчета кривошипного пресса, описанные выше. Исходный текст модуля приведен в приложении.

«Кривошипный пресс» (KPress) – управляющий модуль. В нем осуществляется вызов процедур из вышеописанных модулей.

2.3. Инструкция для пользователей

1) Вставить диск (например, A:), на котором записан программный комплекс kpress.exe, в дисковод A.

2) После приглашения DOS ввести a:kpress.

3) Нажать клавишу Enter. На экране появляются заставка с информацией о программе, ее разработчиках и кинематическая

схема кривошипного пресса. Пресс можно «привести в движение», нажав кнопку «Пуск», и «остановить» кнопкой «Стоп».

4) Нажать клавишу F1. При появлении меню первого уровня выбрать требуемый элемент меню левой кнопкой мыши или нажатием клавишей F1...F6.

5) Первый элемент меню («О программе») выводит информацию о программном комплексе.

6) Второй, третий, четвертый и пятый элементы меню служат для:

- ввода исходных данных;
- расчета основных параметров пресса;
- обзора и результатов расчета;
- сохранения результатов расчета.

Эти пункты меню выбираются клавишами F2, F3, F4, F5 или нажатием левой кнопки мыши.

7) При появлении на экране вертикального меню второго уровня выбрать требуемый элемент меню и нажать клавишу Enter.

8) Шестой элемент меню («Выход») обеспечивает выход из программного комплекса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Живов Л.И., Овчинников А.Г., Складчиков Е.Н. Кузнечно-штамповочное оборудование. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 560 с.: ил.

2. Ланской Е.Н., Банкетов А.Н. Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов.- М.: Машиностроение, 1966. -380 с.

3. Ровинский Т.Н., Злотников С.П. Листоштамповочные механические прессы. -М.: Машиностроение, 1968. -420 с.

4. Банкетов А.Н., Бочаров А.Ю., Добринский Н.С. Кузнечно-штамповочное оборудование. –М.: Машиностроение, 1982. -547 с.

5. Власов А.Я., Барзыкин И.К., Букин-Батыров. Ю.Г. Кривошипные кузнечно-прессовые машины. -М.: Машиностроение, 1982. -424 с.

6. Почекуев Е.Н., Гужин С.С. Расчет и проектирование кривошипных прессов на ЕС ЭВМ.- Куйбышев, 1987. -39 с.

7. Мануйлов В.Г. Разработка программного обеспечения на Паскале. - М.: Приор, 1996. -238 с.

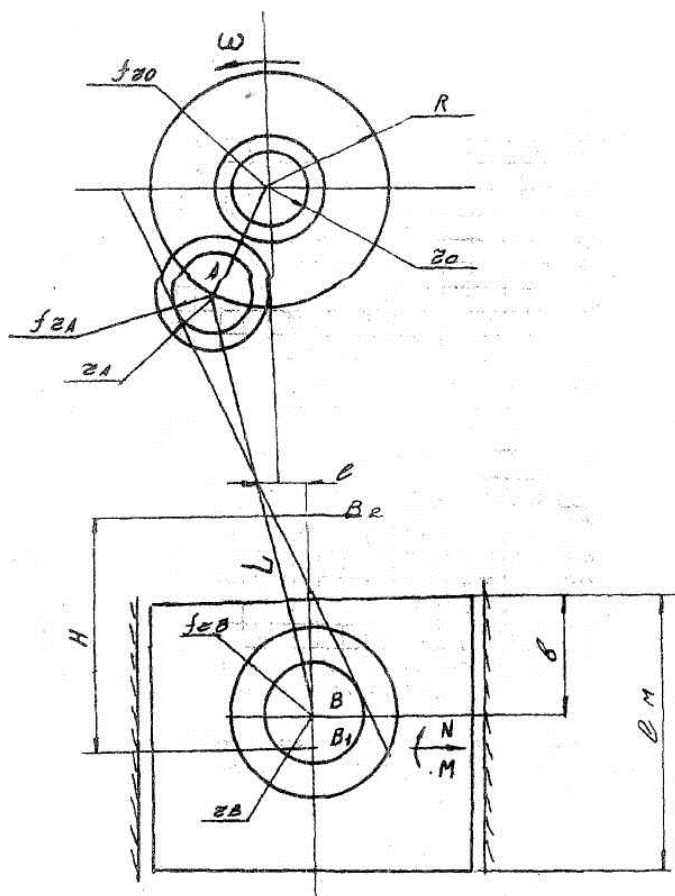


Рис. 1. Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма

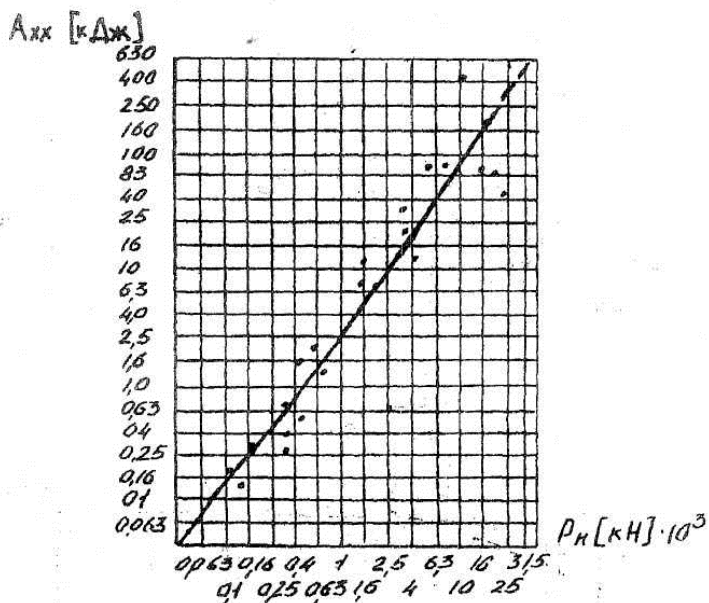


Рис. 2. Экспериментальные данные по затратам энергии на холостой ход за цикл работы листоштамповочных прессов

