

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, канд. техн. наук, **Л.Е. ПОЛЕТУН**,
Н.Л. ИВАНИНА, ОАО „Головной специализированный
конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,
Н.А. ДЕМИНА, **С.В. АДАМОВА**, Таврийская государственная
агротехническая академия, г. Мелитополь

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ УЗЛА КРЕПЛЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ К ТРАВЕРСЕ ПРЕССА

У статті проведений міцнісний розрахунок вузла кріплення напрямної до траверси преса для гарячого кування крупних поковок. Виконані розрахунки показують, що даний варіант кріплення не забезпечує необхідних запасів міцності. З метою зменшення навантаження на болти вузла кріплення напрямної до траверси рекомендується збільшити натяг між хвостовиком траверси та колоною напрямної.

In the article the strength calculation of fastening knot of press traverse guide is conducted for the hot forging of large forged pieces. The executed calculations show that the examined variant of fastening does not provide the necessary margins of safety. With the purpose of diminishing of loading on the screw-bolts of fastening knot of traverse guide it is recommended to multiply an interference between the traverse shank and the guide column.

Введение. Исследование элементов кузнечно-прессового оборудования является достаточно актуальной и важной задачей, которая возникла в ОАО „Азовмаш” при проведении проверочного расчета узла крепления направляющей (черт. 5568.02.040 СБ) к траверсе (черт. 5568.02.020 СБ) преса номинальным усилием 2500 тс. Пресс предназначен для горячейковки крупных поковок. Номинальное усилие преса $25 \cdot 10^6$ Н (2500 тс). Эксцентриситет приложения нагрузки – не более 160 мм. Материал траверсы (черт. 5568.02.021 Траверса) - сталь 25Л ГОСТ 977-75. Механические свойства [1]: предел текучести $\sigma_T = 235$ МПа; предел прочности $\sigma_g = 441$ МПа.

Материал колонны направляющей (черт. 5568.02.041 Колонна) – поковка Гр5 кп 245 ГОСТ 8479-70 из стали 35ХМ ГОСТ 4543-71. Механические свойства [2]: предел текучести $\sigma_T = 245$ МПа; предел прочности $\sigma_g = 470$ МПа.

Материал болтов – сталь 40ХН2МА ГОСТ4543-71. Механические свойства (черт. 5568.02.007 Болт): предел текучести $\sigma_T = 588$ МПа; предел прочности $\sigma_g = 735$ МПа.

При работе преса возможен нагрев траверсы до 100°С. Общий вид преса представлен на рис. 1. Эскиз траверсы в сборе (черт. 5568.02.020 СБ) показан на рис. 2, эскиз траверсы (черт. 5568.02.021) – на рис. 3. Ниже представлены результаты расчетов узла крепления направляющей к траверсе с использованием справочных данных и формул, содержащихся работах [1-10].

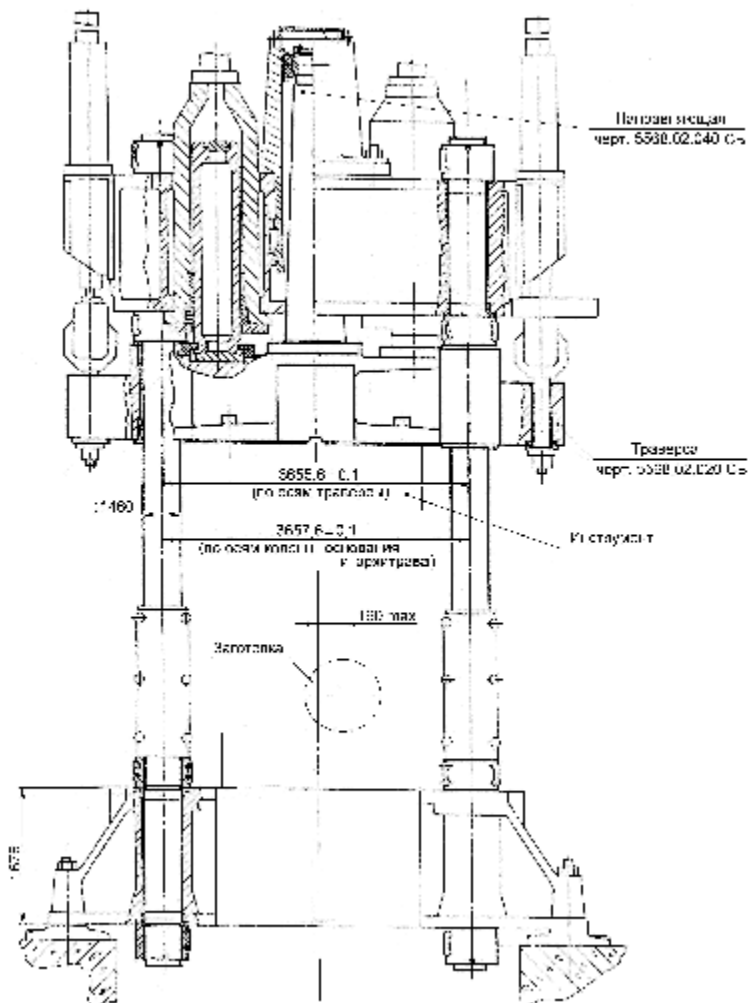


Рис. 1. Общий вид пресса черт. 5568.00.000 СБ (2500 тс)

1. Определение расчетных нагрузок. Расчетная схема для определения нагрузок, действующих на узел соединения траверсы с направляющей при работе пресса, показана на рис. 4.

Реакция заготовки равна $R = N_1 + N_2 = 25 \cdot 10^3$ кН, где N_1, N_2 – усилия от гидроцилиндров пресса ($N_1 = N_2 = 12,5 \cdot 10^6$ Н).

Контакт заготовки с бойком может быть смещен от вертикальной оси траверсы пресса (см. рис. 4). Максимально допускаяемое смещение составляет

160 мм. Реакции R_A и R_B , возникающие в подшипнике направляющей и колоннах прессы от действия на траверсу усилий от гидроцилиндров при максимальном допусаемом смещении, определяем из уравнений

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0,$$

откуда $R_A = R_B = 895$ кН (вычисления выполнены при помощи системы компьютерной математики MathCad).

