

УДК 536.7:66.02

Жадан В.А., Соловей С.А., Угненко Д.Н., Шаповалов А.В.

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЗАКРЫТЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОГО ТИПА ДЛЯ ГУСЕНИЦ ВГМ

*Казенное предприятие «Харьковское конструкторское бюро по машиностроению
им. А.А. Морозова»*

Постановка задачи

В настоящее время прослеживается четкая тенденция увеличения массы вновь разрабатываемых и модернизированных изделий как легкой, так и тяжелой бронетехники за счет повышения требований, предъявляемых к уровню их защиты. При этом к гусеничным машинам предъявляются следующие требования: высокая надежность, низкие энергозатраты, низкая металлоемкость, конкурентоспособность на мировом рынке.

В обеспечении этих требований немаловажную роль играет гусеничный движитель (ГД), от рабочих характеристик которого зависят характеристики всей машины.

Одним из самых нагруженных узлов ГД является гусеница, которая воспринимает значительные нагрузки от силы тяги (P_t) и внешних воздействий при движении изделия.

В современных гусеничных машинах (ГМ) гусеницы выполняются с резино-металлическим шарниром (РМШ), в которых радиальная и тангенциальная нагрузка воспринимается резиновыми кольцами, привулканизованными на металлический палец или втулку. Расчеты показывают, что незначительное повышение ресурса ходимости гусениц с РМШ (за счет увеличения диаметра пальца, рабочей длины шарнира) влечет за собой увеличение габаритных размеров, металлоемкости конструкции, энергозатрат.

В связи с этим большую актуальность приобретает закрытый металлический шарнир (ЗМШ). В ЗМШ радиальную нагрузку воспринимают специальные металлические втулки, которые играют роль подшипников скольжения. Металлический шарнир уплотняется резиновыми кольцами, для предотвращения попадания в него абразива, испытывающими только тангенциальную нагрузку.

Гусеницы с ЗМШ могут воспринимать большие в сравнении с РМШ рабочие нагрузки, имеют потери на трение $\sim(0,08-0,10)$ при том, что внутренние потери на трение в существующих РМШ составляют $\sim(0,26-0,30)$.

Анализ последних достижений и публикаций

Так, войсковые испытания гусениц с закрытым шарниром на тягачах АТ-Л, а также МТ-Л, МТ-ЛБ показали, что применение ЗМШ позволяет резко повысить работоспособность гусениц и обеспечить срок службы движителя в объеме не менее (10–12) тысяч км пробега [1] Технический отчет начальника НИИ №21 М. Пронштейна.

Однако, при испытаниях существующих ЗМШ была выявлена существенная разница в величине износа по длине шарнира, что вызвано неравномерностью распределения нагрузки по рабочей длине втулки (пиковые нагрузки по краям шарнира – «краевой эффект»), вследствие чего повышается склонность к образованию задиров,

приводящих к росту коэффициента трения, температуры и является определяющим фактором в снижении долговечности гусениц.

Целью работы является решение этой проблемы путем оптимизации распределения нагрузки по рабочей длине шарнира.

Основная часть

Для решения этой проблемы рассмотрим расчет распределения нагрузок по рабочей длине двух ЗМШ, из которых:

- опытный шарнир (см. Рисунок 1а) состоит из пакета стальных втулок (1), на наружной поверхности которого привулканизован тонкий слой резины (2), двух уплотнений (3) и пальца (7). Резиновый слой пакета втулок позволяет последним в зависимости от прогиба пальца под воздействием силы тяги самоустанавливаться, тем самым сглаживая неравномерную нагрузку по длине пальца;

- классический шарнир представляющий собой цельнометаллическую втулку, два уплотнения и палец (рисунок 1б).

