

УДК621.711.06

Бобух И. А., Бобух В. И., Бобров А. А., Нечаева Л. А., Архипов И. Б.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЛИНИЙ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ С МАХОВИЧНЫМ ПРИВОДОМ

Детали главных линий подвержены значительным крутильным упругим колебаниям, определяющим высокий уровень динамической нагруженности в момент захвата металла валками [1]. Эксплуатационная надежность деталей главных линий определяет эксплуатационную надежность всего прокатного стана в целом. Задача состоит в снижении уровня динамической нагруженности главных линий.

Состав оборудования главных линий пилигримовых станов включает следующие детали и механизмы [2]: рабочие валки со специальными калибрами, смонтированные в станах рабочей клетки с возможностью перемещения при помощи механизмов установки валков; шпиндели привода валков с механизмами уравнивания; устройство для смены валков; шестеренная клеть; становой редуктор; муфты соединительные; промежуточный вал; маховик с моторной муфтой; электродвигатель постоянного тока с регулируемым числом оборотов с системой питания и управления. Маховик служит для защиты двигателя от пиковых нагрузок, возникающих в процессе прокатки, и для накопления энергии при холостом ходе.

Целью работы является совершенствование конструкции волопровода с маховичным приводом в линиях прокатных станов.

Момент прокатки в пилигримовом стане расходуется на преодоление момента от вертикальной составляющей силы прокатки P и момента преодоления осевого усилия Q со стороны подающего аппарата. Для одного валка [2]:

$$\frac{1}{2} M_{np} = Pa + 0,5Qb, \quad (1)$$

где P – вертикальная составляющая силы прокатки;

a – плечо вертикальной составляющей силы прокатки:

$$a = y l_{cp}, \quad (2)$$

где l_{cp} – средняя длина очага деформации

y – коэффициент плеча момента, величина которого переменна по длине пилигримовой головки:

$$y_{max} = 0,81, \quad y_{min} = 0,4;$$

Q – горизонтальная составляющая силы прокатки;

b – плечо горизонтальной составляющей силы прокатки:

$$b = R_{cp}, \quad (3)$$

где R_{cp} – средний радиус калибра.

Момент сил упругости в волопроводе, соединяющем становой редуктор и двигатель $M_{упр}$ равен [4, 5]:

$$M_{упр} = M_{np} + M_{тр} + I \frac{dw}{dt}, \quad (4)$$

где M_{np} – статический крутящий момент, определяемый технологическим режимом нагружения;

$M_{тр}$ – момент трения; обычно $M_{тр} = (0,1 \dots 0,12) M_{np}$, точнее:

$$M_{mp} = P'f \cdot \frac{d_{ш}}{2}, \tag{5}$$

где P' – сила прокатки: $P' = \sqrt{P^2 + Q^2}$;
 f – коэффициент трения в подшипниках качения;
 $d_{ш}$ – диаметр шейки вала;
 $I \frac{dw}{dt}$ – упругий момент в валопроводе.

В начале захвата металла валками статический крутящий момент ($M_{np} + M_{mp}$) близок к нулю, а упругий момент в валопроводе практически мгновенно достигает максимальной величины, поэтому зависимость (4) упрощается до вида:

$$M_{yup} = I \frac{dw}{dt}, \tag{6}$$

где I – приведенный к валу электрической машины (двигателя) момент инерции валопровода;

$\frac{dw}{dt} = e$ – угловое ускорение деталей валопровода;
 dw – приращение угловой скорости;
 dt – время, за которое происходит приращение угловой скорости.

$$dw = \frac{dj}{dt} \tag{7}$$

где dj – приращение угла закручивания деталей привода:

$$dj = \frac{dM_{np}}{C}, \tag{8}$$

где dM_{np} – приращение крутящего момента в валопроводе;
 C – крутильная жесткость валопровода.

В рассматриваемый привод пилигримового стана включена муфта с переменной жесткостью (рис. 1).

