

В.И. ГОЛОВЧЕНКО, канд. техн. наук, **Л.Е. ПОЛЕТУН**,
Н.Л. ИВАНИНА, **И.В. БЕРДНИК**, канд. техн. наук, ОАО „Головной
специализированный конструкторско-технологический институт”,
г. Мариуполь

РАЗРАБОТКА ВАРИАНТА И ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ УЗЛА КРЕПЛЕНИЯ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ К ТРАВЕРСЕ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОВОЧНОГО ПРЕССА

У статті наведений розрахунок величини потрібного натягу між хвостовиком траверси та напрямною гідравлічного преса для гарячого кування великих поковок та проведені розрахунки на міцність прийнятого варіанта вузла кріплення напрямної до траверси.

A calculation of the required value of interference between traverse shank and guiding column of a hydraulic press for hot forging of large blanks as well as strength calculation of traverse-to-guiding column fastening elements for the adopted variant of the unit are given in the article.

Введение. Результаты расчета узла соединения траверсы с направляющей гидравлического ковочного преса (рис. 1), приведенные в [1], показали, что условия прочности резьбы M72 в теле траверсы и поперечного сечения направляющей не выполняются.

Анализ полученных результатов, проведенный с целью выработки решения по усилению слабых элементов узла, показал, что при данной конструкции узла (рис. 2) простое увеличение диаметра резьбы и диаметра направляющей не дает желаемого результата и необходима существенная переработка конструкции узла. Предлагаемое решение:

1) увеличить размеры фланца направляющей; **2)** вместо 6-ти болтов M72 установить 8 шпилек и 4 болта M90; **3)** увеличить величину натяга между хвостовиком и направляющей до значения, при котором болты, шпильки, резьба в теле траверсы будут иметь необходимый запас

прочности; **4)** увеличить толщину втулки направляющей, в которую запрес-

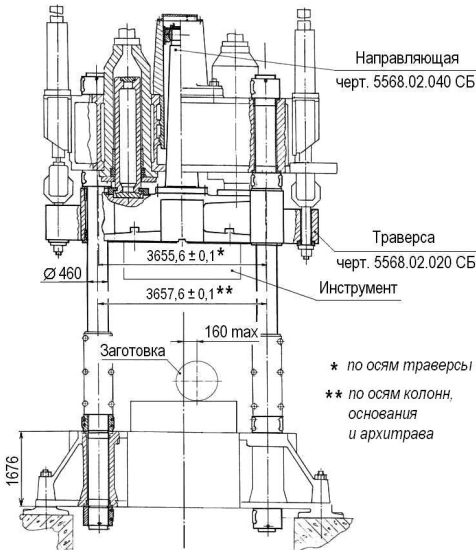


Рис. 1. Общий вид преса
черт. 5568.00.000 СБ (2500 тс)

совмещается хвостовик траверсы, до необходимого по условию прочности значения.