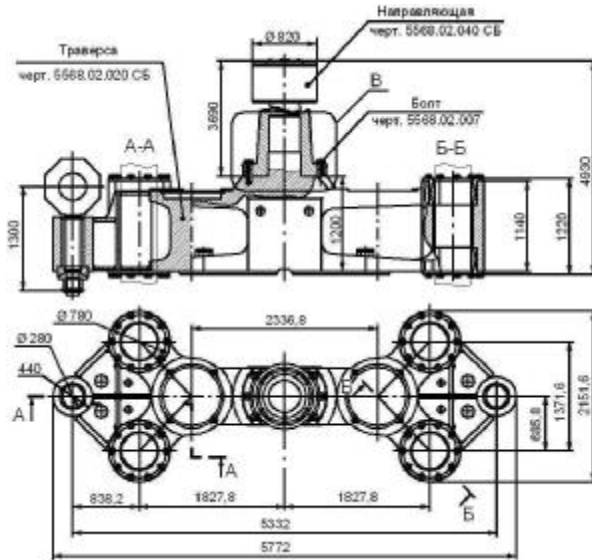


Рис. 2. Эскиз траверсы черт. 5568.02.020 СБ

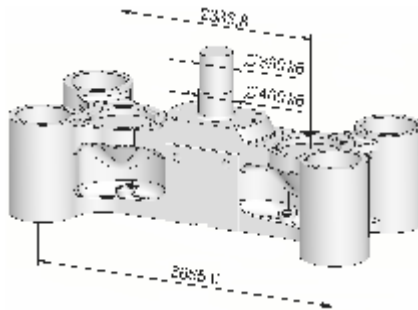


Рис. 3. Эскиз траверсы черт. 5568.02.021

Создаваемый реакцией подшипника R_A момент вызывает изгиб колонны направляющей и создаёт нагрузки на элементы узла крепления направляющей к траверсе.

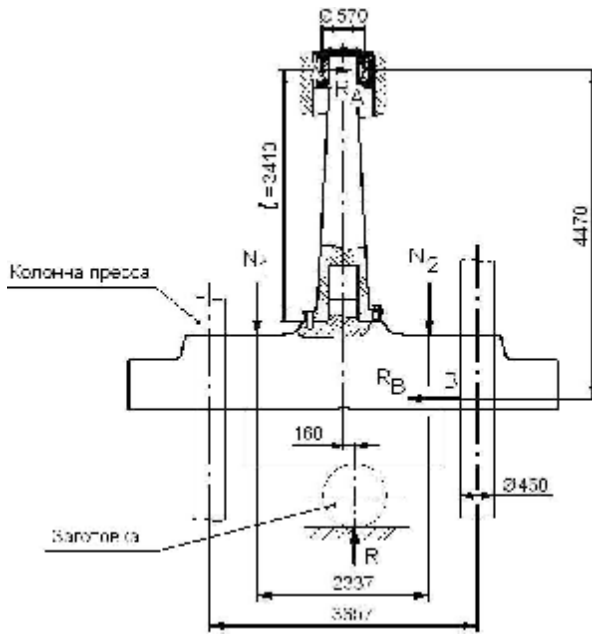


Рис. 4. Расчетная схема для определения нагрузок, действующих на узел соединения траверсы с направляющей

2. Проверка прочности узла крепления направляющей к траверсе (текущий вариант по чертежу)

2.1. Проверка прочности колонны направляющей. Определение напряжений в колонне направляющей от запрессовки хвостовика траверсы. В нижней части колонны направляющей имеется полость для посадки хвостовика траверсы. Колонна направляющей соединяется с хвостовиком траверсы по посадке Н7/к6 (см. рис. 2). Схема расположения полей допусков соединения хвостовика с колонной направляющей показана на рис. 5.

Напряжения в нижней части колонны направляющей, возникающие от натяга, – радиальное S_r и тангенциальное S_q – определяем по формулам [3, с. 400]:

$$S_r = \frac{r_c^2}{r_2^2 - r_c^2} \cdot \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right) \cdot p; \quad S_q = \frac{r_c^2}{r_2^2 - r_c^2} \cdot \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right) \cdot p,$$

где r_c – радиус контакта сопрягаемых поверхностей хвостовика и направляющей; r_2 – радиус наружной поверхности направляющей в расчетном сечении; r – текущий радиус ($r_c \leq r \leq r_2$); p – контактное давление на сопрягаемой поверхности направляющей (см. рис. 6).

Контактное давление определяется по формуле [3, с. 403]

$$p_c = \frac{d \cdot E}{2 \cdot r_c} \cdot \frac{(1 - k_1^2) \cdot (1 - k_2^2)}{(1 + k_1^2) \cdot (1 - k_2^2) + (1 + k_2^2) \cdot (1 - k_1^2)},$$

где $k_1 = \frac{r_1}{r_c}$, $k_2 = \frac{r_c}{r_2}$ – отношения радиусов составного сечения (r_1 – внутренний радиус охватываемой детали, поскольку хвостовик сплошной, $r_1 = 0$).



Рис. 5. Схема расположения полей допусков соединений

$\nabla 390 \frac{H7}{k6}$ и $\nabla 400 \frac{H7}{k6}$
хвостовика траверсы с
колонной направляющей

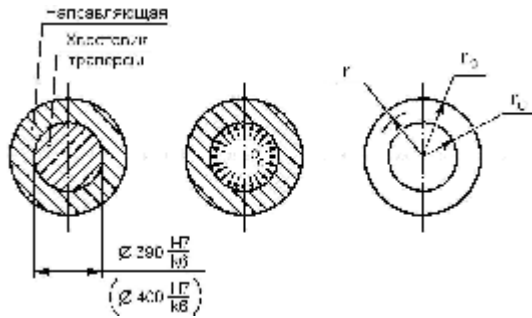


Рис. 6. Сопряжение хвостовика траверсы с направляющей

Колонна направляющей имеет коническую форму (см. рис. 7, а). Наружный диаметр колонны в сечении А-А равен (см. рис. 7, б): $d_{\min} \approx 646$ мм, $d_{\max} \approx 649$ мм. Принимаем $d_{A-A} = 646$ мм. Наружный диаметр колонны в сечении Б-Б: $d_{\min} \approx 684$ мм, $d_{\max} \approx 650$ мм. Принимаем $d_{B-B} = 648$ мм. Наружный диаметр колонны в сечении В-В: $d_{\min} \approx 684$ мм, $d_{\max} \approx 687$ мм. Принимаем $d_{B-B} = 684$ мм.