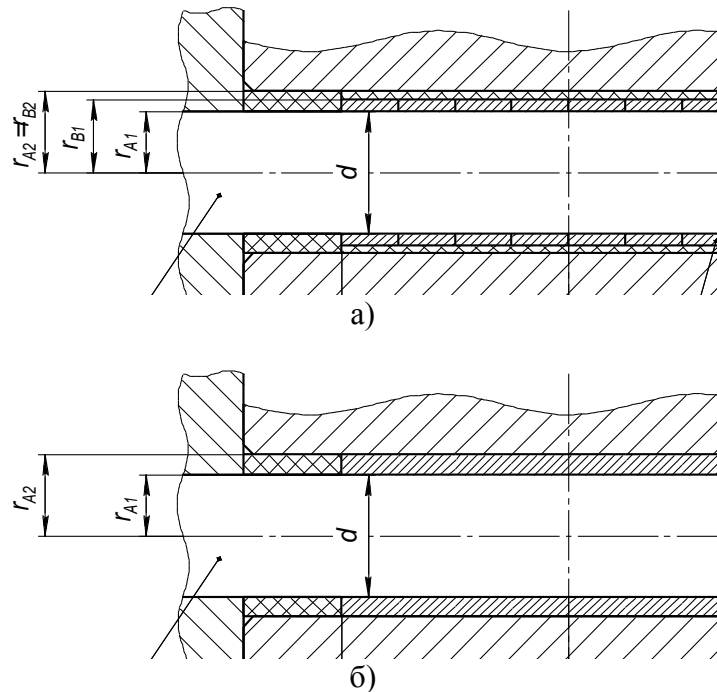


Рисунок 1 – Гусеница с ЗМШ

а) с опытным шарниром; б) с шарниром классического типа

1 – пакет втулок; 2 – резиновое основание втулок; 3 – уплотнение; 4 – трак; 5 – гребень;

6 – скоба; 7 – палец; 8 – втулка

Учитывая, что опытный шарнир выполнен в виде n-го количества узких втулок, опирающихся на упругое основание, решение задачи расчета построим на теории расчета балок, лежащих на упругом основании [2].

При выполнении расчета примем следующие допущения:

- жесткость резинового основания постоянна по всей длине шарнира и подчиняется условиям Винклера (реакция основания в любом сечении пропорциональна перемещениям в нем);

- упругие деформации проушин трака пренебрежимо малы.

Запишем уравнения изогнутой оси балки

$$\frac{d^4 v}{d\xi^4} + 4v = f(\xi); \quad f(\xi) = \frac{4}{k} \cdot q, \quad (1)$$

где k – погонная жесткость основания; v – прогиб балки; q – распределенная нагрузка, ξ – безразмерная абсцисса,

$$\xi = m \times z, \quad (2)$$

где m – коэффициент перевода текущей координаты в безразмерную:

$$m = \sqrt[4]{\frac{k}{4EJ}}, \quad (3)$$

где EJ – жесткость пальца на изгиб; z – расстояние от начала координат до конца участка,

В общем случае, для участков шарнира, уравнение изогнутой оси пальца определяется выражением:

$$v(\xi) = V_1(\xi) \cdot C_1 + V_2(\xi) \cdot C_2 + V_3(\xi) \cdot C_3 + V_4(\xi) \cdot C_4, \quad (4)$$

где $V_i(\xi)$ – фундаментальная функция Крылова или повторяющиеся функции Пузыревского, которые могут быть взяты из таблиц [2] или вычислены по формулам:

$$V_1(\xi) = ch \xi \cdot \cos \xi; \quad (5)$$

$$V_2(\xi) = \frac{1}{2} (ch \xi \cdot \sin \xi + sh \xi \cdot \cos \xi); \quad (6)$$

$$V_3(\xi) = \frac{1}{2} sh \xi \cdot \sin \xi; \quad (7)$$

$$V_4(\xi) = \frac{1}{4} (ch \xi \cdot \sin \xi - sh \xi \cdot \cos \xi), \quad (8)$$

где C_1, C_2, C_3, C_4 – неизвестные постоянные интегрирования.