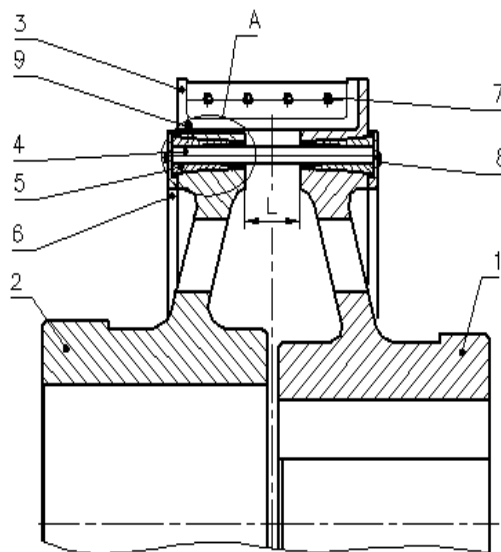


Рис. 1. Общий вид муфты упругой:

1 – полумуфта ведомая; 2 – полумуфта ведущая; 3 – предохранительный кожух;
 4 – стержень; 5 – сменная втулка; 6 – крышка; 7, 8 – крепежные детали; 9 – уплотнение

Упругие муфты (рис. 1), со стальными цилиндрическими стержнями (рис. 2) по сравнению с муфтами Бибби [6] проще в обслуживании, а изготовление их деталей технологичнее. При рассмотрении упругой муфты с нелинейной жесткостной характеристикой принимали во внимание известное техническое решение [7].

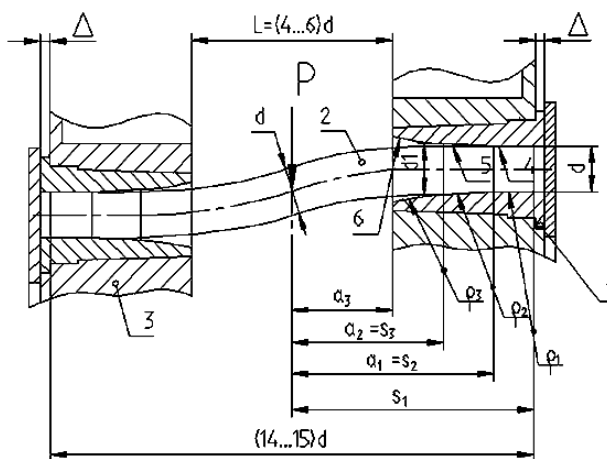


Рис. 2. Продольный разрез сменных втулок с упругим цилиндрическим стержнем:

1 – сменная втулка со стороны полумуфты ведомой; 2 – стержень; 3 – втулки со стороны полумуфты ведущей; 4 – цилиндрическая поверхность; 5 – криволинейная поверхность с продольным радиусом кривизны ρ_2 ; 6 – криволинейная поверхность с продольным радиусом кривизны ρ_3

Внутренняя поверхность сменных втулок 1, 3 (рис. 2) имеет 3 участка нагружения, первый участок поз. 4 выполнен цилиндрическим, поскольку расчетная величина r_1 очень большая и на длине участка l_1 практически не оказывает влияния на размеры отверстия.

Параметры переменной жесткости упругой муфты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры упругой муфты

Участок нагружения	Момент муфты упругий, $M_{пред}$, кНм	dM , кНм	j_i , рад	∂j , рад	C_i , кНм/рад
1	12,77	12,77	0,05383	0,011709	1090
2	43,3	30,53	0,02984	0,0143	2134,96
3	113,0	69,7	0,03237	0,00253	27549,4

Как видно из табл. 1 расчетные параметры муфты упругой обеспечивают переменную жесткость. Жесткость совокупности упругих элементов растет от минимальной величины, равной 1090,6 кНм/рад, до 27549,4 кНм/рад. Момент предельный на третьем участке нагружения, равный 113 кНм, превышает в 1,29 раз технологический момент, равный 87,5 кНм.

Величину коэффициента жесткости безинерционного упругого звена промежуточного вала определяем по формуле [8]:

$$C_{ПВ} = \frac{GI_P}{L}, \tag{9}$$

где G – модуль упругости второго рода, $G = 0,8 \times 10^8 \text{ Н/м}^2$; I_P – полярный момент инерции (при кручении) $I_P = 0,1d_{ПВ}^4$; L – длина провала; d – диаметр провала.

Диаметр провала принят равным $d = 0,4$ м, тогда:

$$C_{ПВ} = \frac{0,8 \cdot 10^8 \cdot 0,1 \cdot 0,4^4}{1,5} = 136537 \text{ кНм/рад.}$$

Динамическая расчетная схема валопровода привода клетки пилигримового стана представлена на рис. 3.