Отношения радиусов составляют: для сечения Б-Б – $k_1 = 0$, $k_2 = 0,602$; для сечения В-В – $k_1 = 0$, $k_2 = 0,585$.

В соединении направляющей с хвостовиком траверсы по посадке H7/k6

возможен как натяг (до 40 мкм), так и зазор (до 53 мкм) (см. рис. 5).

Давление на поверхности контакта колонны направляющей в сечении Б-Б составляет: при натяге $\delta_{\min} = 4$ мкм $p_c = 0,65$ МПа; при натяге $\delta_{cp} = 22$ мкм $p_c = 3,4$ МПа; при максимальном натяге $\delta_{\max} = 40$ мкм $p_c = 6,5$ МПа.

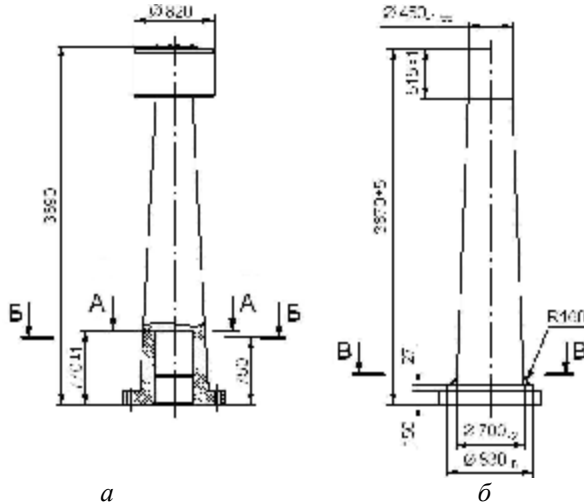


Рис. 7. Эскиз направляющей (а) и схема для определения наружного диаметра колонны направляющей в сечениях А-А, Б-Б и В-В

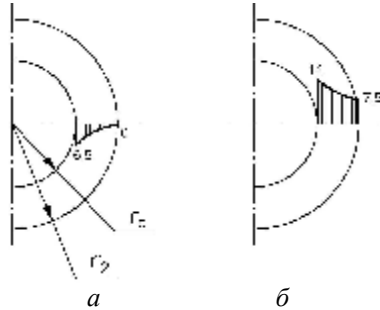
Давление на поверхности контакта колонны направляющей в сечении В-В при максимальном натяге составляет $p_c = 6,8$ МПа. Напряжения в волокнах на внутренней поверхности полости в колонне направляющей при максимальном натяге равны: в сечении Б-Б – $\sigma_r = -6,5$ МПа, $\sigma_\theta \approx 14$ МПа; в сечении В-В – $\sigma_r = -6,8$ МПа, $\sigma_\theta \approx 13,9$ МПа. Напряжения в волокнах на наружной поверхности: в сечении Б-Б – $\sigma_r = 0$ МПа, $\sigma_\theta \approx 7,5$ МПа; в сечении В-В – $\sigma_r = 0$ МПа, $\sigma_\theta \approx 6,8$ МПа.

Эпюры радиальных и тангенциальных напряжений в сечении Б-Б направляющей от запрессовки хвостовика траверсы с натягом $\delta_{\max} = 40$ мкм показаны на рис. 8.

Определение напряжений в колонне направляющей от изгиба при максимальном допуске смещении контакта заготовки с бойком. Проверку прочности колонны направляющей выполняем для трёх поперечных сечений: А-А, Б-Б и В-В (см. рис. 7). Изгибающий момент, возникающий при действии усилий гидроцилиндров прессы при максимальном допуске смещении контакта заготовки с бойком от вертикальной оси прессы ($\Delta_{\max} = 160$ мм),

равен (см. рис. 4, 7): в сечении А-А – $M_{\Delta}^{A-A} = 2,363 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; в сечении Б-Б – $M_{\Delta}^{B-B} = 2,380 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$; в сечении В-В – $M_{\Delta}^{B-B} = 2,774 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Рис. 8. Эпюры радиальных σ_r (МПа) (а) и тангенциальных σ_{θ} (МПа) (б) напряжений в сечении Б-Б направляющей от запрессовки хвостовика траверсы при натяге $\delta_{\max} = 40 \text{ мкм}$



Расчетные поперечные сечения колонны в сечениях А-А и Б-Б представляют собой кольца. Их моменты инерции определяем по формуле [3, с. 53]

$$I = \frac{p \cdot (D^4 - d^4)}{64},$$

где D – наружный диаметр кольца; d – внутренний диаметр кольца.

При проверке прочности колонны направляющей учитываем концентраторы напряжений (коэффициент k , см. рис. 9), обусловленные изменением площади поперечного сечения колонны от круга к кольцу (рис. 9, а и 9, б) и от кольца с наружным диаметром $\varnothing 700 \text{ мм}$ к кольцу с наружным диаметром $\varnothing 830 \text{ мм}$ (см. рис. 9, в).

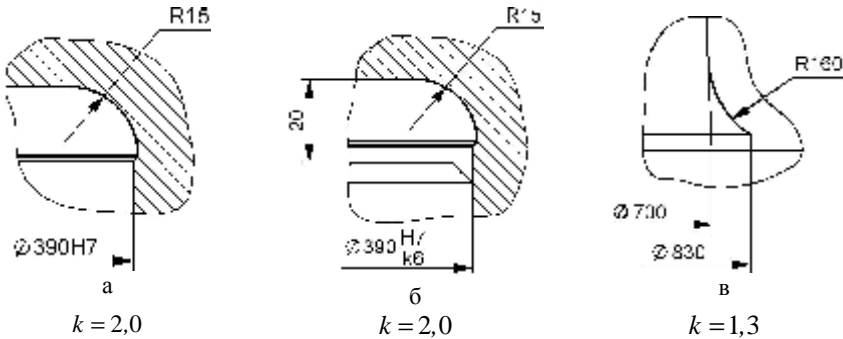


Рис. 9. Концентраторы напряжений в колонне направляющей в сечениях А-А (а), Б-Б (б) и В-В (в) [4, с. 162]

Напряжение в колонне направляющей в сечении А-А от изгиба равно: в наружных волокнах $\sigma_u = 206 \text{ МПа}$; во внутренних волокнах $\sigma_u = 124 \text{ МПа}$.

