

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

## **ДЕТАЛИ МАШИН**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
к контрольным работам  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
заочной формы обучения**

Гомель 2009

УДК 621.81.001.66(075.8)  
ББК 34.42я73  
Д38

*Рекомендовано научно-методическим советом  
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 2 от 24.11.2008 г.)*

Составители: *А. Т. Бельский, Г. П. Тариков, В. В. Комраков*

Рецензент: зав. каф. «Технология машиностроения» ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *М. П. Кульгейко*

**Д38** **Детали машин** : метод. указания к контрол. работам для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» заоч. формы обучения / сост.: А. Т. Бельский, Г. П. Тариков, В. В. Комраков. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2009. – 43 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

Рассмотрена методика решения задач к контрольной работе по курсу «Детали машин», а также приведен необходимый справочный материал.

Для студентов специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин» заочной формы обучения

**УДК 621.81.001.66(075.8)**  
**ББК 34.42я73**

- © Бельский А. Т., Тариков Г. П., Комраков В. В., составление, 2009
- © Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», 2009

В пособии рассматриваются методики решения задач, которые приведены в практикуме по выполнению контрольной работы для студентов заочного отделения специальности 1-36 01 07 «Гидропневмосистемы мобильных и технологических машин»

### Задача 1.

Назначаем вид сварки и определяем допускаемое напряжение  $[\tau']$  для сварного шва с учетом характера изменения нагрузки.

$$[\tau'] = 0,6 \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_\sigma}$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести основного материала;

$\varepsilon = 0,9$  – масштабный фактор;

$[s]$  – коэффициент безопасности ( $[s] = 1,2 \dots 1,3$  – для углеродистых сталей и  $[s] = 1,3 \dots 1,5$  – для низколегированных сталей);

$k_\sigma = 1 \dots 1,2$  – коэффициент концентрации напряжений при статических нагрузках (большее значение для лобовых швов).

При действии переменной нагрузки допускаемое напряжение понижают путем умножения на коэффициент  $\gamma$ , который для угловых швов при нагрузке, как переменной по величине, так и переменной по величине и направлению равен

$$\gamma = \frac{1}{\frac{4}{3} - \frac{1P_{\min}}{3P_{\max}}}$$

Вычисляем координаты центра тяжести сварного шва.

Переносим действующую силу в центр тяжести сварного шва.

Наибольшее касательное напряжение  $\tau'_M$ , возникающее от действия момента  $M = FL'$  ( $L'$  – расстояние, на которое перенесена сила  $F$ ).

$$\tau'_M = \frac{M \rho_{\max}}{0,7 I_\rho}$$

где  $I_\rho$  – полярный момент инерции сварного шва,

$$I_{\rho} = I_x + I_y$$

где  $I_x, I_y$  – осевые моменты инерции.

$\rho_{\max}$  – расстояние от центра тяжести сечения сварного шва до наиболее удаленной точки шва.

Касательные напряжения  $\tau'_F$  в сварных швах от действия силы  $F$

$$\tau'_F = \frac{F}{A_{\text{шв}}},$$

где  $A_{\text{шв}}$  – площадь сечения сварного шва

Проверяем условие прочности для сварного соединения с учетом понижения допускаемых напряжений на срез  $[\tau']$  на 15% , так как сварные швы имеют различное направление

$$\tau' = \sqrt{(\tau'_M)^2 + (\tau'_F)^2 + 2\tau'_M \tau'_F \cos \beta} \leq 0,85[\tau'].$$

## Задача 2.

Перенесем действующие силы в центр тяжести сварного соединения. В этом случае на сварное соединение будут действовать:

горизонтальная сила  $F_{\Gamma} = 3F \cos \alpha$ ;

вертикальная сила  $F_{\text{в}} = 3F \sin \alpha$ ;

изгибающий момент  $M = 3FH \cos \alpha$ .

Напряжения в опасном сечении косынок от действующих силовых факторов

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{в}}}{A_p} = \frac{3F \sin \alpha}{A_p}; \sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W_{\text{и}}} = \frac{3FH \cos \alpha}{W_{\text{и}}}; \tau = \frac{F_{\Gamma}}{A_{\text{ср}}} = \frac{3F \cos \alpha}{A_{\text{ср}}}.$$

Условие прочности косынок имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{\text{и}})^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s_p]},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала косынки;

$[s_p] = 1,5$  – коэффициент запаса прочности на растяжение.

Из условия прочности косынок определяем допустимую силу  $F$ .

Максимальный вращающий момент из условия прочности косынок будет равен

$$T_{\text{max}}^{\text{кoc}} = FD/2.$$

Назначаем вид сварки и определяем допускаемое напряжение  $[\tau']$  для сварного шва

$$[\tau'] = 0,6 \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_{\sigma}},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести основного материала;

$\varepsilon = 0,9$  – масштабный фактор;

$[s]$  – коэффициент безопасности ( $[s] = 1,2 \dots 1,3$  – для углеродистых сталей и  $[s] = 1,3 \dots 1,5$  – для низколегированных сталей);

$k_{\sigma} = 1 \dots 1,2$  – коэффициент концентрации напряжений при статических нагрузках (большее значение для лобовых швов).

Касательные напряжения в сварных швах от действия силы  $F_B$ , горизонтальной силы  $F_{\Gamma}$  и момента  $M$  равны

$$\tau'_B = \frac{F_B}{A_{\text{шв}}} = \frac{3F \sin \alpha}{A_{\text{шв}}}; \tau'_{\Gamma} = \frac{F_{\Gamma}}{A_{\text{шв}}} = \frac{3F \cos \alpha}{A_{\text{шв}}}; \tau'_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}} = \frac{3FH \cos \alpha}{W_{\text{шв}}}.$$

где  $A_{\text{шв}}$  – площадь сечения сварных швов.

$W_{\text{шв}}$  – момент сопротивления изгибу сварных швов.

Из условия прочности сварных швов определяем допустимую силу  $F$ .

$$\tau' = \sqrt{(\tau'_{\Gamma})^2 + (\tau'_M + \tau'_B)^2} \leq [\tau']$$

Максимальный вращающий момент по условию прочности сварных швов равен

$$T_{\max}^{\text{шв}} = FD / 2.$$

Искомым будет меньший из двух полученных вращающих моментов.

### Задача 3.

Максимальное давление, которое может иметь место внутри цилиндра, определяется из условий прочности цилиндра на разрыв, прочности на срез углового сварного шва и прочности на растяжения стыкового шва.

Из условия прочности цилиндра допустимое давление

$$p = \frac{2\delta[\sigma_p]}{D};$$

из условия прочности на срез углового сварного шва

$$p = \frac{4A_{\text{шв}}[\tau']}{\pi d^2};$$

из условия прочности стыкового сварного шва на разрыв

$$p = \frac{(D^2 - d^2)[\sigma'_p]}{d^2},$$

где  $\delta$  – толщина стенки цилиндра;

$[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение для основного материала;

$A_{\text{шв}}$  – площадь сварного углового шва в опасном сечении;

$[\tau']$  – допускаемое напряжение на срез сварного углового шва;

$[\sigma'_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение для стыкового сварного шва.