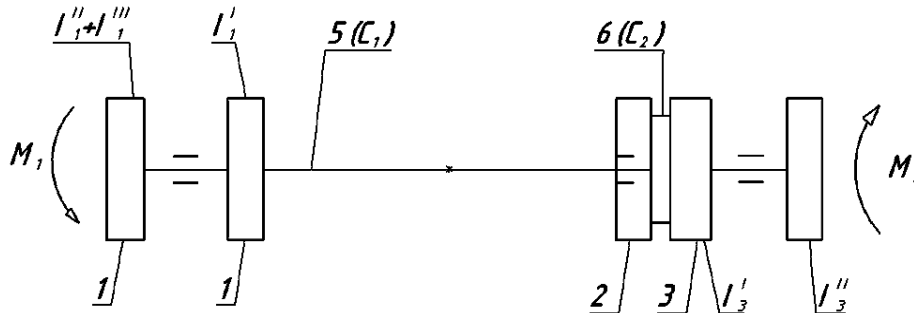


Рис. 3. Расчетная схема валопровода привода пилигримового стана

1 – I_1 – момент инерции вращающихся деталей приведенных к оси соединительной муфты рабочей клетки пилигримового стана; 2 – I_2 – момент инерции податливой полумуфты упругой муфты; 3 – I_3' – момент инерции жесткой полумуфты упругой муфты; 4 – I_4'' – момент инерции вращающихся деталей электродвигателя; 5 – промежуточный вал с жесткостью C_{1-2} ; 6 – система упругих стержней упругой муфты с переменной жесткостью C'_{2-3} , C''_{2-3} ; C'''_{2-3}

Размерность момента инерции I_i в технической системе:

$$I_i = M_{i2} = \frac{G}{g} i^2 = 0,102 Q i^2 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2. \quad (10)$$

Согласно расчетной схемы (рис. 3) момент инерции вращающихся деталей, приведенный к оси соединительной муфты I_1 клетки пилигримового стана, включает:

I_1' – момент инерции $\frac{1}{2}$ соединительной муфты типа МЗП19: $I_1' = 58 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$;

I_1'' – момент инерции быстроходного вала редуктора, величина которого при техническом проектировании принимается равным I_1' : $I_1'' = I_1' = 58 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

I_1''' – приведенный момент инерции вращающихся деталей привода пилигримового стана принимается равным $0,2 I_1'$. $I_1''' = 127,6 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

Момент инерции податливой полумуфты [9] равен: $I_2 = 126,65 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$, момент инерции жесткой полумуфты упругой муфты, насаженной на вал электродвигателя равен $I_3' = 159,86 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

Согласно техническим данным электродвигателя постоянного тока Р2-21/90-3,6 мощность двигателя $N = 3600 \text{ кВт}$, $n = 100/250 \text{ об/мин}$, момент инерции равен $12,5 \text{ т} \cdot \text{м}^2$. Момент инерции электродвигателя в технической системе равен $1275 \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}^2$.

Общее уравнение моментов сил упругости в связях моментов сил инерции соответствующих масс, моментов внешних сил, соответственно двигателя и технологических сопротивлений имеет вид:

$$-M_1 \pm I_1 \frac{d^2 j_1}{dt^2} \pm C_{1-2} (j_1 - j_2) \mathbf{m} I_2 \frac{d^2 j_2}{dt^2} \pm C_{2-3}^i (j_{2-3}) \mathbf{m} I_3 \frac{d^2 j_3}{dt^2} + M_2 = M_{\text{ynp}}. \quad (11)$$

Уравнение (11) можно решить только для конкретных условий нагружения и при определенных допущениях.

Решение будем искать для трех конкретных случаев:

1. Двигатель разгоняет систему привода от нуля до максимальной скорости без технологической нагрузки ($M_I = 0$).

2. Прокатка с максимальной известной величиной технологического нагружения $M_I = 87,5$ кг·м с потерей кинетической энергии системы.

3. Двигатель разгоняет систему привода до максимальной скорости для приращения кинетической энергии главной линией при отсутствии технологической нагрузки ($M_I = 0$).