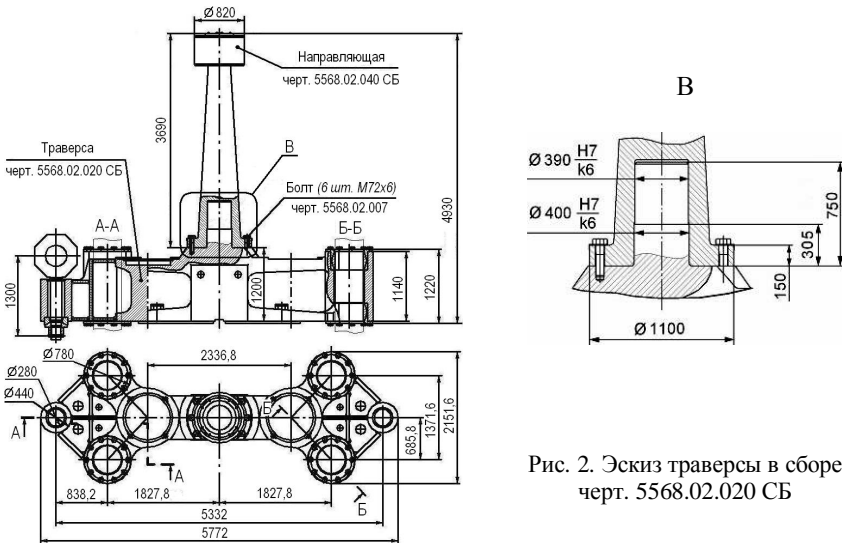


Рис. 2. Эскиз траверсы в сборе черт. 5568.02.020 СБ

Одновременно была уточнена расчетная схема нагружения элементов узла. Выполненное для этого конечно-элементное моделирование работы болтового соединения показало, что ребро, относительно которого происходит раскрытие стыка, необходимо в расчетной схеме сместить в сторону поперечной оси соединения. Проведенный также дополнительный анализ схемы отклонения хвостовика позволил уточнить формулу для определения угла раскрытия стыка.

Кроме того, с помощью конечно-элементного моделирования были уточнены принятые в [1] значения коэффициентов концентрации напряжений и в соответствии с полученными результатами были назначены радиусы галтелей для хвостовика, фланца, внутренней полости направляющей, при которых обеспечивается усталостная прочность исследуемого узла.

Ниже приводятся основные этапы и результаты расчета принятого к исполнению варианта (рис. 3) узла крепления направляющей к траверсе.

1. Определение величины гарантированного натяга между хвостовиком траверсы и направляющей для обеспечения прочности резьбового соединения направляющей и траверсы. В принятом к исполнению варианте конструкции составной подвижной поперечины направляющая крепится к траверсе 4-мя болтами и 8-мью шпильками M90×6. Напряжение в резьбе траверсы и в резьбе болта будет меньше допустимого, если усилие в болте будет меньше величины

$$[P] = \min \{ z \cdot k_{n(\sigma)} \cdot s p d_1 \cdot [t]_{\sigma}; z \cdot k_{n(mp)} \cdot s p d \cdot [t]_{mp} \},$$

равной 522,5 кН ($d_1 = 83,505$ мм – внутренний диаметр резьбы, $s = 6$ мм – шаг

резы).

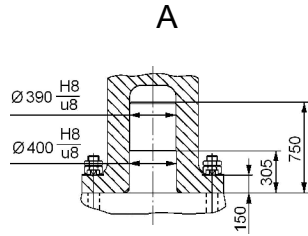
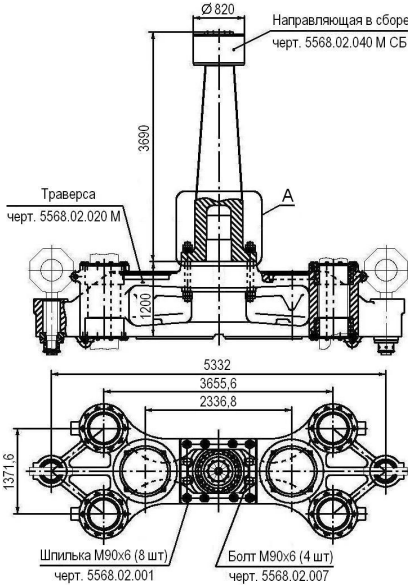


Рис. 3. Принятая конструкция узла соединения траверсы с направляющей

При этом нагрузка на наиболее нагруженный болт от действия внешнего момента не должна превышать величины $[P] - F_t = 506,1 \text{ кН}$ (F_t – температурная нагрузка на болт). Для обеспечения этого условия угол раскрытия стыка

$$[a] = \arctg \left\{ \frac{([P] - F_t) \cdot l_6}{E_6 F_6 L_6} \right\}$$

должен быть не более 0,004°.

Как и ранее, считаем, что угол раскрытия стыка и угол, на который отклоняется хвостовик, равны. Схема нагружения узла крепления и схема сил, возникающих в болтах от внешней нагрузки, показаны на рис. 4. Они отличаются от приведенных в [1] уточнением величины нагрузки на хвостовик $q_1 = \frac{15 p E_{mp} d^4 a}{88 h^3}$

и уточнением положения ребра, относительно которого происходит раскрытие стыка. С учетом этих уточнений