Искомое давление будет равно минимальному давлению из трех полученных

#### Задача 4.

Допускаемое напряжение на срез  $[\tau']$  для сварных швов с учетом характера нагрузки (смотри задачу 1)

$$[\tau'] = 0,6\gamma \frac{\sigma_T \varepsilon}{[s] k_\sigma},$$

где  $\gamma$  – понижающий коэффициент;

$\sigma_T$  – предел текучести для основного материала;

$\varepsilon$  – масштабный фактор;

$[s]$  – коэффициент безопасности;

$k_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений при статических нагрузках.

Перенесем действующие силы в центр тяжести сварного соединения. В этом случае на сварное соединение будут действовать: горизонтальная сила  $N$ , вертикальная сила  $F$ , изгибающий момент  $M = Fl$ .

Напряжения в опасном сечении сварного углового шва от действующих силовых факторов

$$\tau'_N = \frac{N}{A_{\text{шв}}}; \tau'_F = \frac{F}{A_{\text{шв}}}; \tau'_M = \frac{M}{W_{\text{шв}}},$$

где  $A_{\text{шв}}$  – площадь сварного углового шва в опасном сечении;

$W_{\text{шв}} = \frac{I_{\text{шв}}}{y_{\text{max}}}$  – момент сопротивления изгибу сварного угло-

вого шва в опасном сечении;

$I_{\text{шв}}$  – момент инерции сварного углового шва в опасном сечении относительно оси изгиба;

$y_{\text{max}}$  – максимальное расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленной точки сечения сварных швов.

Проверяем прочность сварных швов с учетом понижения допускаемого напряжения на срез  $[\tau']$  на 15% , так как швы имеют различное направление

$$\tau' = \sqrt{(\tau'_F)^2 + (\tau'_M + \tau'_N)^2} \leq 0,85[\tau'].$$

### Задача 5.

Сила, действующая на одну шпильку

$$F = p \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4z}.$$

Расчетная нагрузка шпильки с учетом возможности затяжки шпилек под нагрузкой

$$F_p = 1,3[k_{\text{зат}}(1 - \chi) + \chi]F,$$

где  $k_{\text{зат}}$  – коэффициент затяжки шпилек;

$\chi$  – коэффициент внешней нагрузки.

Допускаемое напряжение на растяжение для материала болта при пульсирующем цикле

$$[\sigma_{\text{ор}}] = \frac{1,5\sigma_{-1p}\varepsilon}{[s]K_{\sigma}},$$

где  $\sigma_{-1p} = 0,35\sigma_b$  – предел выносливости при симметричном цикле изменения напряжений при растяжении;

$[s]$  – коэффициент безопасности;

$\varepsilon$  – масштабный фактор;

$K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1)$  – эффективный коэффициент концентрации напряжения в резьбе;

$q$  – коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений;

$\alpha_{\sigma} = 4,2 \dots 4,65$  – теоретический коэффициент концентрации напряжений во впадине под первым рабочим витком резьбы.

Требуемый внутренний диаметр резьбы шпильки



$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_{op}]}}.$$

Выбираем резьбу для шпильки, у которой внутренний диаметр несколько больше расчетного.

Сила начальной затяжки шпилек

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}}(1 - \chi)F.$$

Переменная нагрузка, действующая на шпильку

$$F_{\text{пер}} = \chi F.$$

Площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру резьбы

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}.$$

Напряжение начальной затяжки

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}}}{A_1}.$$

Амплитуда напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{F_{\text{пер}}}{2A_1}.$$

Максимальное напряжение цикла

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} + 2\sigma_a.$$

Запас прочности шпилек по амплитуде

$$s_a = \frac{\varepsilon \sigma_{-1p}}{K_\sigma \sigma_a} > [s_a] = 4.$$

Запас прочности шпилек по максимальным напряжениям

$$s = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} > [s] = 2,5.$$

### Задача 6

Переносим внешнюю силу  $F$  в центр стыка. Тогда на соединение будет действовать : вертикальная сила  $F$  ; момент  $M = FL$ .

Осевая нагрузка от каждого силового фактора, действующая на один болт:

от вертикальной силы

$$F_{1F} = \frac{1,2F}{4f};$$

от момента

$$F_{1M} = \frac{M}{2l_1}.$$

Расчетная нагрузка на один болт равна

$$F_p = F_{1F} + F_{1M}.$$

Требуемый внутренний диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_p}{\pi[\sigma_p]}},$$

где  $[\sigma_p]$  - допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материала болта;

$[s]$  - коэффициент безопасности.

По рассчитанному внутреннему диаметру резьбы болта выбираем соответствующую метрическую резьбу.

### Задача 7

Внешняя нагрузка, действующая на один болт

$$F = p \frac{\pi D^2}{4z},$$

где  $z$  – число болтов в соединении, которое назначается в соответствии со следующим неравенством

$$z \geq \frac{\pi D_1}{t},$$

где  $t$  - шаг между болтами, который выбирают в зависимости от давления водопроводной трубе.

Осевая растягивающая болт сила

$$F_{a1} = [K_{\text{зат}}(1 - \chi) + \chi]F_1,$$

где  $K_{\text{зат}}$  - коэффициент затяжки;

$\chi$  - коэффициент внешней нагрузки.

Требуемый внутренний диаметр резьбы болта

$$d \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{a1}}{\pi[\sigma_p]}},$$

где  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$  - допускаемое напряжение для материала болта;

$\sigma_T$  – предел текучести материала (материалом болта задаться);

$[s]$  – коэффициент запаса прочности (принять, что затяжка болтов не контролируемая).

Выбираем резьбу для болта с внутренним диаметром несколько больше расчетного.

### Задача 8

Требуемая затяжка болтов клеммовых соединений зависит от принятого закона распределения давлений на поверхности контакта ступицы клеммы и вала. Принимаем случай посадки с малым зазором.

Необходимая сила затяжки

$$F_{\text{зат}} = \frac{1,2\pi M}{4f(d + 2a)z},$$

где  $M = FL$  - момент, действующий на рычаг клеммового соединения.

Допускаемое напряжение материала болта на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материала болта;

$[s]$  - коэффициент безопасности.

Внутренний диаметр болта клеммового соединения с учетом крутящего момента, возникающего при затяжке гайки болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma_p]}}.$$

Подбираем резьбу для болта, у которой внутренний диаметр резьбы несколько больше расчетного.

### Задача 9

Принимаем, что материал винта и гайки - сталь 35, нагрузка статическая, затяжка - неконтролируемая.

Допускаемое напряжение материала винта на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]},$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материала винта;

$[s]$  - коэффициент безопасности.

Требуемый внутренний диаметр резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{\text{заг}}}{\pi[\sigma_p]}}.$$

По рассчитанному внутреннему диаметру резьбы винта выбираем соответствующую метрическую резьбу или трапецеидальную резьбу.