Напряжение в колонне направляющей в сечении Б-Б от изгиба равно: в наружных волокнах $\sigma_u = 205$ МПа; во внутренних волокнах $\sigma_u = 124$ МПа. Напряжения среза малы ($\tau_{\max} \approx 6$ МПа), поэтому в расчете ими пренебрегаем.

Поскольку хвостовик траверсы запрессован в колонну направляющей, в качестве расчетного поперечного сечения В-В принимаем составное сечение (см. рис. 10). Центральная часть его – поперечное сечение хвостовика траверсы, наружная – поперечное сечение колонны. Изгибающий момент, действующий в сечении В-В, распределяется между составными частями сечения пропорционально их изгибной жесткости:

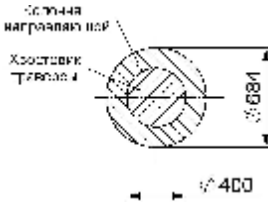


Рис. 10. Эскиз расчетного поперечного сечения В-В

$$\begin{cases} M_{\Delta}^{B-B} = M_n + M_{mp}; \\ \frac{M_{mp}}{M_n} = \frac{I_{mp}}{I_n}, \end{cases} \quad (1)$$

где M_n – изгибающий момент, действующий на колонну направляющей; M_{mp} – изгибающий момент, действующий на хвостовик траверсы; I_n – момент инерции расчетного сечения колонны направляющей; I_{mp} – момент инерции расчетного сечения хвостовика траверсы.

Момент инерции сечения колонны направляющей в сечении В-В (кольца с наружным диаметром 684 мм и внутренним диаметром 400 мм) равен $I_n = 9,488 \cdot 10^9 \text{ м}^4$. Из (1) следует, что $M_n = 2,451 \cdot 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Напряжение в колонне направляющей в сечении В-В от изгиба равно (с учетом коэффициента концентрации напряжений $k = 1,3$, см. рис. 9, в): в наружных волокнах $\sigma_u \approx 115$ МПа, во внутренних волокнах $\sigma_u \approx 67$ МПа.

Проверка прочности колонны направляющей. Напряженное состояние колонны в сечении А-А – одноосное (растяжение-сжатие), напряженное состояние в сечениях Б-Б и В-В – трёхосное (смешанное). Напряжение в сечении А-А колонны направляющей равно: во внутренних волокнах $s = s_u = 124$ МПа; в наружных волокнах $s = s_u = 206$ МПа. Запас прочности колонны направляющей в сечении А-А по пределу текучести равен

$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} \approx 1,1$. Эквивалентные напряжения в поперечных сечениях Б-Б и В-В колонны направляющей определяются в соответствии с [3, с. 168] по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[(s_1 - s_2)^2 + (s_2 - s_3)^2 + (s_3 - s_1)^2 \right]}, \quad (2)$$

где s_1, s_2, s_3 – главные напряжения ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$).

Эквивалентное напряжение в сечении Б-Б направляющей при максимальном натяге равно: во внутренних волокнах $\sigma_{э\kappa\upsilon} \approx 122$ МПа; в наружных волокнах $\sigma_{э\kappa\upsilon} \approx 202$ МПа. Эквивалентное напряжение в сечении В-В направляющей при максимальном натяге равно: во внутренних волокнах $\sigma_{э\kappa\upsilon} \approx 59$ МПа, в наружных волокнах $\sigma_{э\kappa\upsilon} \approx 112$ МПа. Запас прочности колонны направляющей по пределу текучести равен в сечении Б-Б $n \approx 1,2$; в сечении В-В – $n \approx 2,1$.

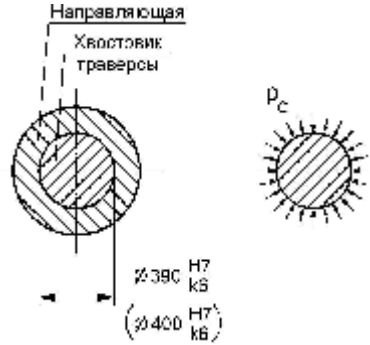


Рис. 11. Сопряжение хвостовика траверсы с направляющей

2.2. Проверка прочности хвостовика траверсы. *Определение напряжений в хвостовике от запрессовки в колонну направляющей.* Напряжения в хвостовике траверсы – радиальное S_r и тангенциальное S_q определяем по формулам [3, с. 401]

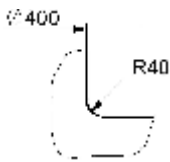
$$S_r = -\frac{r_c^2}{r_c^2 - r_1^2} \cdot \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2} \right) \cdot p;$$

$$S_q = -\frac{r_c^2}{r_c^2 - r_1^2} \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2} \right) \cdot p,$$

где r_c – радиус контакта сопрягаемых поверхностей (наружный радиус хвостовика); r_1 – внутренний радиус охватываемой детали (поскольку хвостовик сплошной, $r_1 = 0$); r – текущий радиус ($0 \leq r \leq r_c$); p – контактное давление на сопрягаемой поверхности (см. рис. 11).

Контактное давление на поверхности хвостовика при максимальном натяге $\delta_{\max} = 40$ мкм составляет: в сечении Б-Б $p_c = 0,5$ МПа; в сечении В-В – $p_c = 6,8$ МПа. Напряжения в хвостовике при максимальном натяге равны: в сечении Б-Б $\sigma_r = \sigma_\theta = -6,5$ МПа; в сечении В-В $\sigma_r = \sigma_\theta = -6,8$ МПа.

Определение напряжений в хвостовике от изгиба при максимальном допустимом смещении контакта заготовки с бойком. Проверку прочности хвостовика траверсы выполняем для сечений В-В и Г-Г (см. рис. 7, 13). В сечении В-В хвостовиком траверсы воспринимается изгибающий момент, равный $M_{mp} = M_{\Delta}^{B-B} - M_n = 0,323 \cdot 10^6$ Н·м. Напряжение в хвостовике в сечении В-В от изгиба равно $\sigma_u = 82$ МПа.



