

## Снижение динамических нагрузок на ролики рольгангов за счет конструктивного их совершенствования

А.С. МИХАЙЛУСЬ, Л.М. МАМАЕВ, И.А. МИХАЙЛУСЬ, П.А. МИХАЙЛУСЬ

Днепродзержинский государственный технический университет

Приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований нагрузок в рольгангах сортопрокатного стана. Установлено наличие значительных инерционных нагрузок, которые должны учитываться при расчете рольгангов. Проанализированные причины преждевременного разрушения рольгангов и даны рекомендации по повышению их надежности и долговечности.

Наведені результати теоретичних та експериментальних досліджень навантажень в рольгангах сортопрокатного стану. Встановлено наявність значних інерційних навантажень, які повинні враховуватись при розрахунках рольгангів. Проаналізовані причини дострокового руйнування рольгангів і рекомендовані шляхи для підвищення їх надійності та довговічності.

The results of theoretical and experimental loading research in roller conveyers of rolling mills have been given. The presence of considerable inertial loads which have to be taken into account under roller conveyers calculation has been established. The reasons of premature rupture of roller conveyer have been analyzed. The recommendations on increasing of their reliability and life time have been given.

**Введение.** От бесперебойной и надежной работы рольгангов зависит производительность прокатного стана. Вместе с тем ролики рольгангов под воздействием нагретого металла, охлаждающей воды, подвергаются преждевременному разрушению часто являясь первопричиной аварийных остановок, снижающих производительность основного оборудования. [1, 2]

Установлено, что наибольшее разрушающее воздействие на рольганги оказывают динамические нагрузки, которые появляются в моменты ударов переднего конца заготовки по бочке ролика и при заклинивании заготовки на вращающихся роликах. При этом повышенные ударные нагрузки и износ бочки значительно зависят от жесткости ролика.

**Постановка задачи.** Исследования работы рольгангов сортопрокатных станов показывают, что скорости полосы и ролика, как правило, существенно различаются. При значительных массах и скоростях взаимодействующих тел в моменты удара полосы о ролик возникают большие инерционные нагрузки, которые следует учитывать при расчете роликов рольгангов.

Рассмотрим взаимодействие полосы и ролика при вхождении в контакт (рис. 1).

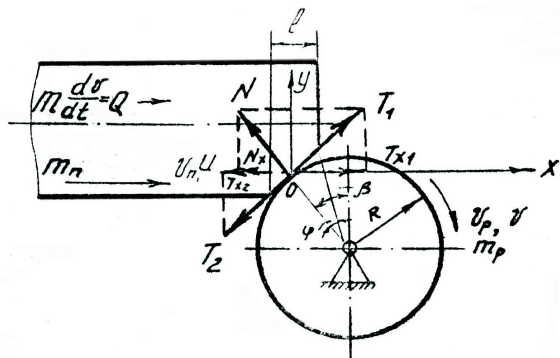


Рис. 1. Схема взаимодействия полосы и ролика при вхождении в контакт

Полоса массой  $m_n$ , движущаяся с начальной скоростью  $V_n$ , встречается с роликом, имеющим массу

$m_p$  и скорость  $V_p$  под некоторым углом  $\beta$ . Экспериментально установленный угол  $\beta$  составляет около  $15^\circ$ . При этом возможны два варианта:

- 1)  $V_p > V_n$  - замедляется ролик и ускоряется полоса;
- 2)  $V_p < V_n$  - ускоряется ролик и замедляется полоса.