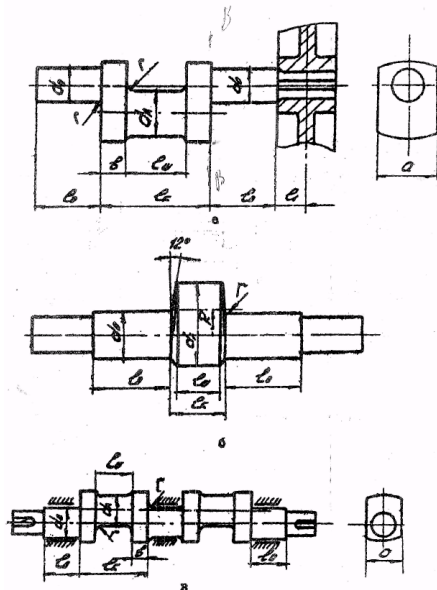


Рис. 3. Размеры коленчатых валов:
а – одноколенчатых; б – эксцентриковых; в – двухколенчатых

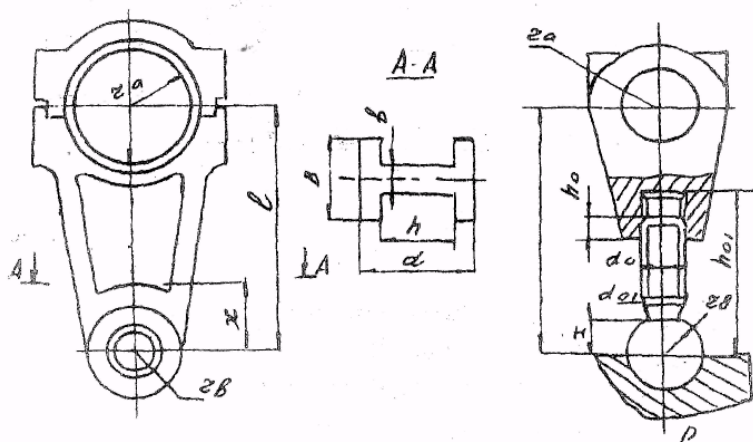


Рис. 4. Соединение шатуна с ползуном

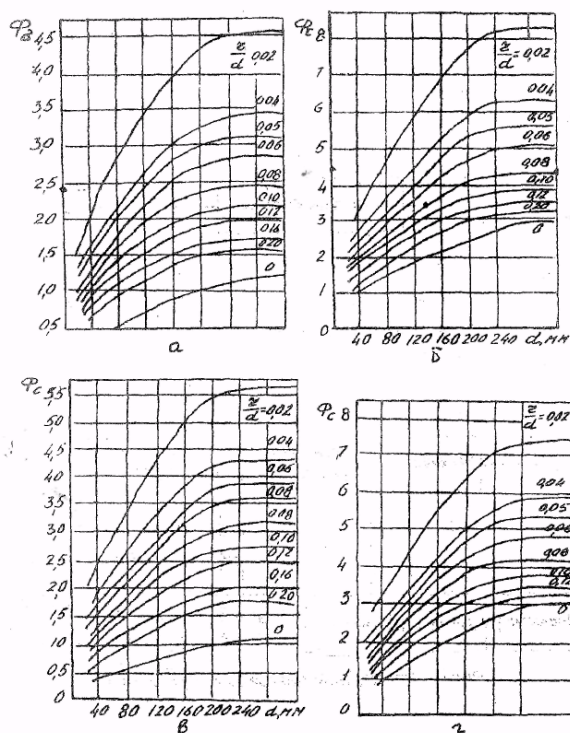


Рис. 5. Значения F_s и F_t для нормализованной стали 45 (а, б) и для улучшенных сталей 40X и 40XH (в, г)