Находим длину муфты из условия прочности витков на срез

$$H = \frac{F_{\text{заг}}}{\pi d_1 k [\tau_{\text{ср}}] k_m},$$

где  $k$  - коэффициент, учитывающий тип резьбы.  $k = 0,87$  для метрической резьбы и  $k = 0,65$  для трапецеидальной резьбы;

$[\tau_{\text{ср}}]$  - допускаемое напряжение на срез материала винта.

$$[\tau_{\text{ср}}] = 0,2\sigma_T;$$

$k_m$  - коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы с учетом пластических деформаций,  $k_m = 0,56 \dots 0,75$ . Большие значения для резьбы с крупным шагом  $p$ .

Определяем длину муфты из условия прочности витков на смятие

$$H = \frac{4pP}{\pi(d^2 - d_1^2)[\sigma_{\text{см}}]k_m},$$

где  $[\sigma_{\text{см}}]$  - допускаемое напряжение на смятие.

$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{T}}.$$

Если по расчету длина муфты менее  $1,5d$ , то принимаем  $H = 1,5d$ .

### Задача 10

Определяем средний диаметр винта из условия прочности на сжатие

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi[\sigma_{\text{сж}}]}},$$

где  $[\sigma_{\text{сж}}]$  - допускаемое напряжение на сжатие для материала винта.

Число витков гайки  $z$  из условия износостойкости резьбы

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)[q]},$$

где  $[q]$  - допустимое удельное давление по износостойкости резьбы.

Число витков гайки  $z$  должно быть не более 10. В противном случае принять резьбу с большим диаметром.

Высота гайки

$$H = zp.$$

Определяем наружный диаметр гайки  $D$  из условия прочности материала гайки на растяжение

$$D = \sqrt{\frac{5,2F}{\pi[\sigma_{\text{p}}]} + d^2}.$$

где  $[\sigma_{\text{p}}]$  - допустимое напряжение материала гайки на растяжение.

### Задача 11

Назначаем диаметр заклепки

$$d = 1,5\delta.$$

Определяем параметры шва

$$e = 2d, t = 3d.$$

Силу  $F$  разложим на две составляющие: горизонтальную  $F_x = F \cos \alpha$  и вертикальную  $F_y = F \sin \alpha$  и переносим их в центр стыка.

В этом случае на соединения будут действовать силы  $F_x$  и  $F_y$  и момент  $M = F_y(L + e + t) = F(L + e + t)\sin \alpha$ .

Усилия на каждую заклепку от действия  $F_x$ ,  $F_y$  и  $M$

$$F_{x1} = \frac{F_x}{4} = \frac{F \cos \alpha}{4}; F_{y1} = \frac{F_y}{4} = \frac{F \sin \alpha}{4}; F_{1M} = \frac{M\rho_{\max}}{\sum \rho_i^2} = \frac{F(l + e + t)\rho_{\max} \sin \alpha}{\sum \rho_i^2},$$

$$\text{где } \rho_{\max} = t, \quad \sum \rho_i^2 = 4t^2.$$

Определяем результирующую силу, действующую на наиболее нагруженную заклепку, из выражений

$$F_p = \sqrt{(F_{x1} + F_{M1})^2 + F_{y1}^2} = F \sqrt{\left(\frac{\cos \alpha}{4} + \frac{(L + e + t)\sin \alpha}{4t}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{4}\right)^2};$$

$$F'_p = \sqrt{(F_{x1} + F_{M1})^2 + F_{y1}^2} = F \sqrt{\left(\frac{\sin \alpha}{4} + \frac{(L + e + t)\sin \alpha}{4t}\right)^2 + \left(\frac{\cos \alpha}{4}\right)^2}.$$

Из условия прочности по допускаемым напряжениям на срез и на смятие определяем модуль максимально допустимой силы  $F$ , приняв:

$$A = \sqrt{\left(\frac{\cos \alpha}{4} + \frac{(L + e + t)\sin \alpha}{4t}\right)^2 + \left(\frac{\sin \alpha}{4}\right)^2}$$

$$A_1 = \sqrt{\left(\frac{\sin \alpha}{4} + \frac{(L + e + t)\sin \alpha}{4t}\right)^2 + \left(\frac{\cos \alpha}{4}\right)^2}$$

$$F_{\text{ср}} \leq \frac{\pi d_o^2 i [\tau_c]}{4A}; \quad F_{\text{ср1}} \leq \frac{\pi d_o^2 i [\tau_c]}{4A_1}; \quad F_{\text{см}} \leq \frac{2\delta d_o [\sigma_{\text{см}}]}{A}; \quad F_{\text{см1}} \leq \frac{2\delta d_o [\sigma_{\text{см}}]}{A_1},$$

где  $i = 2$  - число плоскостей среза.

$[\tau_c]$ ,  $[\sigma_{\text{см}}]$  - допускаемые напряжения для материала заклепки на срез и смятие

Высота косынки

$$H = 2e + 2t.$$

Условие прочности косынки по третьей теории прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F(L + e + t)\sin \alpha}{W_x} + \frac{F \cos \alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{F \sin \alpha}{A}\right)^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $W_x = \frac{I_x}{y_{\text{max}}}$  - момент сопротивления сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$I_x$  - осевой момент инерции сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$y_{\text{max}}$  - расстояния от нейтральной оси до наиболее удаленной точки сечения косынки;

$A$  - площадь поперечного сечения косынки, ослабленного отверстиями;



$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$  – допускаемое напряжение для материала ко-

сынки на растяжение;

$[s]$  – коэффициент запаса прочности.

Модуль максимальной силы из условия прочности косынки будет равен

$$F \leq \frac{[\sigma_p]}{\sqrt{\left(\frac{(L+e+t)}{W_x} + \frac{\cos \alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{\sin \alpha}{A}\right)^2}}.$$

За искомый модуль максимально допустимой силы будет наименьшее значение полученной силы из условий прочности на срез и смятие заклепок и прочности косынки.

### Задача 12

Назначаем диаметр заклепки

$$d = 1,5\delta.$$

Определяем параметры шва

$$e = 1,5d, t = 3d.$$

Силу  $F$  разложим на две составляющие: горизонтальную  $F_x = F \sin \alpha$  и вертикальную  $F_y = F \cos \alpha$  и переносим их в центр стыка.

В этом случае на соединения будут действовать силы  $F_x$  и  $F_y$  и момент  $M = F_y(L+e+t/2) = F(L+e+t/2)\cos \alpha$ .

Усилия на каждую заклепку от действия  $F_x$ ,  $F_y$  и  $M$

$$F_{x1} = \frac{F_x}{4} = \frac{F \sin \alpha}{4}; F_{y1} = \frac{F_y}{4} = \frac{F \cos \alpha}{4}; F_{1M} = \frac{M\rho_{\max}}{\sum \rho_i^2} = \frac{F(l+e+t/2)\rho_{\max} \cos \alpha}{\sum \rho_i^2},$$

$$\text{где } \rho_{\max} = \frac{t}{2}\sqrt{2}, \quad \Sigma \rho_i^2 = 2t^2.$$

Определяем результирующую силу, действующую на наиболее нагруженную заклепку, из выражений

$$F_p = \sqrt{\frac{F^2}{16} + \frac{F^2(L+e+t/2)^2 \cos^2 \alpha}{8t^2} + 2 \frac{F}{4} \cdot \frac{F(L+e+t/2)\sqrt{2} \cos \alpha}{4t} \cdot \cos|45^\circ - \alpha|}$$

Из условия прочности по допускаемым напряжениям на срез и на смятие определяем модуль максимально допустимой силы  $F$ , приняв:

$$A = \sqrt{\frac{1}{16} + \frac{(L+e+t/2)^2 \cos^2 \alpha}{8t^2} + 2 \frac{1}{4} \cdot \frac{(L+e+t/2)\sqrt{2} \cos \alpha}{4t} \cdot \cos|45^\circ - \alpha|}$$

$$F_{\text{ср}} \leq \frac{\pi d_o^2 i [\tau_c]}{4A}; \quad F_{\text{см}} \leq \frac{2\delta d_o [\sigma_{\text{см}}]}{A},$$

где  $i = 2$  - число плоскостей среза.