Дифференцируя уравнение (4), получим уравнения, определяющие угол поворота сечения, изгибающий момент, и перерезывающую силу:

$$v(\xi) = V_1(\xi) \cdot C_1 + V_2(\xi) \cdot C_2 + V_3(\xi) \cdot C_3 + V_4(\xi) \cdot C_4; \quad (9)$$

$$\Theta(\xi) = m \cdot (-4V_4(\xi) \cdot C_1 + V_1(\xi) \cdot C_2 + V_2(\xi) \cdot C_3 + V_3(\xi) \cdot C_4); \quad (10)$$

$$M(\xi) = EJ \cdot m^2 \cdot (-4V_3(\xi) \cdot C_1 - 4V_4(\xi) \cdot C_2 + V_1(\xi) \cdot C_3 + V_2(\xi) \cdot C_4); \quad (11)$$

$$Q(\xi) = EJ \cdot m^3 \cdot (-4V_2(\xi) \cdot C_1 - 4V_3(\xi) \cdot C_2 - 4V_4(\xi) \cdot C_3 + V_1(\xi) \cdot C_4). \quad (12)$$

Неизвестные постоянные интегрирования находятся с учетом граничных условий на концах расчетной схемы. В начале участка A угол поворота сечения пальца равен нулю.

При $z_A = 0$

$$\Theta^A(0) = 0. \quad (13)$$

Для стыка участка A и B :

при $z_A = \xi_A$, $z_B = 0$

$$v^A(\xi_A) = v^B(0); \quad (14)$$

$$\Theta^A(\xi_A) = \Theta^B(0); \quad (15)$$

$$M^A(\xi_A) = M^B(0); \quad (16)$$

$$Q^A(\xi_A) = Q^B(0). \quad (17)$$

Симметрия расчетной схемы позволяет вести расчет до половины длины шарнира. В середине шарнира (конец участка B) угол поворота сечения пальца и перерезывающая сила равны нулю.

При $z_B = \xi_B$

$$\Theta^B(\xi_B) = 0; \quad (18)$$

$$Q^B(\xi_B) = 0. \quad (19)$$

Уравнение равновесия

$$\frac{P_T}{4} = (\Theta^A(\xi_A) - \Theta^A(0)) + (\Theta^B(\xi_B) - \Theta^B(0)). \quad (20)$$

Решая матрицу (21), составленную из системы уравнений 13–20 находим постоянные C для участков A и B .

$$\begin{pmatrix} C_{A1} \\ C_{A2} \\ C_{A3} \\ C_{A4} \\ C_{B1} \\ C_{B2} \\ C_{B3} \\ C_{B4} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v(\xi_A)_1 & v(\xi_A)_2 & v(\xi_A)_3 & v(\xi_A)_4 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ -4m_A v(\xi_A)_4 & m_A v(\xi_A)_1 & m_A v(\xi_A)_2 & m_A v(\xi_A)_3 & 0 & -m_B & 0 & 0 \\ 4EJm_A^2 v(\xi_A)_3 & 4EJm_A^2 v(\xi_A)_4 & -EJm_A^2 v(\xi_A)_1 & -EJm_A^2 v(\xi_A)_2 & 0 & 0 & EJm_B^2 & 0 \\ 4EJm_A^3 v(\xi_A)_2 & 4EJm_A^3 v(\xi_A)_3 & 4EJm_A^3 v(\xi_A)_4 & -EJm_A^3 v(\xi_A)_1 & 0 & 0 & 0 & EJm_B^3 \\ 0 & m_A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -4m_B v(\xi_B)_4 & m_B v(\xi_B)_1 & m_B v(\xi_B)_2 & m_B v(\xi_B)_3 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 4EJm_B^3 v(\xi_B)_2 & 4EJm_B^3 v(\xi_B)_3 & 4EJm_B^3 v(\xi_B)_4 & -EJm_B^3 v(\xi_B)_1 \\ 0 & 0 & 0 & EJm_A^3 v(\xi_A)_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{P_T}{4} \end{pmatrix}, \quad (21)$$