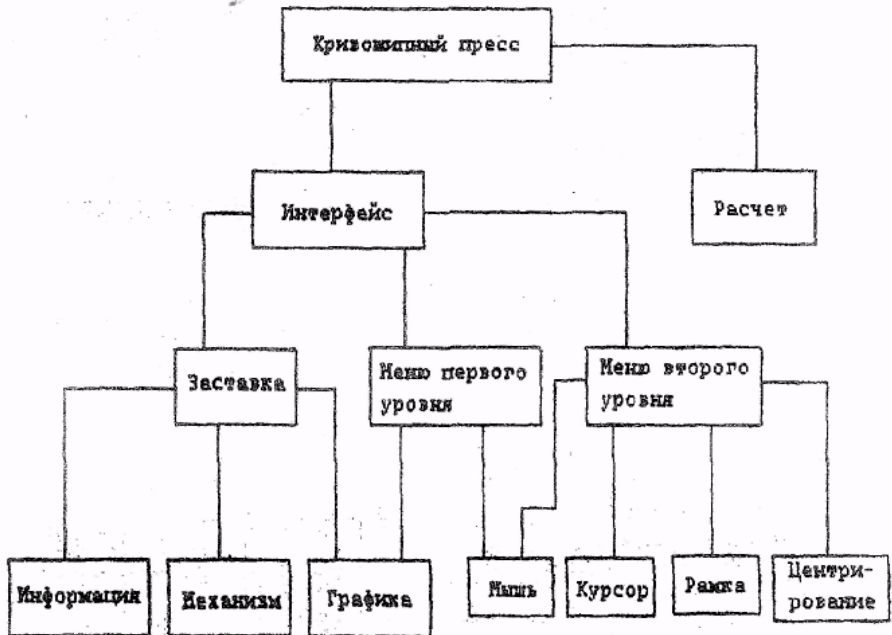


Рис. 6. Структурная диаграмма программы

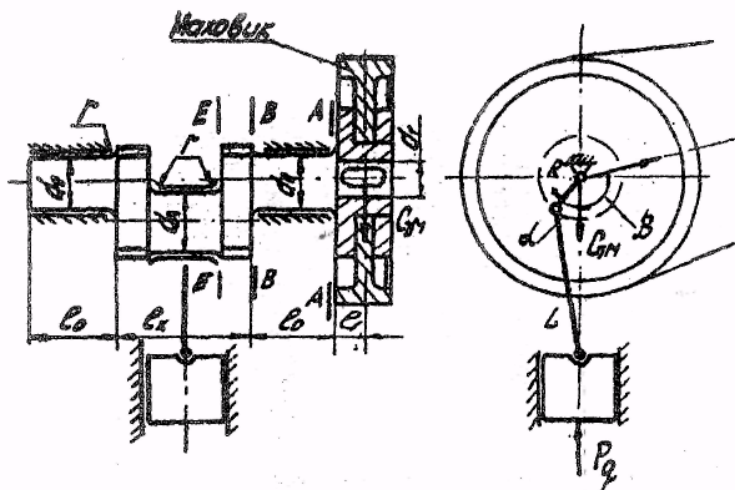


Рис. 1. Одноколенчатый вал с маховиком

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В-В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^6 0,004l_0^2 + \Phi_\tau^6 0,25m_\kappa^2}};$$

$$P_q = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^6 (m_\kappa + 0,17d_0)}}.$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + \Phi_\tau^E 0,25(m_\kappa - 0,5b \sin \alpha)^2}}.$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_{ui}).$$

Сечение А – А

$$P_q = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4C^2l_1^2\Phi_\sigma^A + \Phi_\tau^A m_\kappa^2}}.$$

$$c = \frac{l_{7m}}{P_q}.$$

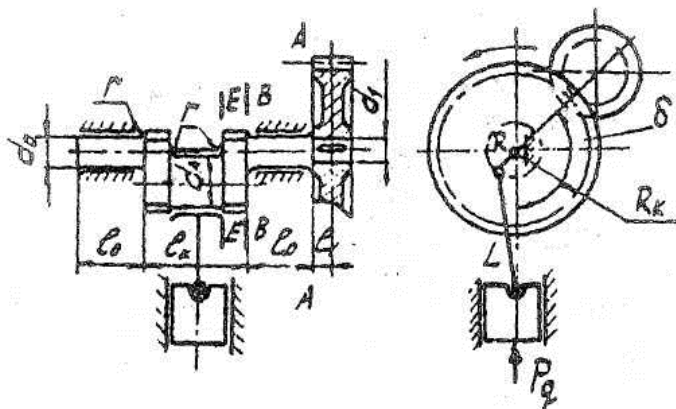


Рис. 2. Одноколенчатый вал с односторонним зубчатым приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^6 U_u^2 + \Phi_\tau^6 0,25m_k^2}};$$

$$U_u = 0,062l_0 - (l_1 + 0,88l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u};$$

$$S > d_0 \quad P_q = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\tau^6 (m_k + 0,17d_0)}}.$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_A\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^E U_u^2 + \Phi_\tau^E 0,25(m_k - 0,5R \sin \alpha)^2}};$$

$$U_u = 0,62l_0 + 0,25(l_k - l_u) - (0,5l_1 + 0,44l_0) \times \\ \times (1 + \frac{l_u}{l_k + 0,25l_0}) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u}.$$

Сечение А-А

$$P_q = \frac{0,2d_1^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\left(\frac{l_1}{R_k \cos \alpha_{uu}} \right)^2 0,25\Phi_\sigma^A + \Phi_\tau^A}}.$$

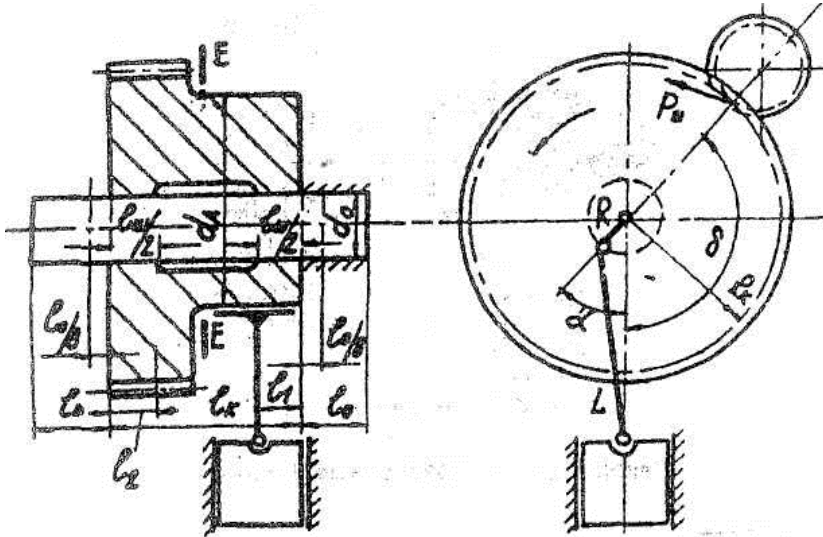


Рис. 3. Ось эксцентрика в межупорном одностороннем приводе

Рекомендуемая расчетная формула

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,2d_0^2 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^E \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \frac{l_2 + 0,0125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] (0,125l_0 + l_1)}}.$$