$[\tau_c]$ ,  $[\sigma_{\text{см}}]$  - допускаемые напряжения для материала заклепки на срез и смятие

Высота косынки

$$H = 2e + t.$$

Условие прочности косынки по третьей теории прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F(L+e)\cos \alpha}{W_x} + \frac{F \sin \alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{F \cos \alpha}{A}\right)^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}$  – момент сопротивления сечения косынки, ослаб-

ленного отверстиями;

$I_x$  – осевой момент инерции сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$y_{\max}$  – расстояния от нейтральной оси до наиболее удаленной точки сечения косынки;

$A$  – площадь поперечного сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$  – допускаемое напряжение для материала косынки на растяжение;

$[s]$  – коэффициент запаса прочности.

Модуль максимальной силы из условия прочности косынки будет равен

$$F \leq \frac{[\sigma_p]}{\sqrt{\left(\frac{(L+e)\cos\alpha}{W_x} + \frac{\sin\alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{\cos\alpha}{A}\right)^2}}.$$

За искомый модуль максимально допустимой силы будет наименьшее значение полученной силы из условий прочности на срез и смятие заклепок и прочности косынки.

### Задача 13

Назначаем диаметр заклепки

$$d = 1,5\delta.$$

Определяем параметры шва

$$e = 1,5d, t = 3d.$$

Силу  $F$  разложим на две составляющие: горизонтальную  $F_x = F \sin \alpha$  и вертикальную  $F_y = F \cos \alpha$  и переносим их в центр стыка.

В этом случае на соединения будут действовать силы  $F_x$  и  $F_y$  и момент  $M = F_y(L + e + t) = F(L + e + t)\cos\alpha$ .

Усилия на каждую заклепку от действия  $F_x$ ,  $F_y$  и  $M$

$$F_{x1} = \frac{F_x}{6} = \frac{F \sin\alpha}{6}; F_{y1} = \frac{F_y}{6} = \frac{F \cos\alpha}{6}; F_{1M} = \frac{M\rho_{\max}}{\sum\rho_i^2} = \frac{F(l + e + t)\rho_{\max} \cos\alpha}{\sum\rho_i^2},$$

$$\text{где } \rho_{\max} = t\sqrt{2}, \quad \sum\rho_i^2 = 8t^2 + 2t^2 = 10t^2.$$

Определяем результирующую силу, действующую на наиболее нагруженную заклепку, из выражений

$$F_p = \sqrt{\frac{F^2}{36} + \frac{F^2(L + e + t)^2 \cos^2\alpha}{50t^2} + 2\frac{F}{6} \cdot \frac{F(L + e + t)\sqrt{2} \cos\alpha}{10t} \cdot \cos|\beta - \alpha|},$$

$$\text{где } \beta = \arccos \frac{t}{\rho_{\max}}.$$

Из условия прочности по допускаемым напряжениям на срез и на смятие определяем модуль максимально допустимой силы  $F$ , приняв:

$$A = \sqrt{\frac{1}{36} + \frac{(L + e + t)^2 \cos^2\alpha}{50t^2} + 2\frac{1}{6} \cdot \frac{(L + e + t)\sqrt{2} \cos\alpha}{10t} \cdot \cos|\beta - \alpha|}$$

$$F_{\text{ср}} \leq \frac{\pi d_o^2 i [\tau_c]}{4A}; \quad F_{\text{см}} \leq \frac{2\delta d_o [\sigma_{\text{см}}]}{A},$$

где  $i = 2$  - число плоскостей среза.

$[\tau_c]$ ,  $[\sigma_{\text{см}}]$  - допускаемые напряжения для материала заклепки на срез и смятие

Высота косынки

$$H = 2e + t.$$

Условие прочности косынки по третьей теории прочности имеет вид:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{F(L+e)}{W_x} + \frac{F \sin \alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{F \cos \alpha}{A}\right)^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $W_x = \frac{I_x}{y_{\text{max}}}$  – момент сопротивления сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$I_x$  – осевой момент инерции сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$y_{\text{max}}$  – расстояния от нейтральной оси до наиболее удаленной точки сечения косынки;

$A$  – площадь поперечного сечения косынки, ослабленного отверстиями;

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}$  – допускаемое напряжение для материала косынки на растяжение;

$[s]$  – коэффициент запаса прочности.

Модуль максимальной силы из условия прочности косынки будет равен

$$F \leq \frac{[\sigma_p]}{\sqrt{\left(\frac{(L+e+t)}{W_x} + \frac{\sin \alpha}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{\cos \alpha}{A}\right)^2}}.$$

За искомый модуль максимально допустимой силы будет наименьшее значение полученной силы из условий прочности на срез и смятие заклепок и прочности косынки.

#### Задача 14

Допускаемое напряжение при растяжении для материала стенки аппарата

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n_B]},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала стенки аппарата;  
 $[n_B]$  – коэффициент запаса прочности, зависящий от типа шва.

Требуемая толщина стенки аппарата

$$\delta = \frac{pD}{2[\varphi][\sigma_p]} + \Delta,$$

где  $[\varphi]$  – допустимый коэффициент прочности продольного шва, зависящий от типа шва;

$\Delta = 1...3$  мм – добавка на коррозию.

В зависимости от типа шва определяют диаметр заклепки  $d$  и шаг заклепочного шва  $t$ .

Сила, действующая на одну заклепку

$$F = \frac{pDt}{2z},$$

где  $z$  – число заклепок, которыми скрепляют листы на участке шва шириной  $t$ .

Проверяем шов на плотность

$$\tau_{yc} = \frac{4F}{\pi d_0^2 i} \leq [\tau_{yc}],$$

где  $i$  – число плоскостей среза;

$[\tau_{yc}]$  – допускаемое условное напряжение на срез, зависящее от вида шва.

### Задача 15

Максимальный вращающий момент, который может передать соединения

$$T \leq p \frac{f\pi l_{ст} d^2}{2},$$

где  $f$  – коэффициент трения на поверхности контакта;

$$p = \frac{N_p}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} - \text{давление на поверхности контакта};$$

$N_p = N_{\min} - u$  – расчетный натяг;

$N_{\min}$  – наименьший табличный натяг;

$u = 1,2(R_{z1} - R_{z2})$  – поправка на срезание и сглаживания шероховатостей поверхностей при запрессовке;

$E_1, E_2$  – модули упругости материала вала и шкива;

$$C_1 = 1 - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_{\text{ст}}^2 + d^2}{d_{\text{ст}}^2 - d^2} + \mu_2 - \text{коэффициенты};$$

$\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала вала и шкива.