Для первого случая нагружения общее уравнение (11) преобразуется с учетом следующего: средняя угловая скорость двигателя растет от нуля до $\omega_1 = 10,47$ с⁻¹ со средним ускорением $\varepsilon_{cp} \approx 52,35$ с⁻².

Среднее угловое ускорение при увеличении скорости от ω_1 до ω_2 и замедление принимаются равными по абсолютной величине.

Максимальный момент двигателя при пуске и максимальной скорости определяется, как:

$$M_2' = 350 \text{ кН·м}; M_2'' = 104,02 \text{ кН·м}.$$

Первый этап разгона главной линии пилигримового стана:

$$M_2 - I_3 \cdot e + C_{2-3}^i(j_3 - j_2) - I_2 \cdot e - C_{1-2}(j_2 - j_1) - I_1 \cdot e = 0. \quad (12)$$

Решение уравнения (12) выполняется в предположения, где упругая система стержней отсутствует, а составляющая $C_{2-3}(j_3 - j_2) = 0$.

$$M_2 - 10e(I_3 - I_2 + I_1) = M_{yup}, \quad (13)$$

тогда $M_{yup0} = \pm 534,25$ кН·м.

Отмечаем, что при разгоне сложной динамической системы момент сил упругости M_{yup} имеет противоположное направление моменту активных сил M_2 .

Решая уравнение (12) на втором участке нагружения упругой системы стержней, воспользуемся данными табл. 1.

Произведение $C_{12}(j_2' - j_1')$ равно 12,77 кНм, $\varphi / 1 = 0$ (вращение начинается с 0), тогда $\varphi / 2 = 12,77 / 18618 = 0,000689$ рад. Произведение $C_{2-3}^i(j_3' - j_2')$ при $\varphi / 3 = 0,015383$ равно: $C_{2-3}^i = 16,025$ кНм.

Среднее ускорение системы равно:

$$e_1' = \frac{w_1}{T_1} \text{ с}^{-2}; \quad (14)$$

$$T_1 = T + \Delta T, \quad (15)$$

где T – принятое время разгона системы, $T = 0,2$ сек.

$$\Delta T' = \frac{\sum \Delta j_i}{w_1}, \quad (16)$$

где $\Delta \varphi = 0,016072$ рад; $\omega_1 = 10,47$ $\frac{1}{\text{сек}}$; $T_1' = 0,201535$ с; $e' = \frac{10,47}{0,201535} = 51,95$ с⁻².

С учетом вышеизложенного и (13) уравнение (12) имеет вид:

$$M_2 - 10 \cdot e_1'(I_3 + I_2 + I_1) \cdot 10^{-3} + 16,025 + 12,77 = M_{yup}', M_{yup}' = -498,72 \text{ кНм}.$$

Таким образом, в конце первого участка нагружения на границе изменения кривизны гнезда заделки стержней с ρ_1 на ρ_2 имеем скачок жесткости упругой системы стержней с величины $C'_{2-3} = 1090,6 \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$ до $C''_{2-3} = 2134,96 \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$. При этом приведенная жесткость валопровода, определяемая соотношением:

$$C'_{\text{прив}} = \frac{1}{\frac{1}{C'_{2-3}} + \frac{1}{C_{1-2}}}, \quad (17)$$

уменьшается до величины $C'_{\text{прив}} = 1030,29 \frac{\text{кНм}}{\text{рад}}$, а величина момента сил упругости достигает величины $-498,72 \text{ кНм}$. При этом критическая (k) частота валопровода нелинейной муфты лежит близко к «0», [6] и момент сил упругости стремится к «0»:

$$k' = \sqrt{\frac{C_{\text{прив}}}{I_{\text{прив}}}}, \quad (18)$$

где $I_{\text{прив}} = 16,891 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{сек}^2$, $k' = 7,81 \text{ с}^{-1}$.

Аналогично, решая уравнение (12) на втором и третьем участках нагружения упругой системы стержней, имеем в виду, что произведение $C_{1-2}(j''_2 - j''_1) = 43,3 \text{ кНм}$, а произведение $C''_{2-3}(\phi''_3 - \phi''_2) = 57,270 \text{ кНм}$.