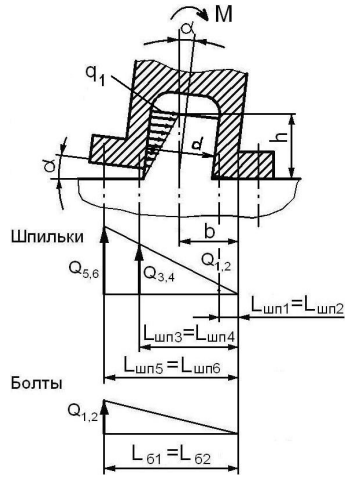


Рис. 4. Схема нагружения узла крепления направляющей к траверсе и схема сил, возникающих в болтах от внешней нагрузки

уравнение равновесия (3) из [1] принимает вид:

$$\sum_{i=1}^2 Q_i L_i + \sum_{i=1}^6 Q_j L_j + \frac{1}{3} \cdot q_1 h^2 = M ,$$

$$\frac{E_{\delta} F_{\delta} t g a}{l_{\delta}} \cdot \sum_{i=1}^2 L_{\delta i}^2 + \frac{E_{un} F_{un} t g a}{l_{un}} \cdot \sum_{j=1}^6 L_{unj}^2 + \frac{5 p E_{mp} d^4 a}{88 h} = M .$$

Величину необходимого натяга d , при котором угол раскрытия стыка будет равен допускаемому ($a = [a]$), определяем из уравнения

$$[a] = \frac{M - p_c \cdot 0,75 p d h f b}{\frac{p E_{\delta} d_{\delta}^2}{4 l_{\delta}} \cdot \sum_{i=1}^2 L_{\delta i}^2 + \frac{p E_{un} d_{un}^2}{4 l_{un}} \cdot \sum_{j=1}^6 L_{unj}^2 + \frac{5 p E_{mp} d^4}{88 h}} , \quad (1)$$

где f – коэффициент трения; b – плечо силы трения, возникающей на поверхности контакта хвостовика траверсы и направляющей; p_c – контактное давление на сопрягаемой поверхности хвостовика и направляющей [2, с. 403],

$$p_c = \frac{d}{2 \cdot \left[\frac{r_c}{E_{mp}} \cdot \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_2^2} - m_{mp} \right) + \frac{r_c}{E_n} \cdot \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} - m_n \right) \right]} , \quad (2)$$

где r_c – радиус контакта сопрягаемых поверхностей ($r_c=195; 200$ мм); $k_1 = \frac{r_1}{r_c}$,

$k_2 = \frac{r_c}{r_2}$ – отношения радиусов составного сечения (наружный радиус охватывающей детали $r_2=344...375$ мм, внутренний радиус охватываемой детали $r_1 = 0$); $E_{mp} = 2,05 \cdot 10^5$ МПа – модуль продольной упругости материала траверсы (сталь 25Л ГОСТ 977-88); $E_n = 2,13 \cdot 10^5$ МПа – модуль продольной упругости материала направляющей (поковка Гр5 кп 245 ГОСТ 8479-70 из стали 35ХМ ГОСТ 4543-71) [3].

С учетом (2) выражение (1) записываем в виде:

$$[a] = \frac{M - \frac{d \cdot 0,75 \cdot p d h f b}{2 \cdot \left[\frac{r_c}{E_{mp}} \cdot \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_2^2} - m_{mp} \right) + \frac{r_c}{E_n} \cdot \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} - m_n \right) \right]}}{\frac{p E_{\delta} d_{\delta}^2}{4 l_{\delta}} \cdot \sum_{i=1}^2 L_{\delta i}^2 + \frac{p E_{un} d_{un}^2}{4 l_{un}} \cdot \sum_{j=1}^6 L_{unj}^2 + \frac{5 p E_{mp} d^4}{88 h}} .$$

Отсюда получаем выражение для требуемого гарантированного натяга:

$$d = 2 \cdot \frac{\frac{r_c}{E_{mp}} \cdot \left(\frac{1+k_1^2}{1-k_2^2} - m_{mp} \right) + \frac{r_c}{E_n} \cdot \left(\frac{1+k_2^2}{1-k_2^2} - m_n \right)}{0,75 p d h f b} \times \left[M - [a] \cdot \left(\frac{p E_{\delta} d_{\delta}^2}{4 l_{\delta}} \cdot \sum_{i=1}^2 L_{\delta i}^2 + \frac{p E_{un} d_{un}^2}{4 l_{un}} \cdot \sum_{j=1}^6 L_{un j}^2 + \frac{5 p E_{mp} d^4}{88 h} \right) \right].$$

Принимая $[a] = \frac{0,004^{\circ} p}{180^{\circ}}$, полу-

чаем, что гарантированный натяг в соединении хвостовика с направляющей для обеспечения прочности резьбового соединения должен быть не менее 337 мкм.