$k = 1,6$ [4, с. 162]

Рис. 12. Концентра-
тор напряжений в
хвостовике
траверсы
в сечении Г-Г

Величину изгибающего момента, действующего в сечении Г-Г, определяем по схеме, показанной на рис. 14. В сечении Г-Г хвостовиком воспринимается изгибающий момент, равный $M_{xв} = 0,19 \cdot 10^6$ Н·м. Напряжения в хвостовике в сечении Г-Г определяем с учетом концентратора напряжений ($k = 1,6$, рис. 12). Оно равно $\sigma_u = 49$ МПа.

Проверка прочности хвостовика. Напряженное состояние хвостовика в сечении Г-Г – одноосное (растяжение-сжатие). Напряжение в сечении Г-Г хвостовика равно $\sigma_u = 49$ МПа. Запас прочности хвостовика

в сечении Г-Г по пределу текучести равен $n \approx 5$. Напряженное состояние в сечении В-В – трёхосное (смешанное). Эквивалентное напряжение в наружных волокнах хвостовика в сечении В-В при максимальном натяге равно $\sigma_{экв} \approx 89$ МПа. Запас прочности хвостовика в сечении В-В по пределу текучести равен $n \approx 2,6$.

Проверка прочности узла крепления направляющей к траверсе. *Определение усилий в болтах крепления направляющей к траверсе.* Направляющая притягивается к траверсе шестью болтами $M72 \times 6$ черт. 5568.02.007 из стали 40ХН2МА ГОСТ 4543-71. Узел крепления нагружен реакцией подшипника R_A и

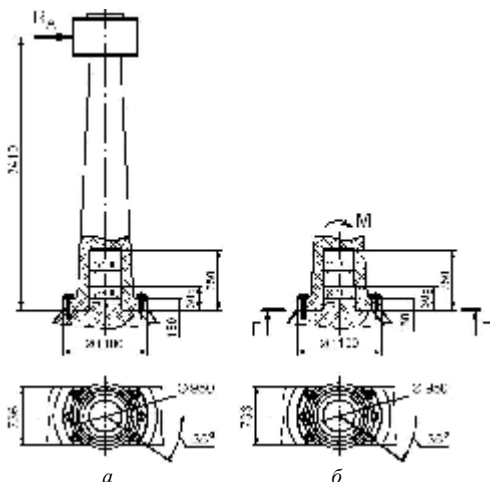


Рис. 13. Схема нагружения узла крепления направляющей к траверсе

создаваемым ею изгибающим моментом M (см. рис. 13, а). Поскольку сила R_A непосредственно на болты не передаётся, при определении растягивающих нагрузок на болты учитываем воздействие только момента M . Схема нагружения соединения изображена на рис. 13, б.

Характер соединения направляющей с хвостовиком траверсы таков (см. рис. 2, 5), что под действием внешнего момента нагружаются не только болты, но и сам хвостовик (см. рис. 14). Уравнение равновесия имеет вид

$$\sum_{i=1}^6 Q_i \cdot L_i + P \cdot a = M, \quad (3)$$

где Q_i – усилие в i -м болте от внешнего момента; P – усилие, действующее на хвостовик при изгибе направляющей; M – момент, действующий на соединение в сечении по плоскости фланца (сечение Г-Г на рис. 13), равный $M = M_{\Delta} - M_{mp}$, где $M_{mp} = F_{mp} \cdot b$ – момент силы трения, возникающей на поверхности контакта хвостовика траверсы с колонной направляющей при раскрытии стыка, F_{mp} – сила трения, действующая по поверхности контакта колонны направляющей и хвостовика траверсы при раскрытии фланцевого соединения; $b = 550$ мм – плечо силы трения (см. рис. 13, 14).

Сила трения

$$F_{mp} = p_c \cdot 0,75 \cdot p \cdot d \cdot h \cdot f, \quad (4)$$

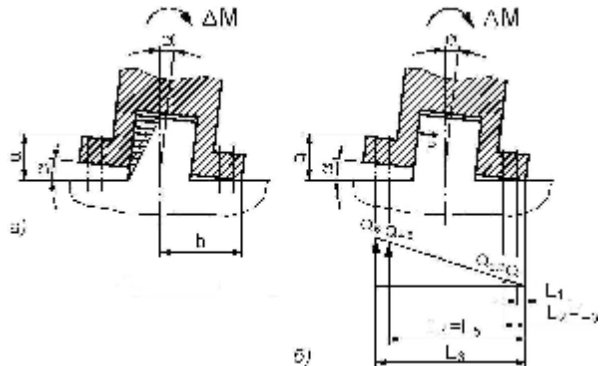
где p_c – контактное давление; h – расчетная длина контакта хвостовика с направляющей (принимается равной диаметру хвостовика $d = 390$ мм); f – коэффициент трения ($f = 0,2$).

Сила трения составляет: при натяге $\delta_{\min} = 4$ мкм $F_{mp} = 50,2$ кН; при натяге $\delta_{cp} = 22$ мкм $F_{mp} = 258$ кН; при максимальном натяге $\delta_{\max} = 40$ мкм $F_{mp} = 473,1$ кН.

Момент силы трения при раскрытии стыка равен: при натяге $\delta_{\min} = 4$ мкм $M_{mp} = 0,027$ МН·м ($M_{mp} < M_{\Delta}$); при натяге $\delta_{cp} = 22$ мкм $M_{mp} = 0,142$ МН·м ($M_{mp} < M_{\Delta}$); при натяге $\delta_{\max} = 40$ мкм $M_{mp} = 0,260$ МН·м ($M_{mp} < M_{\Delta}$). Момент, действующий на болтовое соединение, равен разности момента в сечении по плоскости фланца (сечение Г-Г на рис. 13) и момента сил трения. Расчетная величина момента (при $\delta = \delta_{\min} = 4$ мкм) равна $M = 3,0$ МН·м.

Задача определения нагрузок на болты статически неопределима. Для её решения усилия в болтах Q_i и усилие P , действующее на хвостовик, выражаем в зависимости от угла раскрытия стыка α (см. рис. 14).