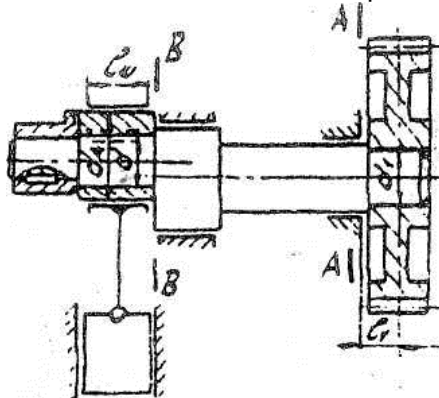


Рис. 4. Кривошипный вал

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,2d_u^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma l_u^2 + \Phi_\tau m_{k1}}};$$

$$m_{k1} = f[\Gamma_A(1 + \lambda) + \lambda\Gamma_e].$$

Сечение А – А

$$P_q = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{4c^2l_1^2\Phi_\sigma^A + \Phi_\tau^A m_k^2}}.$$

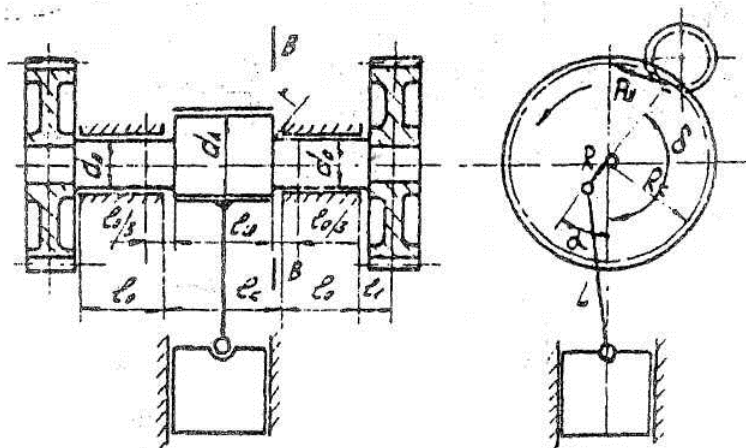


Рис. 5. Коленчатый вал эксцентрикового типа
с двухсторонним приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^e U_u^2 + \Phi_\tau^e (0,25m_k + 0,17d_0)^2}} ;$$

$$U_u = 0,17l_0 - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} (0,5l_1 + 0,33l_0) .$$

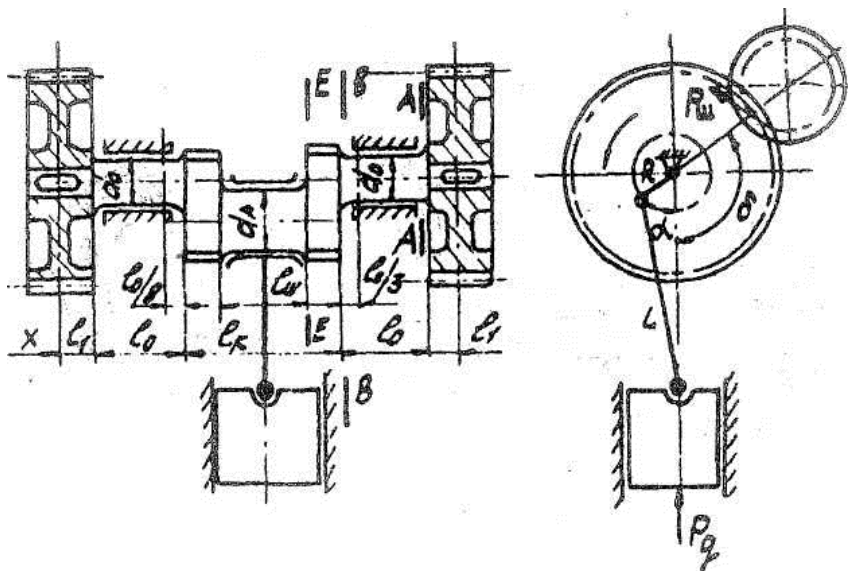


Рис.6. Одноколенчатый вал с двухсторонним зубчатым приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B 0,062m_k^2}} ;$$

$$U_u = 0,062l_0 - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} (0,5l_1 + 0,44l_0) .$$

$$\text{При } S > d_0 \quad P_q = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\tau^B(0,5m_k + 0,17d_0)}}.$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_A^3\sigma_{-1u}}{nk_3U_u\sqrt{\Phi^E}};$$

$$U_u^E = 0,062l_0 + (l_k - l_0) - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} (0,5l_1 + 0,44l_0).$$

Сечение А – А

$$P_q = \frac{0,4d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3m_k\sqrt{\left(\frac{l_1}{R_k \cos \alpha_{uu}}\right)^2 \Phi_\sigma^A + \Phi_\tau^A}}.$$