С учетом технологических возможностей завода-изготовителя в соединении хвостовика траверсы с направляющей была назначена посадка H8/u8. Схема расположения полей допусков соединения хвостовика с направляющей показана на рис. 5. Как видно из этой схемы, гарантированный натяг в соединении равен $d_{min} = 346$ мкм, максимальный натяг – $d_{max} = 524$ мкм. Среднее значение натяга – $d_{cp} = 435$ мкм.

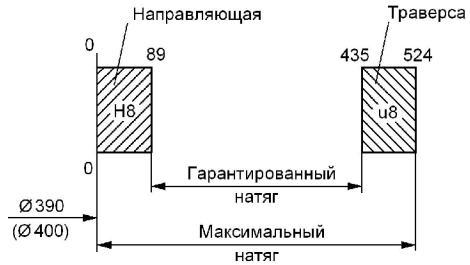


Рис. 5. Схема расположения полей допусков соединений $\text{Ø}390 \frac{H8}{u8}$ и $\text{Ø}400 \frac{H8}{u8}$ хвостовика траверсы с колонной направляющей

2. Проверка прочности узла крепления направляющей к траверсе.

Проверка прочности направляющей. Расчетные сечения направляющей – сечения А-А, Б-Б, В-В (рис. 6). Напряжения от запрессовки хвостовика траверсы – радиальное s_r и тангенциальное s_q – определяем по формулам [2,

с. 401] $s_r = \frac{r_c^2}{r_2^2 - r_c^2} \cdot \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2} \right) \cdot p_c$, $s_q = \frac{r_c^2}{r_2^2 - r_c^2} \cdot \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2} \right) \cdot p_c$, где r – текущий радиус ($r_c \leq r \leq r_2$).

Давление на поверхности контакта в сечении Б-Б, определенное по формуле (2), составляет: при гарантированном натяге $d_{min} = 346$ мкм $p_c = 65...74$ МПа, при среднем значении натяга $d_{cp} = 435$ мкм $p_c = 81...93$ МПа, при максимальном натяге $d_{max} = 524$ мкм $p_c = 98...112$ МПа, в сечении В-В – соответственно 61...70 МПа, 76...88 МПа и 92...106 МПа.