где

$$EJ = E \cdot \frac{\pi d^4}{64} = 8348,2 \cdot Hm^2. \quad (22)$$

При $E = 2,1 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$, $d = 3 \cdot 10^{-2} m$ (диаметр пальца) погонная жесткость основания опытного шарнира на участках A и B находится по формулам [2], [3]

$$k_A = \frac{c_A}{z} = \frac{4\pi \cdot G_p}{\ln \left[\frac{r_{2A}}{r_{1A}} \right] - \frac{r_{2A}^2 - r_{1A}^2}{r_{2A}^2 + r_{1A}^2}} = 4,876 \cdot 10^8 \frac{H}{m^2}; \quad (23)$$

$$k_{Bo} = \frac{c_B}{z} = \frac{4\pi \cdot G_p}{\ln \left[\frac{r_{2B}}{r_{1B}} \right] - \frac{r_{2B}^2 - r_{1B}^2}{r_{2B}^2 + r_{1B}^2}} = 9,651 \cdot 10^9 \frac{H}{M^2} \text{ (опытного шарнира);} \quad (24)$$

$$k_{Bk} = \frac{E}{6(1-2\mu)} = 8,748 \cdot 10^{10} \frac{H}{M^2} \text{ (классического шарнира),} \quad (25)$$

где $G_p = 2,98 \cdot 10^5 \frac{H}{M^2}$ – модуль сдвига резины (ИРП-1393) уплотнения и шарнира;
 $\mu = 0,3$ – коэффициент Пуассона для стали; $r_{1A}, r_{2A}, r_{1B}, r_{2B}$ – радиусы резиновых элементов шарнира на участках A и B (рисунок 1)

$$z_A = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}, \quad z_B = 5,5 \cdot 10^{-2} \text{ м};$$

$$m_A = \sqrt[4]{\frac{k_A}{4EJ}} = 10,993 \cdot M^{-1}, \quad m_{Bo} = \sqrt[4]{\frac{k_{Bo}}{4EJ}} = 23,186 \cdot M^{-1}, \quad m_{Bk} = \sqrt[4]{\frac{k_{Bk}}{4EJ}} = 40,232 \cdot M^{-1};$$

$$\xi_A = m_A \cdot z_A = 0,264, \quad \xi_{Bo} = m_{Bo} \cdot z_{Bo} = 1,275, \quad \xi_{Bk} = m_{Bk} \cdot z_{Bk} = 2,213.$$

Для сравнения нагрузок возникающих в опытном шарнире и ЗМШ классического типа построим (рис. 2) эпюры распределения нагрузок в этих шарнирах.