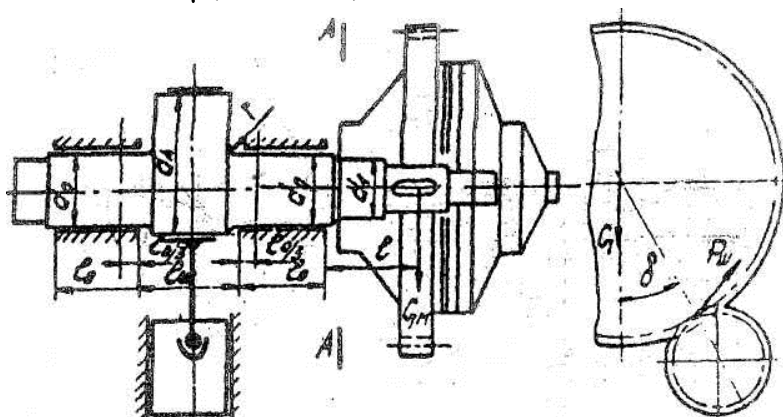


Рис. 7. Коленчатый вал эксцентрикового типа с муфтой

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение А – А

$$P_q = \frac{0,2d_1^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^A 4c^2l_1^2 + \Phi_\tau^A m_k^2}};$$

$$C = \frac{G_m}{P_q}.$$

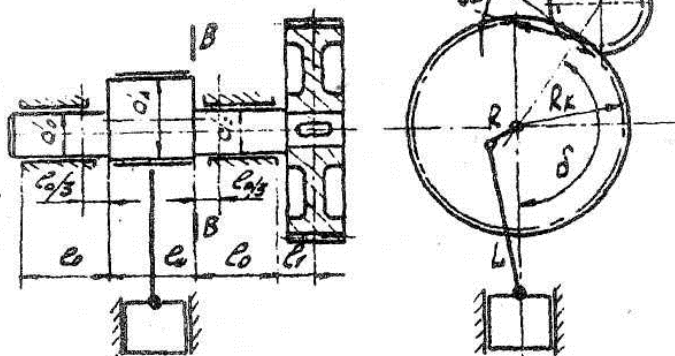


Рис. 8. Коленчатый вал эксцентрикового типа с односторонним зубчатым приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^B (0,5m_k + 0,083d_0)^2}};$$

$$U_u = 0,17l_0 - (l_1 + 0,7l_0) \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}.$$

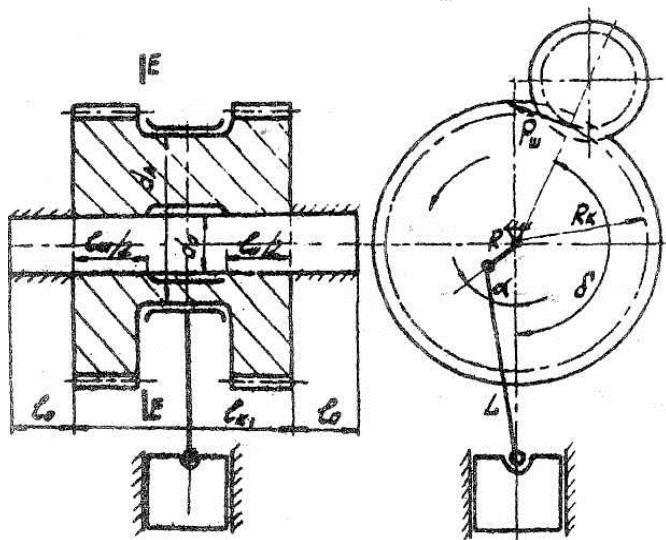


Рис. 9. Ось эксцентрика в межопорном двухстороннем приводе

Рекомендуемая расчетная формула

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,2d_0^3\sigma_{-1u}}{nk_3\sqrt{\Phi_\sigma^E}\left(\frac{l_0}{16} + \frac{l_{uu}}{4}\right)\left[1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}}\right]}.$$

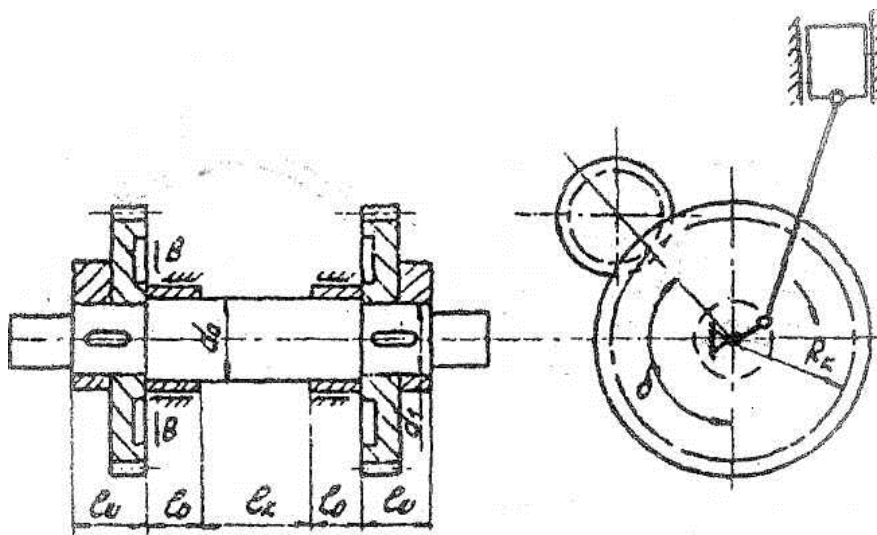


Рис. 10. Двухэксцентриковый вал

Рекомендуемая расчетная формула

Сечение В – В

$$P_q = \frac{4 \cdot 10^{-4} d_1 \sigma_{-1u}}{nk_3 l_{uu} \sqrt{\Phi_\sigma^B} \left[1 + \frac{2m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{D_k \cos \alpha_{uu}}\right]}.$$

