

УДК 621.77.06 : 621.771.07

А. Г. ПРИСЯЖНЫЙ, ст. преподаватель, ГВУЗ «ПГТУ», Мариуполь;
М. Г. КОРЕНКО, канд. техн. наук, доц., ГВУЗ «КНУ», Кривой Рог;
В. С. СОТСКОВ, магистрант, ГВУЗ «КНУ», Кривой Рог.

УТОЧНЕННЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА ПОДШИПНИКИ РАБОЧИХ ВАЛКОВ СТАНОВ ХОЛОДНОЙ ПРОКАТКИ ТОНКОЛИСТОВОЙ СТАЛИ

В статье разработан уточненный метод расчета сил, действующих на подшипниковые узлы рабочих валков станов холодной прокатки тонколистовой стали. Этот метод позволяет определять долговечность подшипников рабочих валков с учетом влияния одновременно действующих на них радиальных и осевых сил, значения которых устанавливаются в зависимости от всех основных технологических факторов процесса холодной тонколистовой прокатки. Анализ результатов расчета, полученных по разработанному методу, подтверждает целесообразность его дальнейшего применения.

Ключевые слова: рабочие валки, подшипники, сила прокатки, сила противоизгиба, натяжение, осевые силы, радиальные силы, угол перекося валков, долговечность.

Введение. Расширение сортамента и повышение требований к основным показателям качества холоднокатаной тонколистовой стали, характерные для последних лет, обусловили изменение режимов работы оборудования непрерывных и реверсивных станов холодной прокатки [1, 2]. В частности, существенно возросли силы, действующие на подшипники рабочих валков указанных станов, что делает актуальной решение задачи по уточнению методов расчета значений этих сил с учетом влияния всего комплекса технологических факторов. Более надежное определение рассматриваемых сил позволит оптимизировать режим холодной прокатки тонких полос с точки зрения повышения долговечности подшипниковых узлов рабочих клеток.

Анализ последних исследований и литературы; постановка проблемы. Разработке методов расчета действующих на подшипники рабочих валков сил посвящены работы [3, 4] и другие. В частности, авторы работы [3] исследовали осевые силы, возникающие из-за взаимного перекося осей рабочего и опорного валков в процессе прокатки, с учетом влияния коэффициента трения в контакте между валками, а также угла перекося их осей; при этом влияние силы сжатия между валками исключалось, а радиальные силы, действующие на подшипниковые узлы, вообще не рассматривались. Авторами работы [4], наоборот, основное внимание уделено не осевым, а радиальным силам, значение которых определялось через разность сил заднего и переднего натяжения прокатываемой полосы и горизонтальную проекцию силы, возникающей в контакте между валками; при этом влияние силы противоизгиба рабочих валков во внимание не принималось. Вместе с тем, неизбежность погрешностей монтажа валковых узлов в рабочих клетях, необходимость регулирования степени плоскостности холоднокатаных полос, в том числе и за счет использования устройств противоизгиба рабочих валков, а

также связанное с расширением сортамента холоднокатаной тонколистовой стали значительное увеличение силы прокатки обуславливают необходимость в дальнейшем уточнении методов расчета подшипниковых узлов рабочих валков с учетом влияния не только радиальных, но и осевых сил.

Цель исследования. Целью исследования является разработка и апробация уточненного метода расчета осевых и радиальных сил, действующих на подшипники рабочих валков станов холодной прокатки тонколистовой стали.

Материалы исследований. В основу расчета осевых сил, действующих на подшипниковые узлы непрерывных и реверсивных станов холодной прокатки, положена теория фрикционных передач для пар качения из цилиндрических тел, изложенная в работе [5] и позволяющая получить наиболее полное представление о силовом взаимодействии рабочего и опорного валков при взаимном перекосе их осей в процессе прокатки. В соответствии с этой теорией расчет осевой силы производили по формуле:

$$F_{ос} = \mu \cdot P_{МВ} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{F_{ок}}{\mu \cdot P_{МВ}} \right)^2} \cdot \left(2 \cdot \frac{\alpha}{A} - \frac{\alpha^2}{A^2} \right), \quad (1)$$

где μ – коэффициент трения в контакте между рабочим и опорными валками;

$P_{МВ} = P + Q_{пр}$ – сила сжатия, действующая в контакте между рабочим и опорным валками и равная сумме сил прокатки P и противоизгиба рабочих валков $Q_{пр}$;

$F_{ок}$ – сила, обеспечивающая вращение опорного валка;

α – угол взаимного перекоса осей рабочего и опорного валков;

A – параметр.