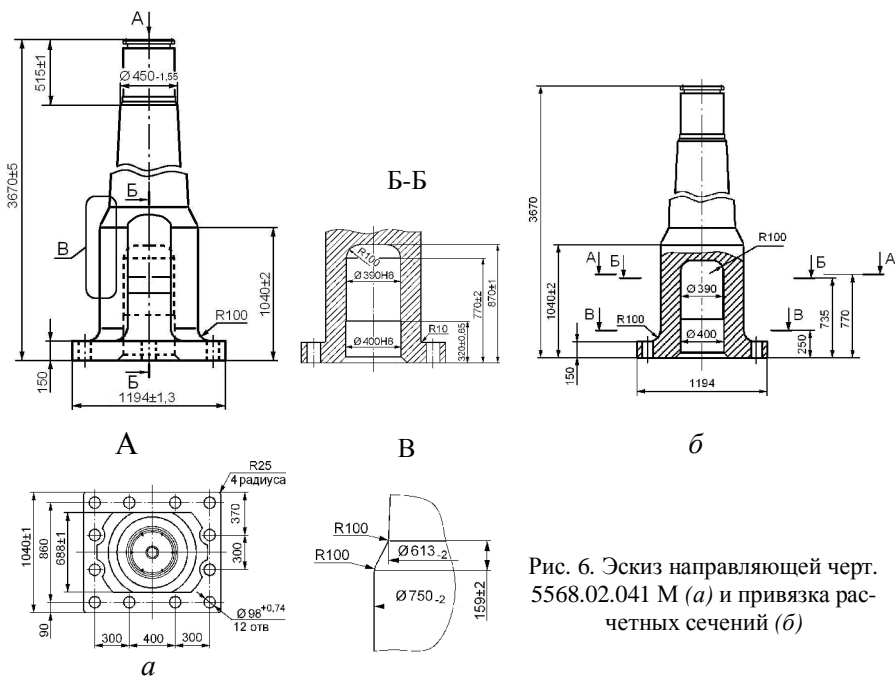


Рис. 6. Эскиз направляющей черт. 5568.02.041 М (а) и привязка расчетных сечений (б)

Напряжения в волокнах внутренней поверхности полости направляющей при среднем значении натяга равны: в сечении Б-Б $s_r = -93 \dots -82$ МПа, $s_q = 159 \dots 162$ МПа; в сечении В-В $s_r = -88 \dots -76$ МПа, $s_q = 155 \dots 158$ МПа. Напряжения в волокнах наружной поверхности: в сечении Б-Б $s_r = 0$, $s_q = 68 \dots 79$ МПа; в сечении В-В $s_r = 0$, $s_q = 69 \dots 80$ МПа.

Эпюры радиальных и тангенциальных напряжений в сечении Б-Б направляющей от запрессовки хвостовика траверсы при среднем значении натяга $d_{cp} = 435$ мкм изображены на рис. 7.

Напряжения в поперечных сечениях направляющей от изгиба при максимальном допусаемом ковочном эксцентриситете составляют: в сечении А-А в наружных волокнах $s_u = 82$ МПа, во внутренних

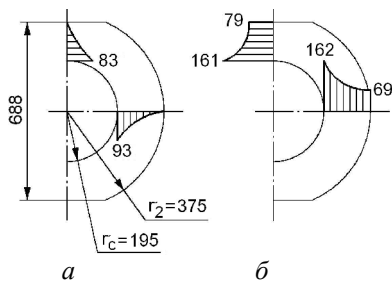


Рис. 7. Эпюры радиальных s_r (МПа) (а) и тангенциальных s_q (МПа) (б) напряжений в сечении Б-Б направляющей от запрессовки хвостовика траверсы при натяге $d_{cp} = 435$ мкм

$s_u = 43$ МПа; в сечении Б-Б в наружных волокнах $s_u = 83$ МПа, во внутренних $s_u = 43$ МПа; в сечении В-В в наружных волокнах $s_u = 104$ МПа, во внутренних $s_u = 56$ МПа.

Напряженное состояние направляющей в сечении А-А – одноосное (растяжение-сжатие), напряженное состояние в сечениях Б-Б и В-В – трехосное (смешанное). Напряжения в сечении А-А направляющей равны: во внутренних волокнах $s = s_u = 82$ МПа, в наружных волокнах $s = s_u = 43$ МПа. Запас прочности по пределу текучести равен 3,0.

Эквивалентные напряжения в поперечных сечениях Б-Б и В-В направляющей определяются в соответствии с [2, с. 168] по формуле:

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

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

Эквивалентные напряжения в сечении Б-Б при $d_{cp} = 435$ мкм равны: во внутренних волокнах $s_{\text{экв}} = 221$ МПа, в наружных – $s_{\text{экв}} = 79$ МПа. В сечении В-В при $d_{cp} = 435$ мкм: во внутренних волокнах $s_{\text{экв}} = 214$ МПа, в наружных – $s_{\text{экв}} = 92$ МПа. Запас прочности направляющей по пределу текучести равен: в сечении Б-Б $n = 1,8$, в сечении В-В $n = 1,6$.

Проверка прочности хвостовика траверсы. Напряжения в хвостовике от запрессовки в полость направляющей определяем по формулам [2, с. 401]

$$s_r = -\frac{r_c^2}{r_c^2 - r_1^2} \cdot \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2}\right) \cdot p_c, \quad s_q = -\frac{r_c^2}{r_c^2 - r_1^2} \cdot \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2}\right) \cdot p_c, \quad \text{где } r - \text{текущий радиус } (0 \leq r \leq r_c).$$

Контактное давление на поверхности хвостовика при $d_{cp} = 435$ мкм составляет: в сечении Б-Б $p_c = 81...93$ МПа, в сечении В-В $76...88$ МПа. Напряжения в хвостовике при $d_{cp} = 435$ мкм равны: в сечении Б-Б $s_r = s_q = -93...-82$ МПа, в сечении В-В $s_r = s_q = -88...-76$ МПа.