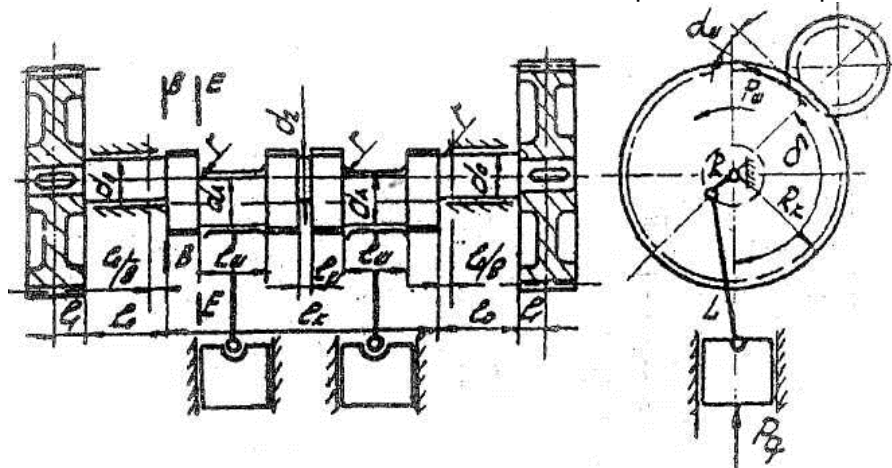


Рис. 11. Двухколенчатый вал на двух опорах с двухсторонним приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B \left[0,062l_0 - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u} (0,5l_1 + 0,44l_0) \right]^2 + \Phi_\tau^B 0,062m_k^2}}.$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B \left[0,062l_0 + 0,5b - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u} (0,5l_1 + 0,44l_0) \right]^2}}.$$

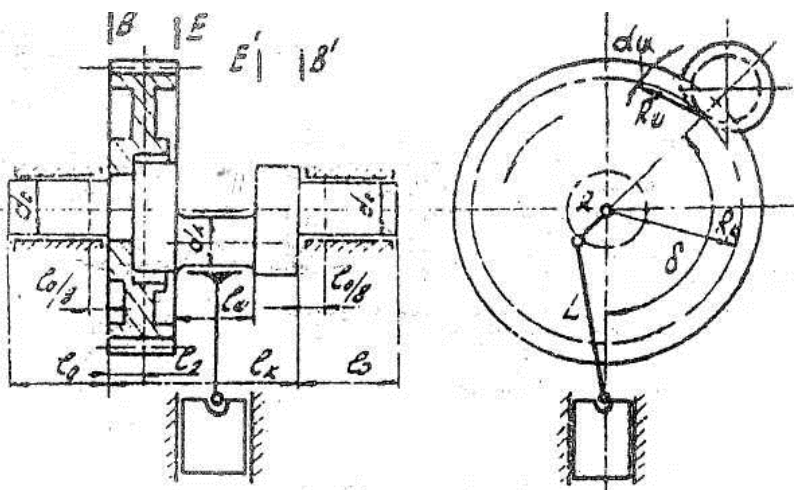


Рис. 12. Одноколенчатый вал с односторонним междуопорным приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u}};$$

$$U_u = \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u} \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \frac{l_0}{8}.$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u^2 + \Phi_\tau^E 0,062m_k^2}};$$

$$U_u = \left[\frac{l_k - l_1 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_u)}{R_k \cos \alpha_u} \frac{l_2 + 0,125l_0}{l_k + 0,25l_0} \right] \left(\frac{l_0}{8} + b \right).$$

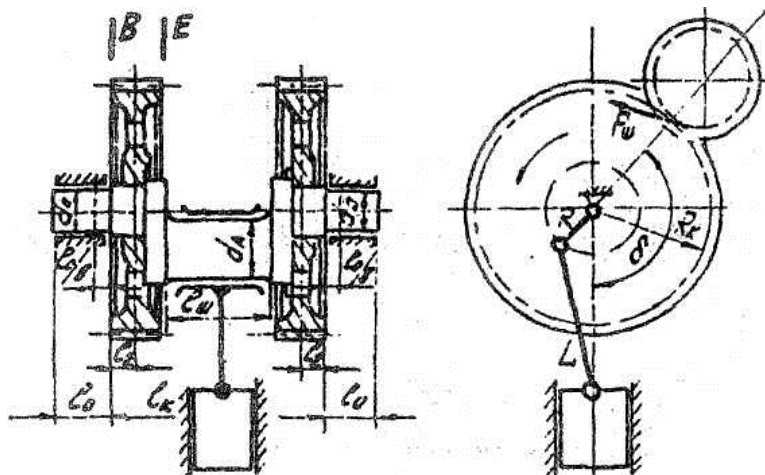


Рис. 13. Одноколенный вал с двухсторонним междуопорным приводом

Рекомендуемые расчетные формулы:

Сечение В – В

$$P_q = \frac{0,1d_0^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u}};$$

$$U_u = 0,062l_0 \left[1 + \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} \right].$$

Сечение Е – Е

$$P_q = \frac{0,1d_A^3 \sigma_{-1u}}{nk_3 \sqrt{\Phi_\sigma^B U_u}};$$

$$U_u = 0,062l_0 + 0,25(l_k - l_{uu}) - \frac{m_k \sin(\delta + \alpha_{uu})}{R_k \cos \alpha_{uu}} (0,062l_0 + 0,5l_2).$$

Приложение 3

Задачей студентов при выполнении курсового проекта по кузнечно-штамповочному оборудованию является проведение геометрического и прочностного расчетов отдельных деталей кузнечно-прессовой машины (КПМ) и проектирование отдельных узлов и КПМ в целом на основании следующих исходных данных.