Параметр A (см. формулу (1)) определяется значением коэффициента трения в контакте между рабочим и опорным валками, значениями их радиусов и нормальных напряжений, действующих в межвалковом контакте [5]:

$$A = \mu \cdot b \cdot \left(\frac{1}{R_p} + \frac{1}{R_{оп}} \right), \quad (2)$$

где μ – коэффициент трения;

$R_p, R_{оп}$ – соответственно радиус рабочего и опорного валков;

b – полуширина площадки контакта между рабочим и опорным валками, определяемая с использованием формулы Герца [2].

Полуширина площадки контакта между валками (см. формулу (2)) зависит от силы сжатия рабочего и опорного валков, а также их геометрических размеров и механических свойств:

$$b = 1,128 \sqrt{\frac{P_{МВ}}{L_b} \cdot \frac{R_p R_{оп}}{R_p + R_{оп}} \cdot \left(\frac{1 - \omega_{в.р}^2}{E_{в.р}} + \frac{1 - \omega_{в.оп}^2}{E_{в.оп}} \right)}, \quad (3)$$

где L_b – длина бочки валков;

$\omega_{в.р}, \omega_{в.оп}$ – соответственно коэффициенты Пуассона материала рабочих и опорных валков;

$E_{в.р}$, $E_{в.оп}$ – соответственно модули упругости материала рабочих и опорных валков.

Следует отметить, что в соответствии с работой [5] вся область силового взаимодействия рабочего и опорного валков, возникающего при перекосе их осей в процессе прокатки, разбивается на 2 зоны, в 1^{ой} из которых $\alpha < A$, а во 2^{ой} $\alpha \geq A$. При этом формула (1) справедлива в обеих зонах, но при $\alpha \geq A$ в указанную формулу нужно подставлять $\alpha = A$.

Пренебрегая нормальной деформацией опорного валка от действия контактных напряжений и принимая во внимание, что момент, обеспечивающий его вращение в процессе прокатки, равен $M_{оп} = F_{ок} \cdot R_{оп}$, значение силы $F_{ок}$ с учетом рекомендаций [2] определяли как:

$$F_{ок} = \frac{M_{оп}}{R_{оп}} = \frac{P_{мв}}{R_{оп}} \cdot (R_p \cdot \sin \beta + c \cdot b \cdot \cos \beta), \quad (4)$$

где β – угол между плоскостью действия межвалковой силы сжатия и плоскостью, в которой лежат оси рабочего и опорного валков;

c – коэффициент, учитывающий несимметричность распределения нормальных контактных напряжений.

Значение угла β (см. формулу (4)), зависящее от коэффициента трения качения в межвалковом контакте, а также радиуса опорного валка и радиуса круга трения в его подшипниках, определяли в соответствии с работами [2, 4]. При этом коэффициент c (см. формулу (4)) рассчитывали в зависимости от силы прокатки, а также окружной скорости рабочих валков и показателя шероховатости их поверхности по регрессионному уравнению, полученному авторами работы [6].

Радиальная нагрузка, действующая на подшипники рабочих валков, зависит от силы их противоизгиба, разности сил заднего и переднего натяжений прокатываемой полосы, а также горизонтальной проекции межвалковой силы сжатия и определяется по формуле:

$$F_{рад} = 0,5 \cdot \sqrt{\left(\frac{\Delta T}{2} - P_{мв} \cdot \sin(\beta + \gamma) \right)^2 + Q_{пр}^2}, \quad (5)$$

где $\Delta T = T_0 - T_1$ – разность соответственно сил заднего и переднего натяжения прокатываемой полосы;

γ – угол между вертикальной осевой плоскостью опорного валка и плоскостью, проходящей через оси рабочего и опорного валков.