### Задача 16

Допускаемое значение осевой силы, которую может воспринимать подшипник

$$F_a \leq pf\pi l_{\text{ст}} d,$$

где  $f$  – коэффициент трения на поверхности контакта;

$$p = \frac{N_p}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} - \text{давление на поверхности контакта};$$

$N_p = N_{\min} - u$  – расчетный натяг;

$N_{\min}$  – наименьший табличный натяг;

$u = 1,2(R_{z1} - R_{z2})$  – поправка на срезание и сглаживания шероховатостей поверхностей при запрессовке;

$E_1, E_2$  – модули упругости материала вала и шкива;

$$C_1 = 1 - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 - \text{коэффициенты};$$

$\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала вала и шкива;

$d_2$  – наружный диаметр внутреннего кольца подшипника.

### Задача 17

Максимальный вращающий момент, который может передать соединения из условия:

$$\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl.$$

Учитывая, что  $F_t = \frac{2T}{d_2}$  и  $F_a = 0,364 \frac{T}{d_2}$ , получим

$$T \leq p \frac{f\pi d d_2 l}{\sqrt{4 + (0,364)^2}},$$

где  $f$  – коэффициент трения на поверхности контакта;

$$p = \frac{N_p}{d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} - \text{давление на поверхности контакта;}$$

$N_p = N_{\min} - u$  – расчетный натяг;

$N_{\min}$  – наименьший табличный натяг;

$u = 1,2(R_{z1} - R_{z2})$  – поправка на срезание и сглаживания шероховатостей поверхностей при запрессовке;

$E_1, E_2$  – модули упругости материала вала и шкива;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_c^2}{d^2 - d_c^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_f^2 + d^2}{d_f^2 - d^2} + \mu_2 - \text{коэффициенты;}$$

$\mu_1, \mu_2$  – коэффициенты Пуассона материала вала и шкива.

$d_2 = mz_2$  – делительный диаметр червячного колеса;

$d$  – внутренний диаметр венца;

$d_c$  – внутренний диаметр диска;

$d_f$  – внутренний диаметр червячного колеса;

$l$  – длина контактной поверхности;



### Задача 18

Сила пружины при максимальной деформации

$$F_3 = \frac{F_2}{1 - 0,05} \cdots \frac{F_2}{1 - 0,1}.$$

По ГОСТ 13768 – 86 (таблица 1) подбираем пружину и выписываем ее параметры:

$F_3$  – сила пружины при максимальной деформации;

$D$  – наружный диаметр пружины;

$d$  – диаметр проволоки;

$c_1$  – жесткость одного витка;

$s'_3$  – максимальная деформация одного витка пружины.

Жесткость пружины

$$c = \frac{F_2 - F_1}{h}.$$

Число рабочих витков пружины

$$n = \frac{c_1}{c}.$$

Деформации пружины:

предварительная  $s_1 = \frac{F_1}{c}$ ;

рабочая  $s_2 = \frac{F_2}{c}$ ;

максимальная  $s_3 = \frac{F_3}{c}$ .

Высота пружины:

в свободном состоянии  $H_0 = (n + 1)d$ ;

при предварительной деформации  $H_1 = H_0 + s_1$ ;

при рабочей деформации  $H_2 = H_0 + s_2$ ;

при максимальной деформации  $H_3 = H_0 + s_3$ .

Таблица 1. Пружины сжатия и растяжения I класса, разряда 3  
( по ГОСТ 13768 – 86)

Номер пружины	Сила $F_3$ пружины при максимальной деформации	Диаметр, мм		Жесткость одного витка $c$ , Н/мм	Наибольшая деформация одного витка $S'_3$ , мм
		Проволоки $d$	Наружный пружины $D$		
96	750	4,5	25	466.956	1,576
97		5,0	34	222,000	2,926
98		5,5	45	145.679	5,050
99		6,0	60	80.736	9,113
100	800	4,5	24	542.493	1,447
101		5,0	32	311.468	2,520
102		5,5	42	184.624	4,362
103		6,0	55	107.910	7,273
104		7,0	90	41.163	19,060
105	850	4,5	22	749.975	1,112
106		5,0	30	392.400	2,125
107		5,5	40	218.567	3,815
108		6,0	52	130.473	6,391
109		7,0	85	49.668	16,790
110	900	5,0	28	503.940	1,752
111		5,5	38	261.535	3,376
112		6,0	50	149.504	5,906
113		7,0	80	60.528	14,590
114	950	5,0	26	661.979	1,408
115		5,5	36	316.471	2,945
116		6,0	48	171.577	5,432
117		7,0	75	74.909	12,440
118	1000	5,0	25	766.357	1,280
119		5,5	34	387.691	2,530
120		6,0	45	214.349	4,577
121		7,0	70	94.196	10,410
122		8,0	100	44.086	22,250

### Задача 19

Исходя из числа циклов нагружения и действующей нагрузки, следует, что пружина относится к I классу, разряда 3.

Допускаемое касательное напряжение с учетом кривизны витков  $[\tau]$  определяется по ГОСТ 13764 – 86.

Задаемся индексом пружины  $i$  и рассчитываем требуемый диаметр проволоки

$$d \geq \sqrt{\frac{8iF}{\pi[\tau]}}$$

Полученное значение округляет в большую сторону до стандартного диаметра проволоки.

Средний диаметр пружины

$$D_0 = di.$$

Рабочее число витков

$$n = \frac{hGd}{8Fi^3},$$

где  $G = 7,85 \cdot 10^4$  МПа - модуль сдвига для материала проволоки.

Полное число витков пружины

$$n_{\text{п}} = n + 2.$$

Минимальный зазор между витками пружины

$$\Delta = 0,15 \frac{h}{n}.$$

Шаг нагруженной пружины

$$t = \frac{h}{n} + d + \Delta.$$

Высота пружины, сжатой до соприкосновения витков

$$H = (n_{\text{п}} - 0,5)d.$$

Высота ненагруженной пружины

$$H_0 = H + n(t - d).$$

Длина проволоки для изготовления пружины при максимальном угле наклона витков  $\alpha = 12^\circ$

$$l = \frac{\pi D_0 n_{\text{п}}}{\cos \alpha}.$$

### Задача 20

Допускаемое касательное напряжение  $[\sigma_{\text{и}}]$  определяется в соответствии ГОСТа 13764 – 86.

Индекс пружины назначается и должен быть  $i \geq 5$ .

Коэффициент формы сечения и кривизны витка

$$k = \frac{4i - 1}{4i - 4}.$$

Диаметр проволоки пружины

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_2 k}{\pi[\sigma_{\text{и}}]}}.$$

Полученное значение округляет в большую сторону до стандартного диаметра проволоки.

Диаметр пружины:

средний  $D_0 = di$ ;

наружный  $D = D_0 + d$ ;

внутренний  $D_1 = D_0 - d$ .