В первом варианте в процессе удара полоса приобретает кинетическую энергию, ролик же ее теряет, во втором – наоборот. Прирост или потеря кинетической энергии взаимодействующих масс  $\Delta E_n$  и  $\Delta E_p$  равны работе сил трения и давления на площади контакта полоса – ролик, определяемой длиной зоны пластического смятия торца полосы  $l$  и соответствующим ей углом  $\varphi$ . Поскольку  $V_p \neq V_n$ , при контакте имеет место одностороннее скольжение до тех пор, пока не сравняются текущие скорости полосы  $V_n$  и ролика  $V_p$ . Энергетическое уравнение рассматриваемого процесса. [3]

$$\Delta E_n = \Delta E_p = A_N + A_T, \quad (1)$$

где для варианта 1

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_n &= \frac{m_n}{2}(u^2 - V_n^2) \\ \Delta E_p &= \frac{m_p}{2}(V^2 - u^2_p) \end{aligned} \right\}$$

для варианта 2

$$\left. \begin{aligned} \Delta E_n &= \frac{m_n}{2}(u^2 - V_n^2) \\ \Delta E_p &= \frac{m_p}{2}(V^2 - u^2_p) \end{aligned} \right\}$$

При этом работа сил нормального давления и трения на текущем пути пластического смятия торца

$$\left. \begin{aligned} A_N &= -\int_0^l N_x dl; \\ A_T &= \pm \int_0^l T_x dl. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ввиду малости угла  $\beta$  можно допустить. Что горизонтальные проекции сил нормального давления  $N_x$  и трения  $T_x$  на контакте ролик – полоса будут равны:

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \sigma_s b l \sin \beta \approx a_s b l \beta \\ T_x &= f \sigma_s b l \cos \beta \approx f \sigma_s b l \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $f = 0,3$  - коэффициент трения полосы о роляганг определяется экспериментально;  $\sigma_s$  - предел текучести материала полосы;  $b$  - ширина полосы.

Подставив выражения (2)-(5) в (1), получим зависимость длины сминаемой пластической зоны от скоростей полосы ролика:

для варианта 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{m_n}{2}(u^2 - V_n^2) &= \sigma_s b (-\beta - f) \int_0^l dt \\ \frac{m_p}{2}(V_p^2 - V^2) &= \sigma_s b (-\beta - f) \int_0^l dt \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

для варианта 2

$$\left. \begin{aligned} \frac{m_n}{2}(V_n^2 - u^2) &= \sigma_s b (f - \beta) \int_0^l dt \\ \frac{m_p}{2}(V_p^2 - V^2) &= \sigma_s b (f - \beta) \int_0^l dt \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Из (6) и (7) получаем текущие значения длины площадки пластического смятия торца полосы для варианта 1

$$l = \sqrt{\frac{m_n(u^2 - V_n^2)}{2\sigma_s b(-\beta - f)}} = \sqrt{\frac{m_p(V_p^2 - V^2)}{2\sigma_s b(-\beta - f)}} \quad (8)$$

для варианта 2

$$l = \sqrt{\frac{m_n(V_n^2 - u^2)}{2\sigma_s b(f - \beta)}} = \sqrt{\frac{m_p(V_p^2 - V^2)}{2\sigma_s b(f - \beta)}} \quad (9)$$

Угол смятия  $\varphi$  определяется по выражению

$$\varphi = \frac{l}{R}, \quad (10)$$

где  $R$  – радиус ролика.

Выражения (8)-(10) используем для составления уравнения динамического равновесия сил при ударе полосы о ролик:

$$\left. \begin{aligned} Q - N_x - T_x &= 0 \quad \text{для варианта 1;} \\ T_x - N_x - Q &= 0 \quad \text{для варианта 2,} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

где  $Q = m_n \frac{du}{dt} = m_p \frac{dV}{dt}$  - сила инерции; (12)

$$\left. \begin{aligned} N_x &= \sigma_s b l \sin \left( \beta - \frac{\varphi}{2} \right) \approx \sigma_s b l \left( \beta - \frac{\varphi}{2} \right) \\ T_x &= f \sigma_s b l \cos \left( \beta - \frac{\varphi}{2} \right) \approx f \sigma_s b l \end{aligned} \right\}$$

горизонтальные проекции сил нормального давления и трения с учетом малости угла  $\beta - \frac{\varphi}{2}$ .