Накопленный расчетный суммарный угол проворота валопровода составляет:

$$\sum \Delta j''' = \Delta j'' + j'''_3 = 0,0591 \text{ рад.}$$

Приращение времени разгона, согласно (16), в конце третьего этапа нагружения упругой системы валопровода: $\Delta T''' = 0,00564 \text{ с}$, $T''' = 0,20564 \text{ с}$, $e'' = 50,9 \text{ с}^{-2}$.

При разгоне системы от минимальной скорости (без технологической нагрузки) момент двигателя по абсолютной величине должен быть больше момента сил упругости, что является необходимым, но недостаточным условием для повышения скорости системы для накопления ею кинетической энергии, уравнение которой записывается в виде [9]:

$$\frac{I_{\text{прив}} w_2^2}{2} \pm \frac{I_{\text{прив}} w_1^2}{2} = \int_0^j M_z \cdot d\psi, \quad (19)$$

где M_z – вращающий момент вокруг оси z ; $d\psi$ – путь, достаточный для выполнения работы вращающим моментом.

Достаточным условием для повышения средней скорости является равенство:

$$C'''_{12}(j'''_2 - j'''_1) = 113 \text{ кНм.}$$

Тогда момент сил упругости равен $-274,46 \text{ кНм}$.

С этого времени начинается разгон двигателя с 100об/мин до 250об/мин, при этом ускорение на третьем участке нагружения составляет $50,9 \text{ с}^{-2}$. Время разгона со скорости $10,47 \text{ с}^{-1}$ до $26,175 \text{ с}^{-1}$ происходит за время:

$$\Delta T_P = \frac{w_2 - w_1}{e}; \quad (20)$$

$$\Delta T_P = 0,311 \text{ с.}$$

В результате время достижения максимальной скорости (ω_2) электродвигателя равно:

$$T_{w_2} = 0,517 \text{ с.}$$

При этом приращение кинетической энергии равно, согласно (19):

$$M_t \cdot d\psi = I_{прив} \left(\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} \right), \quad (21)$$

где $d\psi$ – угол поворота рабочего инструмента, приведенный к валопроводу.

Изменение скорости, момента двигателя и момента сил упругости от времени приведена в табл. 2

Таблица 2

Изменение скорости, момента двигателя и момента сил упругости от времени

Параметры	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$T_i, \text{ с}$	0,205	0,235	0,265	0,295	0,325	0,355	0,385	0,415	0,445	0,475	0,505	0,517
$\omega_i, \text{ с}^{-1}$	10,47	11,984	13,498	15,012	16,526	18,04	19,554	21,068	22,582	24,046	25,61	26,175
$M_{ов.и}, \text{ кНм}$	350	306	271,5	244	221,7	203	187,4	174	162,3	152	143	140
$M_{упр}, \text{ кНм}$	0	-44	-78,5	-106	-128,3	-147	-162,6	-176,3	-187,7	-198	-207	-210

При максимальной технологической нагрузке ($M = 87,5 \text{ кНм}$) угол израсходования кинетической энергии системы привода (ψ) составляет 55,55 рад.

При рабочем инструменте с катающим диаметром (R) равным, например, 0,5 м путь (S) линейного движения рабочей поверхности прокатного инструмента составляет [9]:

$$S = R \cdot \psi. \quad (22)$$

В нашем случае, длина прокатываемой заготовки $L = S$ составит 27,28 м. При нахождении заготовки между вращающимися валками и с учетом принятых допущений уравнение (11) примет вид:

$$\frac{I_{прив} (w_{1i}^2 - w_{2i}^2)}{d\psi} + I_{прив} \cdot e_{ср} + C_{1-2} (j_2''' - j_1''') + C_{3-2} (j_3''' - j_2''') + M_2 = M_{с.упр}. \quad (23)$$