Напряженное состояние хвостовика в сечении В-В – трехосное (смешанное), напряжение от изгиба $s = s_u = 37$ МПа. Эквивалентное напряжение составляет $s_{\text{экв}} = 125$ МПа. Запас прочности по пределу текучести равен 1,8.

Проверка прочности резьбовых соединений узла крепления направляющей к траверсе. Определение усилий в болтах и шпильках. Усилия в болтах крепления направляющей к траверсе определяем из уравнения (4) по методике, изложенной в [1].

Сила трения, действующая по поверхности контакта полости направ-

ляющей и хвостовика траверсы при раскрытии стыка фланцевого соединения, при гарантированном натяге $d_{min} = 346$ мкм составляет 4,6 МН. Момент силы трения при раскрытии стыка равен 1,75 МН·м (при среднем и максимальном натяге – соответственно 2,2 МН·м и 2,66 МН·м). Расчетная величина момента, действующего на соединение, равна 1,311 МН·м.

Если стык траверсы и направляющей предварительно не затянут болтами с необходимым усилием, а натяг между направляющей и хвостовиком траверсы минимальный, то при действии момента $M = 1,311$ МН·м стык раскрывается на угол $\alpha \approx 0,004^\circ$. При этом величина равнодействующей распределенной нагрузки на хвостовик траверсы составляет 180,2 кН. Усилия в болтах крепления направляющей к траверсе составляют 524 кН, усилия в шпильках - $Q_{min} = 24$ кН, $Q_{max} = 119,5$ кН.

Для предотвращения раскрытия стыка между траверсой и направляющей болты должны быть затянуты с усилием $1,2 \cdot 524 \cdot (1 - 0,21) = 497$ кН (50,64 тс) (коэффициент основной нагрузки $c = 0,21$, коэффициент запаса $k = 1,2$). Требуемый момент на ключе равен 9,15 кН·м (933 кгс·м). Для крайних (наиболее нагруженных) шпилек усилие затяжки и момент на ключе принимаем таким же, как для болтов. Температурная нагрузка на болт равна $P_t = 16387$ Н [1]. Результирующее осевое усилие, действующее на болт, равно [4, с.45] $P = Q_M + P_t = 540,4$ кН, где $Q_M = 524$ кН – усилие, действующее на болт от внешней нагрузки.

Проверка прочности болтов, шпилек и резьбы в траверсе. Проверку прочности болтов, шпилек и резьбы в траверсе выполняем аналогично [1]. Эквивалентное напряжение в болте равно 141 МПа (запас прочности по пределу текучести $n \approx 4$). Напряжение в резьбе болта $t_\sigma = 46$ МПа (запас по допускаемым напряжениям $n = 1,7$). Напряжение в резьбе траверсы $t_{mp} = 36$ МПа не превышает допускаемое. Шпильки имеют большие запасы прочности, чем болты.

Закключение. Выполненный расчет показывает, что принятый вариант крепления направляющей к траверсе обеспечивает достаточные запасы прочности в сечениях колонны направляющей, хвостовика траверсы, а также в резьбовых элементах узла крепления направляющей к траверсе, и может быть рекомендован для разработки рабочих чертежей.

Список литературы: 1. Головченко В.И., Полетун Л.Е., Иванина Н.Л., Демина Н.А., Адамова С.В. Методика расчета на прочность узла крепления направляющей к траверсе пресса// Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып. „Машиноведение и САПР”. – Харьков: НТУ „ХПИ”. – 2007. – № 29. – С.21-38. 2. Справочник по сопротивлению материалов/ Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 704 с. 3. Марочник стали и сплавов / Под ред. И.Р. Крянина, А.А. Астафьева, Е.П. Могилевского. – М.: ЦНИИТМАШ. – 1971. – 480 с. 4. 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.

Поступила в редколлегию 21.11.2007