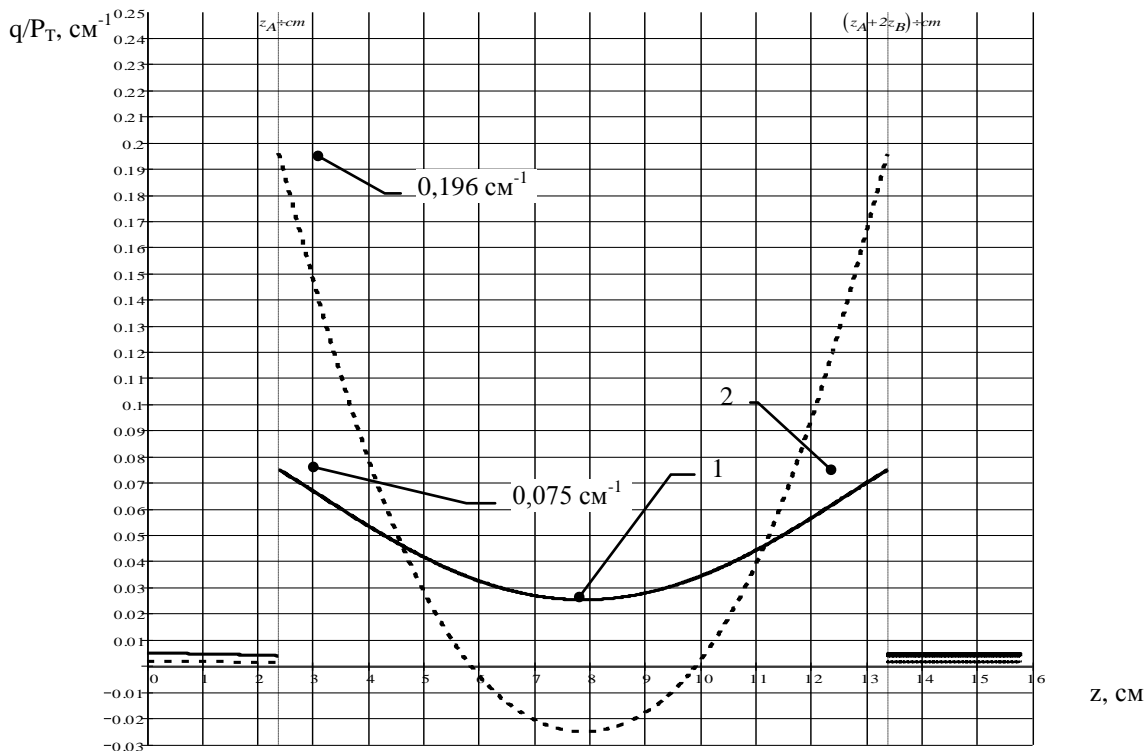


Рисунок 2 – Эпюры распределения нагрузок в ЗМШ
 1 – опытного шарнира, 2 – шарнира классического типа

Из сопоставления эпюр видно, что на краях втулки классического шарнира возникают нагрузки, которые в 2,6 раза больше, чем в опытном шарнире. Наличие таких пиковых нагрузок на краях втулки способствует возникновению задиров, приводящих к росту коэффициента трения, температуры и ускоренному износу шарнира.

Результаты проведенных сравнительных стендовых испытаний [4] опытного ЗМШ (с самоустанавливающимися втулками на резиновом основании) и классического ЗМШ подтвердили:

- износ пары трения опытного ЗМШ в 2–3 раза ниже, чем в классического ЗМШ;
- во время испытаний температурные характеристики опытного шарнира имели стабильный характер и были в 1,45–1,55 раз ниже, чем у классического ЗМШ, а следовательно имели стабильный коэффициент трения;
- во время испытаний ЗМШ классического типа наблюдался постоянный рост температуры, что связано с неравномерным его нагружением по длине и возникновением задиров.

Выводы

1. В настоящей статье рассмотрена оптимизация распределения нагрузок по рабочей длине ЗМШ гусениц за счет применения пакета самоустанавливающихся втулок на единой резиновой основе.

2. Применение в гусенице ЗМШ с пакетом самоустанавливающихся втулок (опытный шарнир) позволит, за счет более равномерного распределения нагрузок в шарнире, поднять их нагрузочную способность, снизить потери в гусеничном движителе и значительно повысить его ресурс.

Литература

1. Технический отчет начальника НИИ №21 М. Пронштейна «Отработка предложений и рекомендаций по повышению надежности элементов гусениц с закрытыми шарнирами транспортеров-тягачей МТ-Л и МТ-ЛБ», 1965.
2. Расчеты на прочность в машиностроении. Сб. под руководством С.Д. Пономарева, М., Машгиз, 1956, том 1.
3. Потураев В.Н., Дырда В.И. Резиновые детали машин. Машиностроение, 1977.
4. Техническая записка № 98 от 25.07.1994г. предприятия п/я А-3530 «О результатах стендовых испытаний полномерного закрытого металлического шарнира параллельного типа».

УДК 536.7:66.02

Жадан В.А., Соловей С.А., Угненко Д.М., Шаповалов О.В.

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАКРИТИХ МЕТАЛЕВИХ ШАРНІРІВ ПАРАЛЕЛЬНОГО ТИПУ ДЛЯ ГУСЕНИЦЬ ВГМ

Забезпечення оптимального розподілу навантаження по робочій довжині закритих металевих шарнірів гусениць для підвищення їх несучої здатності та ресурсу при зменшених розмірах.

Zhadan V.A., Solovey S.A., Ugnenko D.N., Shapovalov A.V.

OPTIMIZATION OF STRUCTURAL CELL CLOSED METAL HINGES PARALLEL FOR THE CATERPILLAR'S OBJECTS OF MILITARY EQUIPMENT

Ensuring optimal distribution of loads on the working length of the closed metal hinges caterpillars to increase their carrying capacity, resource, while reducing their size.