Число рабочих витков

$$n = \frac{100k\alpha_2}{1,8i[\sigma_n]}.$$

Предельный угол закручивания

$$\alpha_3 = 1,25\alpha_2.$$

Наименьшее число витков из условия устойчивости пружины  
(должно выполняться условие  $n \geq n_{\min}$ )

$$n_{\min} = \left( \frac{\alpha_3}{123,1} \right)^4.$$

Наименьший (установочный) рабочий крутящий момент

$$M_1 = 0,2M_2.$$

Наименьший угол закручивания

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_2 M_1}{M_2}.$$

Зазор между витками  $\Delta = 0,1 \dots 0,5$ .

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_0 = n(d + \Delta).$$

Предельно допустимый крутящий момент

$$M_3 = 1,25M_2.$$

Шаг пружины

$$t = d + \Delta.$$

### Задача 21, задача 22, задача 23

Методику решения этих задач рассмотрим на конкретном примере.

Для схемы вала, изображенного на рис.1, имеем следующие исходные данные:

$$F_{t1} = 1500 \text{ Н}; F_{t2} = 750 \text{ Н}; F_{r1} = 558 \text{ Н}; F_{r2} = 279 \text{ Н}; F_{a2} = 159 \text{ Н};$$

$$r_1 = 40 \text{ мм}; r_2 = 80 \text{ мм}; a = 30 \text{ мм}; b = 60 \text{ мм}; c = 50 \text{ мм}; [\sigma_{-1}] = 50 \text{ МПа}.$$

1. Построим эпюры изгибающих моментов  $M_x$  в вертикальной и  $M_y$  горизонтальной плоскостях.

**Вертикальная плоскость.** Определяем реакции в опорах из уравнений равновесия моментов сил, действующих на балку, относительно опор, учитывая, что  $m_{a2} = F_{a2}r_2 = 159 \cdot 80 = 12720 \text{ Нмм}$ .

$$\sum M_A = -F_{r1}a - F_{r2}(a+b) - m_{a2} + R_{By}(a+b+c) = 0;$$

$$\sum M_B = F_{r1}(b+c) + F_{r2}c - m_{a2} - R_{Ay}(a+b+c) = 0.$$

Откуда

$$R_{By} = \frac{F_{r1}a + F_{r2}(a+b) + m_{a2}}{a+b+c} = \frac{558 \cdot 30 + 279(30+60) + 12720}{30+60+50} = 390 \text{ Нмм};$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1}(b+c) + F_{r2}c - m_{a2}}{a+b+c} = \frac{558 \cdot (60+50) + 279 \cdot 50 - 12720}{30+60+50} = 447 \text{ Нмм}.$$

Определяем изгибающие моменты  $M_x$  в каждом сечении вала и строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости (рис.1,а).

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ay}a = 447 \cdot 30 = 13410 \text{ Нмм};$$

$$M_{x3} = R_{Ay}(a+b) - F_{r1}b = 447(30+60) - 558 \cdot 60 = 6780 \text{ Нмм};$$

$$M_{x3'} = R_{By}c = 390 \cdot 50 = 19500 \text{ Нмм}; M_{x4} = 0.$$

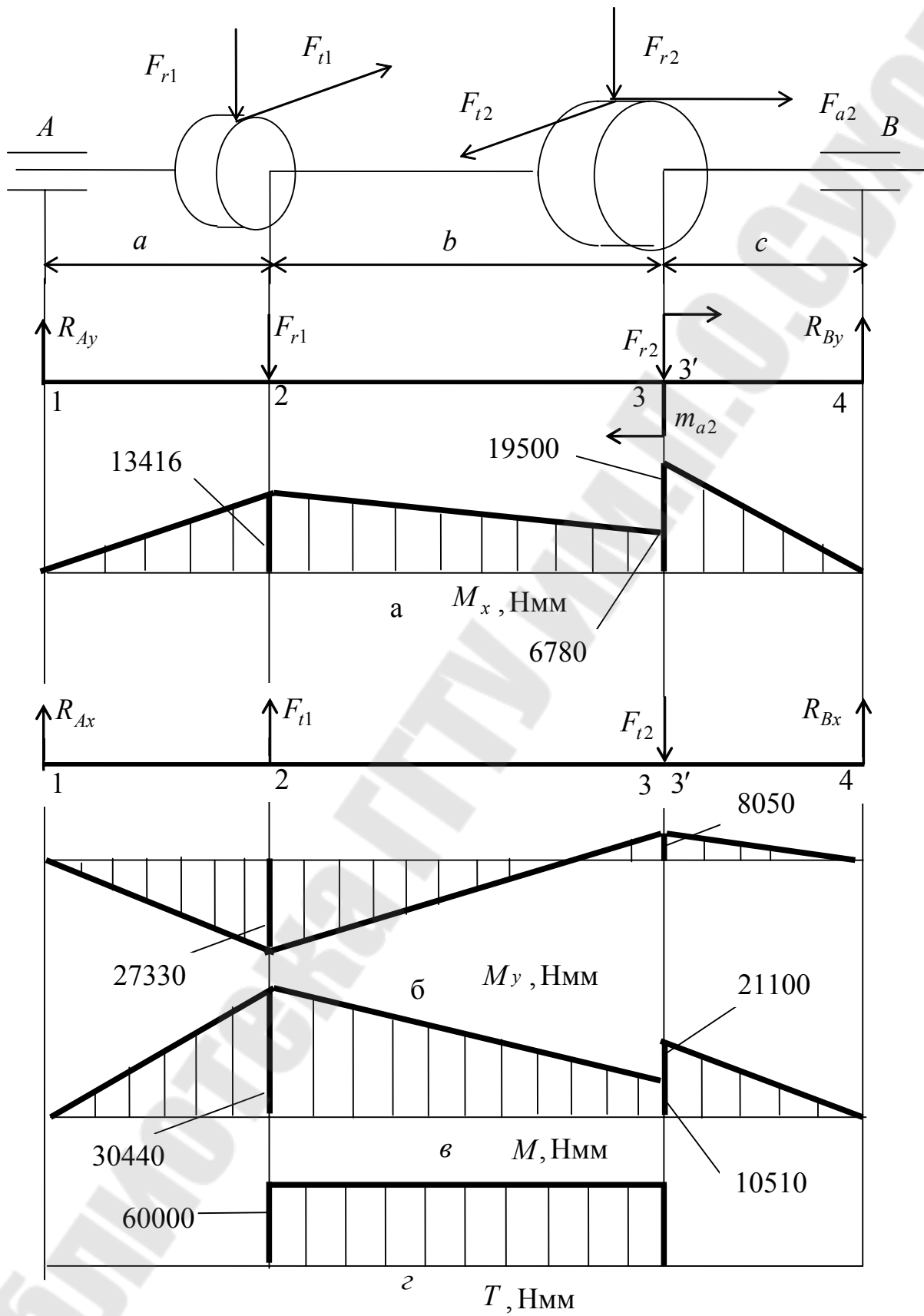


Рис.1

**Горизонтальная плоскость.** Аналогично строим эпюру изгибающих моментов  $M_y$  в горизонтальной плоскости (рис.1,б).

$$\sum M_A = F_{t1}a - F_{t2}(a+b) + R_{Bx}(a+b+c) = 0;$$

$$\sum M_B = -F_{t1}(b+c) + F_{t2}c - R_{Ax}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t1}a + F_{t2}(a+b)}{a+b+c} = \frac{-1500 \cdot 30 + 750(30+60)}{30+60+50} = 161 \text{ Нмм};$$

$$R_{Ax} = \frac{-F_{t1}(b+c) + F_{t2}c}{a+b+c} = \frac{-1500(60+50) + 750 \cdot 50}{30+60+50} = -911 \text{ Нмм}.$$