Рис. 14. Схема нагружения узла крепления направляющей к траверсе (а) и схема сил, возникающих в болтах от внешней нагрузки (б)



При раскрытии стыка на угол α болт получает удлинение

$$\Delta l_{\sigma i} = L_i \operatorname{tg} \alpha . \quad (5)$$

Усилие в болте, вызванное этим удлинением, выражаем из формулы [3, с. 141]

$$\Delta l_i = \frac{Q_i}{E F_{\sigma}} l_{\sigma i} , \quad (6)$$

где F_{σ} – площадь поперечного сечения болта; $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль продольной упругости материала болта.

Из (6) получаем

$$Q_i = \frac{E F_{\sigma} \Delta l_{\sigma i}}{l_{\sigma i}} . \quad (7)$$

С учетом (5) формулу (7) записываем в виде

$$Q_i = \frac{E F_{\sigma} L_i \operatorname{tg} \alpha}{l_{\sigma i}} . \quad (8)$$

Принимаем, что при раскрытии стыка на угол α хвостовик траверсы отклоняется на такой же угол (см. рис. 14). В соответствии с [3, с. 259]

$$a = \frac{P \cdot a^2}{2 \cdot E \cdot I} , \quad (9)$$

где I – момент инерции расчетного поперечного сечения хвостовика траверсы (см. сечение Д-Д на рис. 15).

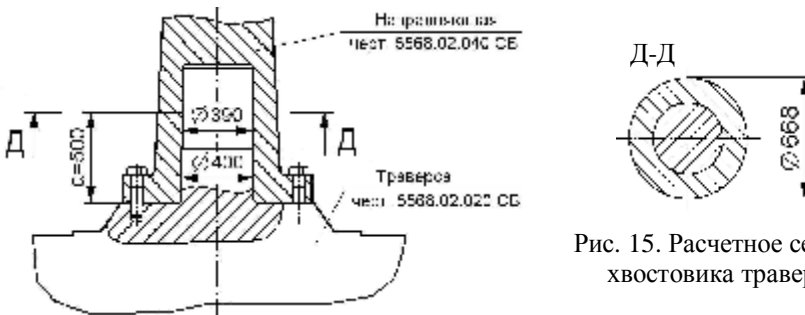


Рис. 15. Расчетное сечение хвостовика траверсы

Расстояние от плоскости стыка траверсы с направляющей до равнодействующей P нагрузки, действующей на хвостовик траверсы (величина a , см. рис. 13-15) составляет $a = 500$ мм. Наружный диаметр направляющей в расчет-

ном сечении равен $d_{\min} \approx 668$ мм. Расчетное поперечное сечение хвостовика представляет собой круг диаметром $d = 390$ мм.

Из (9) и (2) следует, что

$$P = \frac{2 \cdot E \cdot I \cdot a}{a^2} = \frac{2 \cdot E \cdot a \cdot p \cdot d^4}{64 \cdot a^2} = \frac{p \cdot E \cdot d^4 \cdot a}{32 \cdot a^2}. \quad (10)$$

Поставляя выражения (8) и (10) в уравнение (3), получаем:

$$\sum_{i=1}^6 \frac{E F_{\sigma} L_i \operatorname{tg} \alpha}{l_{\sigma i}} \cdot L_i + \frac{\pi E d^4 \alpha}{32 a^2} \cdot a = M;$$

$$\frac{E F_{\sigma} \operatorname{tg} \alpha}{l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{\pi E d^4 \alpha}{32 a} = M. \quad (11)$$

Поскольку угол раскрытия стыка весьма мал, принимаем $\operatorname{tg} \alpha = \alpha$ и уравнение (11) записываем в виде

$$\alpha \left(\frac{E F_{\sigma}}{l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{\pi E d^4}{32 a} \right) = M. \quad (12)$$

Из уравнения (12) выражаем величину α – угол раскрытия стыка:

$$\alpha = \frac{M}{\left(\frac{E F_{\sigma}}{l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{\pi E d^4}{32 a} \right)} = \frac{M}{\left(\frac{E \pi d_{\sigma}^2}{4 l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{\pi E d^4}{32 a} \right)} =$$

$$= \frac{M}{4 M} = \frac{E \pi \left(\frac{d_{\sigma}^2}{4 l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{d^4}{8 a} \right)}{E \pi \left(\frac{d_{\sigma}^2}{4 l_{\sigma}} \cdot \sum_{i=1}^6 L_i^2 + \frac{d^4}{8 a} \right)}. \quad (13)$$

Определяем числовые значения длин $l_1, l_2, \dots, l_6, l_{\sigma i}$, входящих в формулу (13). В соответствии с рис. 13, 14, длины равны: $l_1 = 75$ мм, $l_2 = l_3 \approx 161$ мм, $l_4 = l_5 \approx 939$ мм, $l_6 = 1025$ мм. Расчетную длину болта определяем в соответствии с [5, с. 8] по формуле $l_{\sigma} = h + 0,28d$, где h – толщина фланца направляющей ($h = 150$ мм, см. рис. 13); d – диаметр болта. Соответственно $l_{\sigma 1} = l_{\sigma 2} = \dots = l_{\sigma 6} \approx 170$ мм (эскиз болта показан на рис. 16).

Площадь поперечного сечения болта $F_{\sigma(cp)} = \frac{1}{4} \pi d_2^2$ принимаем равной $F_{\sigma(cp)} = 3643$ мм ($d_2 = 68,103$ мм – средний диаметр резьбы (для резьбы

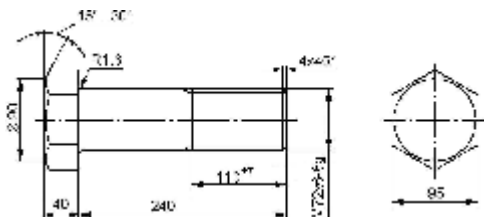


Рис. 16. Эскиз болта M72X6 черт. 5568.02.007

M72×6). Если стык траверсы и направляющей предварительно не затянут болтами с необходимым усилием, а натяг между направляющей и хвостовиком траверсы минимальный, то при действии момента $M = 3,024 \cdot 10^6$ Н·м стык раскрывается на угол $\alpha \approx 0,012^\circ$,

величина равнодействующей распределённой нагрузки на хвостовик траверсы составляет $P = 380,5$ кН. Усилия в болтах крепления направляющей к траверсе составляют: $Q_{\min} = 67,3$ кН, $Q_{\max} = 920,1$ кН.