В момент подачи заготовки между вращающихся прокатных валков угол поворота валков $d\psi$ определяем, исходя из текущей скорости прокатки ω_i и времени нарастания нагрузки T :

$$d\psi = \omega_i \cdot T. \quad (24)$$

Исходя из особенности прокатки труб с оправкой, время нарастания технологической нагрузки на валопроводе T принимаем для начала прокатки равным 0,04 с, что примерно соответствует 1/2 оборота валка. При этом скорость вращения валопровода принимаем, в соответствии с табл. 2, равной:

$$w_{1i} = 26,175 \text{ с}^{-1}; w_{2i} = 24,046 \text{ с}^{-1}.$$

Так как величина $\varepsilon_{cp} = 0$, уравнение (23) имеет вид:

$$\frac{I_{прив}(w_{1i}^2 - w_{2i}^2)}{dy} + 2 \cdot 113 + M_2 = M_{c.уп} \quad (25)$$

$$C_{1-2}(j_2''' - j_1''') = C_{3-2}(j_3''' - j_2''') = 113 \text{ кНм}, \quad (26)$$

$M_2 = 152 \text{ кНм}$ (согласно табл. 2); $d\psi = 1,073 \text{ рад}$; $M_{c.уп} = 1219 \text{ кНм}$.

Так как выполняется условие (26), момент сил упругости уменьшается до 0. Следующие 0,5 оборота валка осуществляются за время $T = 0,03 \text{ с}$, произведение $I_{прив} \cdot \varepsilon_{cp} = 852,4 \text{ кНм}$, а $M_{c.уп}$, достигнув 2039,25 кНм, срывается до «нулевой» отметки.

ВЫВОДЫ

Упругая муфта с переменной жесткостью является эффективным устройством по снижению величины момента сил упругости волопровода с маховичным приводом.

Муфта упругая с нелинейной характеристикой системы упругих стержней позволяет в валопроводе привода пилигримового стана передавать требуемую технологическую нагрузку, осуществлять накопление кинетической энергии и отдачу ее при осуществлении прокатки.

Завышенный уровень мощности двигателя, определяет высокий уровень момента сил инерции и его основную составляющую – произведение приведенного момента инерции на среднее угловое ускорение.

При новом проектировании валопровода технологический момент $M_{пр}$ должен лежать в интервале $M_{ов.мах} > M_{пр} > M_{ов.мин}$

Приведенная методика численного определения моментов сил упругости может быть использована при инженерных расчетах и проектировании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Проблемы динамики прокатных станов (обзор) / В. Б. Ларин, Е. Я. Антонюк, И. А. Бобух, В. В. Вернеев и др. // Международный научный журнал «Прикладная механика»: ИМ НАН Украины. Т 33. – 1997. – № 3. – С. 3–27.
2. Машины и агрегаты металлургических заводов. В 3-х томах. Т. 3. Машины и агрегаты для производства и отделки проката / Целиков А. И., Полухин П. И., Гребенник В. М. и др. – М.: Металлургия, 1988. – 680 с.
3. Прокатное производство / Полухин П. И., Федосов Н. М., Королёв А. А. и др. – М.: Металлургия, 1982. – 696 с.
4. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями / С. Н. Кожевников. – Киев: АН УССР, 1961. – 160 с.
5. Математическая модель динамической нагруженности главной линии четырехвалковой клетки прокатного стана / Е. Я. Антонюк, И. А. Бобух, В. И. Бобух, Л. Н. Федоренко // Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: тематичний збірник наукових праць ДДМА. – Краматорськ, 2007. – С. 516–521.
6. Поляков В. С. Справочник по муфтам / В. С. Поляков, И. Д. Барабаш, О. А. Ряховский. – Л.: Машиностроение, 1974. – 352 с.
7. Пат. 37353 Україна МПК В21 В35/00. Шарнір універсального шпінделя / Бобух І. О., Бобух В. І., Голінко В. М. і др.; заявник і власник Новокраматорський маш. завод. – № U200807798; заяв 09.06.2008; опубл. 25.11.2008, Бюл. № 22.
8. Расчеты на прочность в машиностроении. Том 1 / С. Д. Пономарев, В. Н. Бидерман, К. К. Лихарев и др. – ГНТИ машиностроительной литературы: Москва, 1956. – 884 с.
9. Справочник металлиста. Том 1 / С. А. Чернавский, В. С. Владиславлев, А. Н. Малов и др. – ГНТИ машиностроительной литературы: Москва, 1958. – 603 с.
10. Бобух И. А. Исследование демпфирующей способности роликовых соединений / И. А. Бобух, В. И. Бобух, Л. А. Нечаева // Металлургические процессы и оборудование. – 2008. – № 3 (13). – С. 6–11.