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = R_{Ax}a = -911 \cdot 30 = -27330 \text{ Нмм};$$

$$M_{y3} = M_{y3'} = R_{Bx}c = 161 \cdot 50 = 8050 \text{ Нмм}; M_{y4} = 0.$$

2. Строим суммарную эпюру изгибающих моментов (рис.1,в), рассчитав суммарный момент в каждом сечении по зависимости:

$$M_i = \sqrt{M_{xi}^2 + M_{yi}^2};$$

$$M_1 = 0;$$

$$M_2 = \sqrt{13410^2 + 27330^2} = 30440 \text{ Нмм};$$

$$M_3 = \sqrt{6750^2 + 8050^2} = 10510 \text{ Нмм};$$

$$M_{3'} = \sqrt{19500^2 + 8050^2} = 21100 \text{ Нмм};$$

$$M_4 = 0.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов (рис.1,г), предварительно рассчитав модуль крутящего момента

$$T = F_{t1}r_1 = 1500 \cdot 40 = 60000 \text{ Нмм}.$$

4. Определяем эквивалентный момент по третьей теории прочности в сечении 2, в котором действует максимальный изгибающий момент



$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_2^2 + T^2} = \sqrt{30440^2 + 60000^2} = 67280 \text{ Нмм.}$$

5. Определяем диаметр вала в опасном сечении вала (сечение вала 2)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma_{-1и}]}} = \sqrt[3]{\frac{67280}{0,1 \cdot 50}} = 23,78 \text{ мм.}$$

6. Назначаем конструктивно диаметры вала под подшипниками и ступицами зубчатых колес.

Диаметр вала под ступицей зубчатых колес  $d = 25$  мм, под подшипниками -  $d_1 = 20$  мм.

7. По ГОСТ 23360-78 выбираем шпонку, размеры которой для диаметра вала  $d = 25$  мм равны  $b \times h = 8 \times 7$  мм. Глубина паза в валу  $t_1 = 4$  мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = 1,5d - (10 + b) = 1,5 \cdot 25 - (10 + 8) = 19,5 \text{ мм.}$$

Принимаем расчетную длину шпонки  $l_p = 20$  мм.

Проверим прочность шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl_p(h - t_1)} = \frac{2 \cdot 60000}{25 \cdot 20(7 - 4)} = 80 < [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

8. Принимаем, что вал изготовлен из стали 45 нормализованной, для которой предел прочности  $\sigma_B = 800$  МПа (диаметр заготовки не более 120 мм). Опасным сечением вала является сечение 2, где действуют максимальный изгибающий момент  $M_2$  и крутящий момент  $T$ .

Пределы выносливости стали при симметричном цикле нагружения

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 800 = 344 \text{ МПа; } \tau_{-1} = 0,58\sigma_B = 0,58 \cdot 344 = 199 \text{ МПа.}$$

По соответствующим таблицам выбираем:

коэффициенты концентрации напряжений  $k_\sigma = 1,8$ ,  $k_\tau = 1,7$ ;

коэффициенты масштабного фактора

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,92 - \frac{0,92 - 0,88}{10} 5 = 0,9; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,83 - \frac{0,83 - 0,77}{10} 5 = 0,8;$$

коэффициенты, учитывающие влияние шероховатости поверхности  $\beta_{\sigma} = \beta_{\tau} = 0,95$ ;

Коэффициенты, учитывающие влияние постоянной цикла на усталость  $\psi_{\sigma} = 0,2$ ;  $\psi_{\tau} = 0,1$ .

Моменты сопротивления сечения изгибу и кручению

$$W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d} = \frac{3,14 \cdot 25^3}{32} - \frac{8 \cdot 4(25-4)}{2 \cdot 25} = 1520 \text{ мм}^3;$$

$$W_{к} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)}{2d} = \frac{3,14 \cdot 25^3}{16} - \frac{8 \cdot 4(25-4)}{2 \cdot 25} = 3053 \text{ мм}^3.$$

Амплитуды нормальных и касательных напряжений цикла

$$\sigma_a = \frac{M_2}{W_{и}} = \frac{30440}{1520} = 20 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \frac{T}{W_{к}} = \frac{60000}{3053} = 19,6 \text{ МПа}.$$

Средние нормальные и касательные напряжения цикла

$$\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \tau_a = 19,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{344}{\frac{1,8}{0,9 \cdot 0,95} 20 + 0,2 \cdot 0} = 8,17;$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{199}{\frac{1,7}{0,8 \cdot 0,95} 19,6 + 0,1 \cdot 19,6} = 4,34.$$

Определяем общий коэффициент безопасности по усталостной прочности в опасном сечении (сечение 2) по зависимости:

$$s = \frac{s_{\sigma}s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{8,17 \cdot 4,34}{\sqrt{8,17^2 + 4,34^2}} = 3,83 > [s] = 2,5.$$

Условие усталостной прочности вала выполняется.

### Задача 24

Мощность на ведущем валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta = 0,97$  – коэффициент полезного действия закрытой цилиндрической передачи.

Крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}.$$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{w1} = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} (u + 1)}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u}},$$

где  $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$  вспомогательный коэффициент;

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины колеса (принять  $\psi_{bd} = 1$ );

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Выбирается в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  (принять  $K_{H\beta} = 1,05$ );

Ширина венца шестерни

$$b_{w1} = \psi_{bd} d_{w1}.$$

Округляем до стандартного ближайшего значения.

Модуль зацепления

$$m = \frac{b_w}{\psi_m},$$

где  $\psi_m$  – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей (принять  $\psi_m = 25$ ).

Значение модуля зацепления округлить до стандартного ближайшего значения.

Числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{d_{w1}}{m} \geq z_{\min} = 17, \quad z_2 = z_1 u,$$

Диаметры:

начальных окружностей  $d_{w1} = mz_1, d_{w2} = mz_2$ ;

окружностей впадин  $d_{f1} = m(z_1 - 2,5), d_{f2} = m(z_2 - 2,5)$ ;

окружностей вершин зубьев  $d_{a1} = m(z_1 + 2), d_{a2} = m(z_2 + 2)$ .

Межосевое расстояние  $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}$ .

Рабочая ширина венца колеса  $b_{w2} = b_{w1} - 5$ .

### Задача 25

Мощность на ведущем валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta = 0,97$  – коэффициент полезного действия закрытой цилиндрической передачи.

Крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}.$$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{w1} = K_d \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u}},$$

где  $K_d = 675 \text{ МПа}^{1/3}$  вспомогательный коэффициент;

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины колеса (принять  $\psi_{bd} = 1$ );

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Выбирается в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  (принять  $K_{H\beta} = 1,05$ );

Ширина венца шестерни

$$b_{w1} = \psi_{bd} d_{w1}.$$

Округляем до стандартного ближайшего значения.

Нормальный модуль зацепления

$$m = \frac{b_w}{\psi_m},$$

где  $\psi_m$  – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей (принять  $\psi_m = 25$ ).

Значение нормального модуля зацепления округлить до стандартного ближайшего значения.

Угол наклона зубьев зубчатого колеса

$$\beta_b = \arcsin \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_{w1}},$$

где  $\beta_b$  – угол наклона зубьев (для косозубых зубчатых колес  $\beta_b = 8^0 \dots 20^0$ );

$\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия,  $\varepsilon_\beta = 1; 2; 3 \dots$ . Если при  $\varepsilon_\beta = 1$   $\beta_b < 8^0$ , то принимают  $\varepsilon_\beta = 2$  и так далее.

Числа зубьев колес и шестерни

$$z_1 = \frac{d_{w1} \cos \beta_b}{m_n} \geq z_{\min} = 17 \cos^3 \beta_b \quad (\text{принять большее целое число});$$

$$z_2 = z_1 u.$$

Диаметры:  
начальных окружностей

$$d_{w1} = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1, \quad d_{w2} = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2;$$

окружностей впадин

$$d_{f1} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 - 2,5), \quad d_{f2} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_2 - 2,5);$$

окружностей вершин зубьев

$$d_{a1} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_1 + 2), \quad d_{a2} = \frac{m_n}{\cos \beta} (z_2 + 2).$$

$$\text{Межосевое расстояние } a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}.$$

$$\text{Рабочая ширина венца колеса } b_{w2} = b_{w1} - 5.$$

### Задача 26

Мощность на ведущем валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta},$$

где  $\eta = 0,95$  – коэффициент полезного действия закрытой цилиндрической передачи.

Крутящий момент на ведущем валу

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}.$$

Диаметр начальной окружности

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} u \sigma_{HP}^2}},$$

где  $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$  вспомогательный коэффициент;

$\psi_{bd}$  – коэффициент ширины колеса (принять  $\psi_{bd} = 0,4$ );

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. Выбирается в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  (принять  $K_{H\beta} = 1,09$ );

Рабочая ширина венца шестерни и колеса

$$b_w = \psi_{bd} d_{m1}.$$

Углы делительных конусов

$$\delta_2 = \arctgu, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}$$

Правильность выбора параметра  $\psi_{bd}$  проверяем по условию:

$$\frac{b_w}{R_e} \leq 0,3.$$

При невыполнении этого условия уменьшают  $\psi_{bd}$  и делают перерасчет.

Окружной модуль  $m_{te}$  находим из соотношения

$$m_{te} \geq 0,1b_w,$$

Полученное значение округлить до ближайшего большего стандартного значения.

Число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}, z_2 = z_1 u.$$

Число зубьев шестерни округлить до большего целого значения.

Диаметры шестерни и колеса:

внешние делительные

$$d_{e1} = m_{te} z_1, \quad d_{e2} = m_{te} z_2;$$

внешние окружности впадин

$$d_{fe1} = m_{te} (z_1 - 2,4 \cos \delta_1); \quad d_{fe2} = m_{te} (z_2 - 2,4 \cos \delta_2);$$

внешние окружности вершин зубьев

$$d_{ae1} = m_{te} (z_1 + 2 \cos \delta_1); \quad d_{ae2} = m_{te} (z_2 + 2 \cos \delta_2);$$

средние шестерни и колеса

$$d_{m1} = d_{e1} - b_w \sin \delta_1, \quad d_{m2} = d_{e2} - b_w \sin \delta_2.$$

Модуль в среднем сечении

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1}.$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}.$$



Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b_w.$$

Угол ножки зуба

$$\theta_f = \operatorname{arctg} \frac{h_{fe}}{R_e}.$$

Угол головки зуба

$$\theta_a = \operatorname{arctg} \frac{h_{ae}}{R_e}.$$

Угол конуса вершин

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a.$$

Угол конуса впадин

$$\delta_{f1} = \delta_1 + \theta_f; \delta_{f2} = \delta_2 + \theta_f.$$

## Литература

1. Батулин А.Т., Ицкович Г.М., Панич Б.Б., Чернин И.М. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1977. - 407 с.
2. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора: Справочник - Л.: Машиностроение, 1983. - 464 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин.- М.: Высш. шк., 1986 - 359 с.
4. Детали машин в задачах и примерах / С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженецкий, В.Ф. Калачев и др.; Под общ. Ред. С.Н. Ничипорчика. - Мн.: Выш. шк., 1981.- 432 с.
5. Детали машин в примерах и задачах / Под общ. Ред С.М. Башеева. - Мн.: Выш. шк., 1970. - 488 с.
6. Детали машин. Расчет и конструирование: Справочник / Под ред. Н.С. Ачеркана. - М.: Машиностроение, 1968. - 440 с.
7. Добровольский В.А. Расчет деталей машин. - Киев: Гостехиздат, 1961.- 301 с.
8. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. -М.: Высш. шк.,1976.- 399 с.
9. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для вузов.-М.: Машиностроение, 1988.-368 с.
10. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин. - Мн.: Выш. шк., 1986. - 400 с.
11. Мархель И.И. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1977. - 446 с.
12. Миловидов С.С. Детали машин и приборов. - М., «Высшая школа», 1971. - 488 с.
13. Расчеты деталей машин: Справочник / Чернин И.М., Кузьмин А.В., Ицкович Г.М. - Мн.: Выш. школа, 1974. - 592 с.
14. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е -М.: Машиностроение, 1975. - 655 с.
15. Сборник задач и примеров расчета по курсу деталей машин / Г.М. Ицкович, С.А. Чернавский, В.А. Киселев и др.- М.: Машиностроение, 1974.-286 с.

## Оглавление

Задача 1	3
Задача 2	4
Задача 3	6
Задача 4	7
Задача 5	8
Задача 6	10
Задача 7	11
Задача 8	12
Задача 9	12
Задача 10	14
Задача 11	15
Задача 12	17
Задача 13	19
Задача 14	21
Задача 15	22
Задача 16	23
Задача 17	24
Задача 18	25
Задача 19	27
Задача 20	28
Задача 21	30
Задача 22	30
Задача 23	30
Задача 24	35
Задача 25	36
Задача 26	38
Литература	42

# **ДЕТАЛИ МАШИН**

**Методические указания  
к контрольным работам  
для студентов специальности 1-36 01 07  
«Гидропневмосистемы мобильных  
и технологических машин»  
заочной формы обучения**

Составители: **Бельский** Алексей Тимофеевич  
**Тариков** Георгий Петрович  
**Комраков** Владимир Викторович

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 18.02.09.

Рег. № 28Е.

E-mail: [ic@gstu.gomel.by](mailto:ic@gstu.gomel.by)  
<http://www.gstu.gomel.by>