Определение усилия затяжки болтов, необходимого для предотвращения раскрытия стыка. Для предотвращения раскрытия стыка между траверсой и направляющей болты должны быть затянуты с усилием [6, с. 45]

$$P_{зат} > Q_M (1 - \chi),$$

где Q_M – усилие в наиболее нагруженном болте от действия внешнего момента ($Q_M = Q_6 = 920,1$ кН); χ – коэффициент основной нагрузки.

Коэффициент основной нагрузки вычисляем по формуле [6, с. 49]

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b},$$

где λ_d – суммарный коэффициент податливости соединяемых деталей; λ_b – коэффициент податливости болта.

Суммарный коэффициент податливости соединяемых деталей (траверсы и направляющей) определяем в соответствии с [6, с. 47] по формуле

$$\lambda_d = \frac{1}{E d_0} \lambda_d^*,$$

где $d_0 = 75$ мм – диаметр отверстия под болт, λ_d^* – безразмерный коэффициент податливости, определяемый по формуле [6, с. 47]:

$$\lambda_d^* = \frac{2,3}{\pi t g \gamma} \cdot \lg \frac{(a + d_0)(a + 2 \cdot l_1 \cdot t g \gamma - d_0)}{(a - d_0)(a + 2 \cdot l_1 \cdot t g \gamma + d_0)},$$

где $l_1 = 150$ мм – толщина фланца направляющей; $a = 115$ мм – наружный диаметр опорной поверхности головки болта; γ – угол между образующей

конуса давления и осью болта ($\gamma = \arctg 0,45$ [6, с. 47]), $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала соединяемых деталей.

Отсюда $\lambda_d^* = 0,664$, $\lambda_d = 4,427 \cdot 10^{-8}$ мм/Н.

Коэффициент податливости болта определяем по формуле [6, с.44, 46]

$$\lambda_{\sigma} = \frac{l_{\sigma}}{E_{\sigma} \cdot F_{\sigma}} + \lambda_p + \lambda_z,$$

где $l_{\sigma} = 150$ мм – длина растянутой части болта, F_{σ} – площадь поперечного сечения болта (принимая $F_{\sigma} = F_{\sigma(cp)} = 3643$ мм²), λ_p – коэффициент податливости резьбы; λ_z – коэффициент податливости головки болта; $E_{\sigma} = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала болта.

Коэффициент податливости резьбы вычисляем по формуле [7, с. 30]

$$\lambda_p = \frac{0,49}{d_2 E_{\sigma}} \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{s}{d}} = 5,352 \cdot 10^{-8} \text{ мм/Н.}$$

Коэффициент податливости головки болта [6, с. 46] $\lambda_z = \frac{0,15}{E_{\sigma} h} =$

$= 1,875 \cdot 10^{-8}$ мм/Н, где $h = 40$ мм – высота головки болта, коэффициент податливости болта равен $\lambda_{\sigma} = 2,781 \cdot 10^{-7}$ мм/Н.

Коэффициент основной нагрузки равен $\chi \approx 0,14$. Усилие затяжки болтов должно быть не менее $P_{зам\ min} = 791$ кН. С учетом коэффициента запаса $k = 1,2$, усилие затяжки болтов должно быть равно $P_{зам\ min} = 949,5$ кН (96,8 тс). Момент на ключе, необходимый для затяжки болта, определяем в соответствии с [8, с.106] по формуле

$$M_{кл} = P_{зам} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho') + P_{зам} \frac{f_T (D_{on}^3 - d_{on}^3)}{3(D_{on}^2 - d_{on}^2)},$$

где $d_2 = 68,103$ мм – средний диаметр резьбы; λ – угол подъема винтовой линии; ρ' – приведенный угол трения в резьбе; $f_T = 0,13$ [9, с. 84] – коэффициент трения на опорной поверхности болта и фланца направляющей; $D_{on} = 95$ мм – наружный диаметр опорной поверхности болта (см. рис. 16); $d_{on} = 75$ мм – внутренний диаметр опорной поверхности (равен диаметру отверстия под болт). Угол подъема винтовой линии находим по формуле [8, с. 81]

$$l = \arctg \left(\frac{s_1}{p \cdot d_2} \right) = 0,028 \text{ рад, где } s_1 = 6 \text{ мм – шаг резьбы.}$$

Приведенный угол трения в резьбе определяем по формуле [8, с. 103]

$$\rho' = \operatorname{arctg} \left(\frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = 0,4327 \text{ рад,}$$

где $f_p = 0,2$ [9, с.84] – коэффициент трения в резьбе (смазка солидолом); $\alpha = 60^\circ$ – угол профиля резьбы.

Требуемый момент на ключе равен $M_{\text{кл}} = 0,014 \text{ МН}\cdot\text{м}$

Определение температурной нагрузки на болт. Температурную нагрузку на болт определяем по формуле [7, с. 27]

$$T_t = \frac{\Delta_t}{\lambda_\sigma + \lambda_n},$$

где Δ_t – разность температурных удлинений фланца направляющей и болта;

$$\Delta_t = \alpha_n \cdot l_n \cdot t_n - \alpha_\sigma \cdot l_\sigma \cdot t_\sigma,$$

где $\alpha_n = 12,3 \cdot 10^{-6} \text{ мм}/(\text{мм}\cdot^\circ\text{C})$ – коэффициент линейного расширения материала направляющей для стали 35ХМ ГОСТ 4543-71 [10, с.415]); $l_n = 150 \text{ мм}$ – высота фланца направляющей; $\alpha_\sigma = 11,6 \cdot 10^{-6} \text{ мм}/(\text{мм}\cdot^\circ\text{C})$ – коэффициент линейного расширения материала болта (для стали 40ХН2МА ГОСТ4543-71 [10, с.416]); $l_\sigma = 170 \text{ мм}$ – расчетная длина болта; t_n, t_σ – температура фланца направляющей и болта соответственно. При работе пресса возможен нагрев траверсы до 100°C . Принимаем $t_n = 100^\circ, t_\sigma = 90^\circ$. При этом $\Delta_t = 0,007 \text{ мм}, P_t = 16,39 \text{ кН}$.