Подставив в (11) выражения (12)-(14) и (8), (9), получим уравнения для определения текущих скоростей и ускорений полосы и ролика:

для варианта 1

$$\left. \begin{aligned} \frac{du}{dt} &= A_1 \sqrt{u^2 - V_n^2} - B_1 (u^2 - V_n^2) \\ \frac{dV}{dt} &= A_2 \sqrt{V^2 - V_p^2} - B_2 (V^2 - V_p^2) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

для варианта 2

$$\left. \begin{aligned} \frac{u}{d} \frac{du}{dt} &= A_3 (V_n^2 - u^2) + B_3 \sqrt{V_n^2 - u^2} \\ \frac{dV}{dt} &= A_4 (V_p^2 - V^2) + B_4 \sqrt{V_p^2 - V^2} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

В (16), (17) введены следующие обозначения:

$$\left. \begin{aligned} A_1 &= -\sqrt{\frac{\sigma_s b (f + \beta)}{2m_n}}; & B_1 &= \frac{1}{2R(f + \beta)}; \\ A_2 &= -\sqrt{\frac{\sigma_s b (f + \beta)}{2m_p}}; & B_2 &= \frac{1}{2R(f + \beta)}; \\ A_3 &= \sqrt{\frac{\sigma_s b (f - \beta)}{2m_n}}; & B_3 &= \frac{1}{2R(f + \beta)}; \\ A_4 &= \sqrt{\frac{\sigma_s b (f - \beta)}{2m_p}}; & B_4 &= \frac{1}{2R(f - \beta)}. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Интегрирование уравнений (16), (17) при начальных условиях  $t = 0, u = V_n, V = V_p$  позволяет получить текущие время, скорости и ускорения полосы и ролика:

для варианта 1

$$t = \frac{1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}} \ln \left| \frac{\operatorname{tg} \frac{1}{2} \left( \arccos \frac{V_n}{u} + \arccos \frac{B_1 V_n}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}} \right)}{\operatorname{tg} \frac{1}{2} \arccos \frac{B_1 V_n}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}}} \right| \quad (19)$$

$$u = \frac{V_n}{\cos \left[ 2 \operatorname{arctg} e^{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2} (t + C_1)} - a \arccos \frac{B_1 V_n}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}} \right]} \quad (20)$$

$$V = \frac{V_p}{\cos \left[ 2 \operatorname{arctg} e^{\sqrt{A_2^2 + B_2^2 V_p^2} (t + C_2)} - a \arccos \frac{B_2 V_0}{\sqrt{A_2^2 + B_2^2 V_p^2}} \right]}, \quad (21)$$

где

$$C_1 = \frac{1}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}} \ln \operatorname{tg} \left| \frac{\arccos \frac{B_1 V_n}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}}}{2} \right| \quad (22)$$

$$\left| \frac{\arccos \frac{B_1 V_n}{\sqrt{A_1^2 + B_1^2 V_n^2}}}{2} \right|$$

для варианта 2

$$e = C_3 - \frac{2}{\sqrt{B_3^2 + A_3^2 V_n^2}} \arctg \frac{B_3 \operatorname{arccos} \frac{u}{V_n}}{2} + A_2 V_n \quad (23)$$

$$u = V_n \cos \left\{ 2 \arctg \frac{\sqrt{B_3^2 - A_3^2 V_n^2} \operatorname{tg} \left( \sqrt{B_3^2 - A_3^2 V_n^2} (C_3 - t) \right)}{2 B_3} \right\} \quad (24)$$

$$V = V_p \cos \left\{ 2 \arctg \frac{\sqrt{B_4^2 - A_4^2 V_p^2} \operatorname{tg} \left( \sqrt{B_4^2 - A_4^2 V_p^2} (C_4 - t) \right)}{2 B_4} \right\} \quad (25)$$

где  $C_3 = \frac{2}{\sqrt{2B_3^2 - A_3^2 V_n^2}} \arctg \frac{A_3 V_n}{\sqrt{B_3^2 - A_3^2 V_n^2}}$ ; (26)

$$C_4 = \frac{2}{\sqrt{B_4^2 - A_4^2 V_p^2}} \arctg \frac{A_4 V_p}{\sqrt{B_4^2 - A_4^2 V_p^2}}$$