Номер варианта	Наименование КПМ	Номинальная мощность, кН	Ход ползуна, мм	Число ходов ползуна, мин
Однокривошипные прессы (рис. 1.) Ненаклоняемые одностоечные с передвижным столом и рогом				
1	КД 1424	250	5–65	120
2	КД 1426	400	10–80	100
3	КД 1428	630	10–100	90
4	К 1430	1000	25–130	80
5	КА 1432 А	1600	20–120	70
6	К 1430 Б	1000	10–130	95
Ненаклоняемые двухстоечные с неподвижным столом				
7	К 2114	25	4–30	200
8	К 2116 Б	40	45	320
9	К 2118	63	5–50	150
10	КД 2120	100	5–50	120
11	КД 2122	160	5–55	120
12	К 2124	250	10–65	120
13	КД 2126	400	10–80	100
14	КД 2128	630	10–100	90
15	К 2130	1000	25–130	30
Ненаклоняемые двухстоечные с неподвижным столом				
16	К 2132	1600	25–160	70
17	К 2134	2500	200	35
Наклоняемые двухстоечные с неподвижным столом				
18	КД 2318	63	5–50	150
19	КД 2320	100	5–50	170
20	КД 2322	160	5–55	120
21	К 2324	250	10–65	120
22	КБ 2326	400	10–80	180
23	КД 2328	630	10–100	90
24	КД 2330	1000	25–130	95

Вариант №	Наименование КПМ	Номинальная мощность, кН	Ход ползуна, мм	Число ходов ползуна, мин
Двухкривошипные прессы (рис. 2)				
25	К 3130	1000	100	50
26	К 3132 А	1600	250	40
27	К 3034	2500	100	30
Кривошипные закрытые прессы простого действия (рис. 3)				
Однокривошипные прессы				
28	КА 2534	2500	200	32
29	К 2535	3150	200	32
30	К 2535 А	3150	400	16
31	КА 2536	4000	250	25
32	К 2538	6300	320	20
33	К 2540	10000	400	16
34	К 2542	16000	400	10
35	К 2544	25000	600	6
Двухкривошипные прессы				
36	К 3730 А	1000	160	50
37	К 3732	1600	200	30
38	К 3534	2500	200	25
39	К 3232 А	3150	400	25
40	К 3536	4000	250	20
41	К 3539	8000	315	17
42	К 3540	10000	400	20
43	К 3542	16000	400	16
44	К 3544	25000	500	11
45	К 3046	40000	500	10
46	К 3546	40000	630	10
Четырехкривошипные прессы				
47	К 4547	5000	630	15
48	К 4540	10000	900	11
49	К 4542	16000	500	12
50	К 4546	40000	500	10

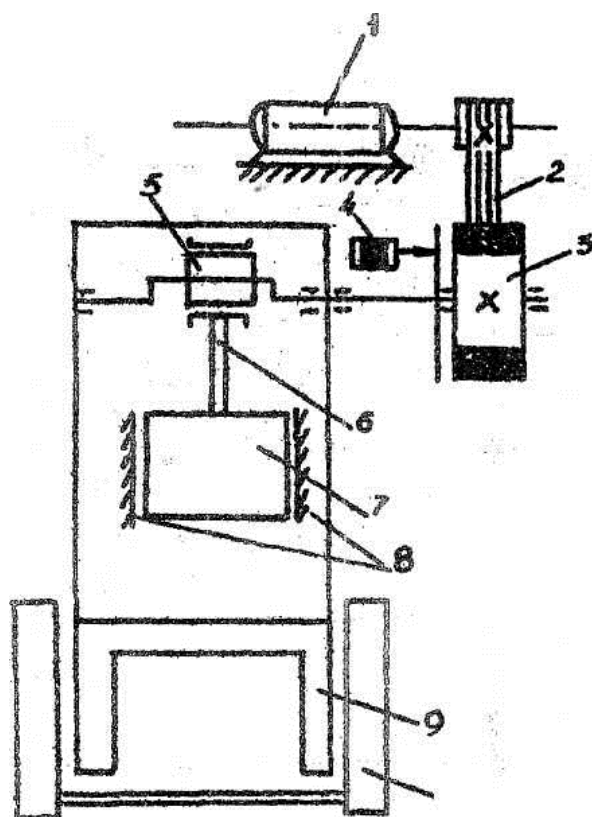


Рис. 1. Кинематическая схема открытого
однокривошипного прессы простого действия:
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача;
3 – маховик; 4 – муфта-тормоз; 5 – кривошипный вал;
6 – шатун; 7 – ползун; 8 – направляющие;
9 – станина; 10 – стойка