Определение суммарного усилия в наиболее нагруженном болте. Поскольку назначенное усилие предварительной затяжки болта ($P_{\text{зам}} = 949,5 \text{ кН}$) больше усилия, возникающего от внешней нагрузки ($920, 1 \text{ кН}$), результирующее осевое усилие, действующее на болт, определяем в соответствии с [7, с.27] по формуле

$$P = P_{\text{зам}} + P_t + \chi Q_M = 1094,7 \text{ кН} (111,6 \text{ тс}),$$

где $Q_M = Q_\sigma = 920,1 \text{ кН}$ – усилие, действующее на болт от внешней нагрузки,

Проверка прочности болтов. Эквивалентное напряжение в болте определяем [8, с. 109] как

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2},$$

где σ_p – напряжение в болте от растяжения; $\tau_{\text{кр}}$ – напряжение в болте от кручения.

Напряжение растяжения в наиболее нагруженном болте определяем по формуле $\sigma_p = P / \left(\frac{1}{4} \pi d_1^2 \right) \approx 325$ МПа, где $d_1 = 65,505$ мм – внутренний диаметр резьбы М72.

Напряжение кручения определяем [8, с.109] как $\tau_{\text{кр}} = M_{\text{тр.р}} / W_p \approx \approx 153$ МПа, где $M_{\text{тр.р}} = 8,428 \cdot 10^6$ Н мм – момент трения в резьбе; полярный момент сопротивления сечения болта $W_p = \frac{P \cdot d_1^3}{16} = 55189$ мм³.

Эквивалентное напряжение в наиболее нагруженном болте $\sigma_{\text{экв}} \approx 420$ МПа. Запас прочности по пределу текучести равен $n = 1,4$. Напряжение в резьбе болта определяем по формуле [8, с. 121]

$$t = \frac{P}{z \cdot k_n \cdot s \cdot p \cdot d_1},$$

где $s = 6$ мм – шаг резьбы; $d_1 = 65,505$ мм – внутренний диаметр резьбы М72; k_n – коэффициент полноты резьбы (для резьбы болта $k_n = 0,75$, для резьбы в траверсе $k_n = 0,88$); $z = \min \left\{ \frac{H}{s}; 10 \right\} = 10$ – число рабочих витков резьбы ($H \approx 80$ мм – глубина резьбы).

Напряжение в резьбе болта равно $\tau_6 \approx 118$ МПа. Допускаемое напряжение в резьбе определяем по формуле $[t] = 0,15 \cdot s_T \approx 82$ МПа. Вычисления показывают, что напряжение в резьбе болта превышает допускаемое $[\tau]_6 = 82$ МПа примерно в 1,5 раза.

Проверка прочности резьбы в траверсе. Напряжение в резьбе траверсы при $k_n = 0,88$, $d_1 = d = 72$ мм и равно $\tau_{\text{мп}} \approx 92$ МПа. Допускаемое напряжение в резьбе траверсы при $s_T = 235$ МПа равно $[\tau]_{\text{мп}} = 35$ МПа. Как видно из вычислений, напряжение в резьбе траверсы превышает допускаемое $[\tau]_{\text{мп}}$ в 2,7 раза.

Закключение. Выполненные расчеты показывают, что рассматриваемый вариант крепления направляющей к траверсе не обеспечивает необходимых запасов прочности колонны направляющей, а также не обеспечивает прочность крепления направляющей к траверсе болтами.

С целью уменьшения нагрузки на болты узла крепления направляющей к

траверсе рекомендуется увеличить натяг между хвостовиком траверсы и колонной направляющей, что является направлением дальнейших исследований.

Список литературы: 1. *ГОСТ 977-88* (СТ СЭВ 4559-84, СТ СЭВ 4561-84, СТ СЭВ 4563-84) Отливки стальные. Общие технические условия. – М.: Издательство стандартов. – 56 с. 2. *ГОСТ 8479-70* Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Общие технические условия. – М.: Издательство стандартов, 1982. – 15 с. 3. *Справочник по сопротивлению материалов*/ Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с. 4. *Проектирование механических передач.* / С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселёв и др. – Изд. 4-е, перераб. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с. 5. *РД 26-15-88.* Руководящий документ. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность и герметичность фланцевых соединений. – Введ. 01.07.1989. – НИИХиммаш, 1989. 6. *Биргер И.А. и др.* Расчет на прочность деталей машин: Справочник/ И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с. 7. *Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с. 8. *Батурин А.Т., Ицкович Г.М. и др.* Детали машин. – Изд. 6. – М.: «Машиностроение», 1971. – 466 с. 9. *Иосилевич Г.Б.* Детали машин: Учебник для студентов машиностроит. спец. вузов. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 10. *Марочник* стали и сплавов / Под ред. И.Р. Крайнина, А.А. Астафьева, Е.П. Могилевского. – М.: ЦНИИТМАШ. – 1971. – 480 с.

Поступила в редколлегию 10.09.07

УДК 623.438:539.3

Г.Д. ГРИЦЕНКО, канд. техн. наук, НТУ „ХПИ”

К ВОПРОСУ ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ РЕАКЦИИ БРОНЕКОРПУСОВ НА УВЕЛИЧЕНИЕ МАССЫ БОЕВОГО МОДУЛЯ

У статті міститься опис результатів експериментальних досліджень реакції макету бронекорпусу БТР-80 на гармонічне збудження при збільшенні маси бойового модуля. На основі порівняння отриманих результатів з даними числового скінченно-елементного моделювання визначені параметри моделей, що забезпечують високу точність визначення напружено-деформованого стану та власних частот коливань бронекорпусів транспортних засобів спеціального призначення легкої категорії за масою.

In this paper description of results of experimental researches of reaction of armored troop-carrier BTR-80 model on harmonic excitation at multiplying of the battle module mass is contained. The model parameters which provide high exactness of determination of stressedly-deformed state and resonant frequency of vibrations of armored hulls of vehicles of the special setting of easy category after mass are determined on the basis of comparing of obtained results with numerical finite-elements modeling data.

Введение. Современные легкобронированные боевые машины (ЛБМ) характеризуются существенным возрастанием количества и могущества вооружения, размещаемого в новых боевых модулях (БМ). При этом значительно возрастает нагрузка на корпус (как статическая, так и динамическая). Кроме того, изменяются динамические характеристики механической системы „бронекорпус – боевой модуль”. А это в свою очередь влияет на характер процессов, протекающих при нагружении бронекорпусов динамическими и импульсными нагрузками. Указанные обстоятельства обуславливают актуаль-