Дифференцируя выражения (20), (21), (24), (25) по времени и умножая на массу, получим уравнения для расчета динамического усилия:

$$Q = m_n \frac{du}{dt} = m_p \frac{dV}{dt}$$

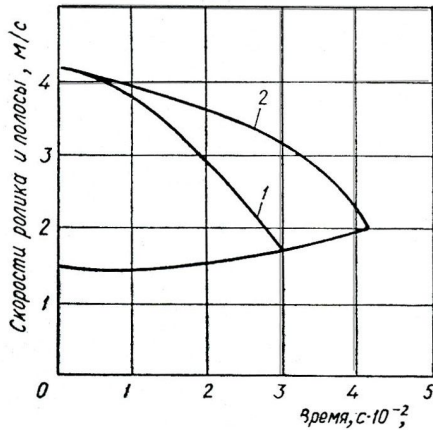


Рис. 2. Изменение скоростей ролика и полосы: 1-  $m_p=140$  кг;  $m_n = 1200$  кг; 2-  $m_p = 290$  кг;  $m = 1200$  кг.

По полученным уравнениям рассчитывались динамические нагрузки и изменения скоростей при ударе полосы массой 1200 кг о ролик массой соответственно 140 и 290 кг при линейных скоростях  $V_p = 4,1$  м/с и  $V_n = 2,3$  м/с. Результаты расчетов приведены на рисунках 2 и 3, из которых видно, что за время 0,03-0,04 с скорости резко изменяются до  $V_n = V_p$ , а возникающие при этом нагрузки достигают 9,6-11,3 кН.

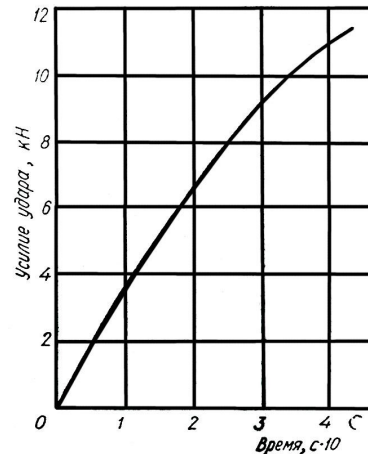


Рис. 3. Усилие удара полосы о ролик

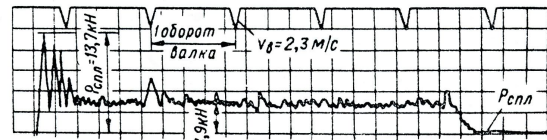


Рис. 4. Типовая осциллограмма нагружения роликана стана 350 ( $P_{снл}$  – нагрузка на ролик)

Экспериментальные исследования, проведенные на рольганге средне-сортного стана, показали, что при ударе полосы о ролик возникают нагрузки до 10-15 кН, т.е. близкие к рассчитанным по предлагаемой методике. Уменьшение массы и жесткости ролика позволяет уменьшить нагрузки и улучшить их демпфирование. Например, эксперименты с роликами измененной конструкции, где масса их уменьшена с 290 до 140 кг, позволили снизить динамические нагрузки до 4-7 кН, т.е. примерно в 2 раза.

При испытании экспериментальной партии роликов уменьшенной массы и измененной конструкции зафиксировано, что срок их службы составил 28 месяцев против 3 месяцев работы роликов принятой ранее конструкции. Кроме того, ранее подшипники выходили из строя через 6-7 месяцев эксплуатации, а при применении облегченных конструкций поломки подшипников не наблюдались.

**Выводы.** Таким образом, теоретические и экспериментальные исследования показывают, что при изготовлении рольгангов с роликами уменьшенной массы можно достичь существенной экономии металла, а также значительно увеличить срок их службы, добиться повышения производительности агрегата за счет сокращения времени, необходимого для ремонта оборудования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Королев А.А. Прокатные станы (конструкция и расчет). –М.: Машиностроение, 1958, -500 с.
2. Целиков А.И. Прокатные станы. – М.: Металлургия, 1946. -680 с.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. Издание второе. –М.: Наука, 1967. -444с.