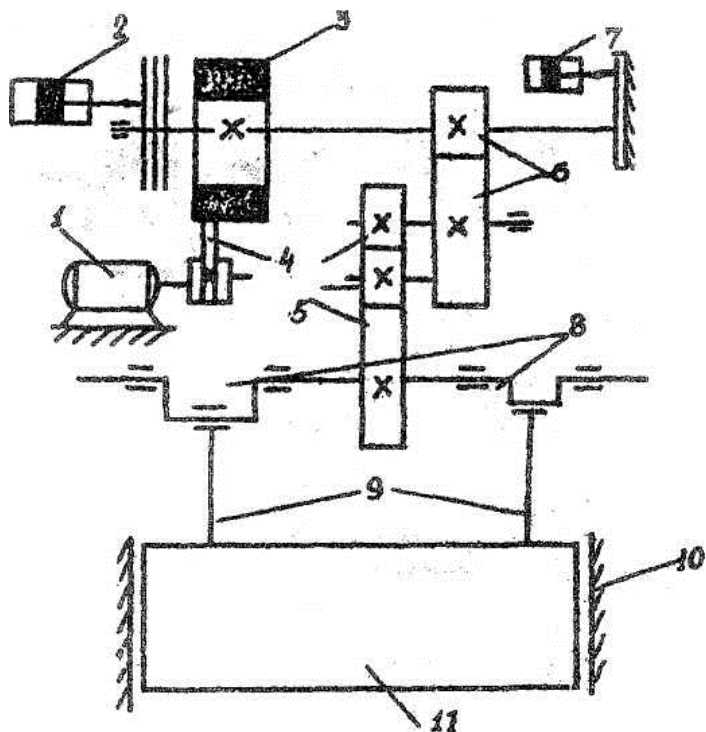


Рис. 2. Кинематическая схема открытого двухкривошипного пресса простого действия:

- 1 – электродвигатель; 2 – муфта;
- 3 – маховик; 4 – клиноременная передача;
- 5, 6 – зубчатые колеса; 7 – тормоз;
- 8 – коленчатый вал; 9, 10 – направляющие;
- 11 – ползун

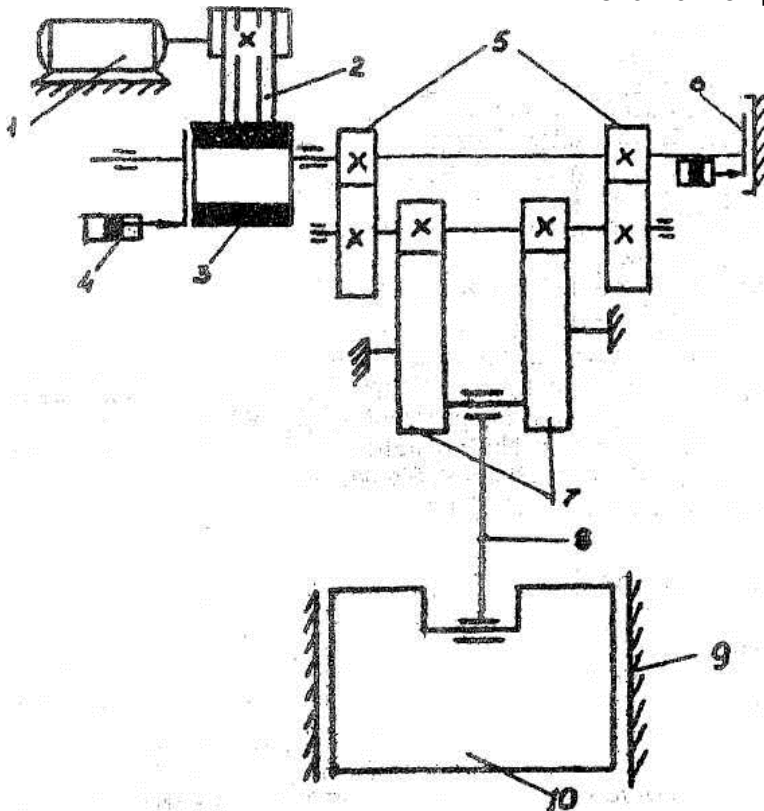


Рис. 3. Кинематическая схема закрытого
однокривошипного прессы простого действия:

- 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача;
- 3 – маховик; 4 – муфта; 5 – зубчатая передача; 6 – тормоз;
- 7 – зубчато-эксцентриковая передача; 8 – шатун;
- 9 – направляющие; 10 – ползун

Курсовой проект состоит из двух частей:

1. Пояснительная записка (25–30 с.) с расчетными схемами и формулами, пояснениями, таблицами и спецификацией по чертежам, библиографическим списком.
2. Графическая на 4–5 листах формата А1. На трех листах начерчиваются общие виды кузнечно-прессовой машины, узла машины и штампа, на одном-двух – детали узла штампа.

Учебное издание

Владимир Васильевич РУЗАНОВ
Александр Андреевич КАЛЬЧЕНКО
Максим Григорьевич КУЗНЕЦОВ

КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ. КРИВОШИПНЫЕ ПРЕССЫ

Учебное пособие

Редактор Т.А. Колесникова
Оператор компьютерной правки Е.А. Назарова

Подписано в печать 25.12.2012. Рег. № 21-12. Формат 60х84/16. Бумага тип. № 1.
Плоская печать. Усл.печ.л. 3,00. Тираж 100 экз. Заказ 779.



Издательский центр ФГБОУ ВПО «МГТУ»
455000, Магнитогорск, пр. Ленина, 38
Полиграфический участок ФГБОУ ВПО «МГТУ»