Значение угла γ (см. формулу (5)) определяли в зависимости от горизонтального смещения оси рабочего валка относительно вертикальной осевой плоскости опорного валка и радиусов рабочего и опорного валков в соответствии с рекомендациями авторов работ [2, 4].

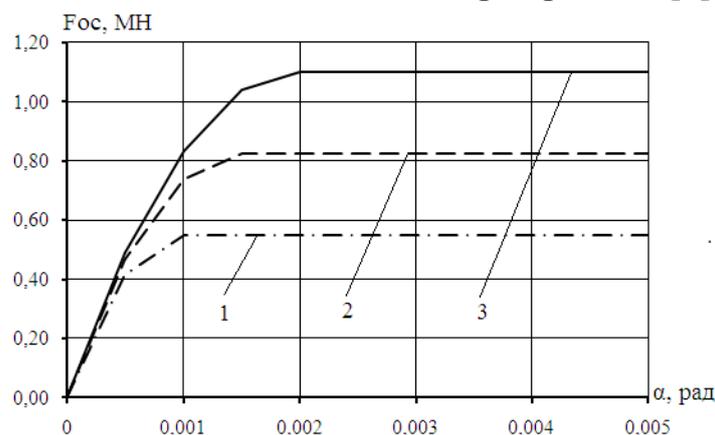
Значение суммарной силы, действующей на подшипниковые узлы рабочих валков, определяли как:

$$F_{сум} = \sqrt{F_{рад}^2 + F_{ос}^2}. \quad (6)$$

Кроме того, определив по формулам (1) и (5) значения радиальной и осевой сил, в соответствии с работой [7] можно также рассчитать зависящее от типа подшипника значение эквивалентной силы, действующей на подшипниковый узел рабочих валков и определяющей его долговечность. При этом расчетная долговечность подшипника зависит от его конструктивных характеристик и условий работы, определяемых параметрами режима деформации при холодной прокатке на непрерывных и реверсивных станах, и в случае оптимальных значений этих параметров должна находиться в пределах от 2000 до 3000 часов.

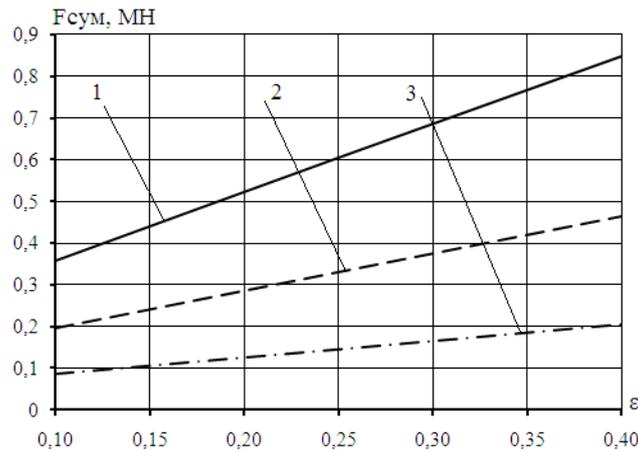
Как следует из представленных выше формул, для расчета осевых и радиальных сил, действующих на подшипники рабочих валков станов холодной прокатки, нужно знать, прежде всего, значение силы прокатки. Силу прокатки рекомендуется рассчитывать с использованием наиболее точной численной одномерной конечно-разностной математической модели, учитывающей реальный характер распределений по дине очага деформации механических свойств металла, а также геометрических параметров и коэффициентов внешнего контактного трения [8].

В качестве примеров численной реализации разработанного метода расчета сил, действующих на подшипники рабочих валков станов холодной прокатки, на рис. 1 и 2 соответственно представлены расчетные распределения осевой силы (см. формулу (1)) в зависимости от коэффициента трения в межвалковом контакте и угла взаимного перекося валков, а также суммарной силы (см. формулу (6)) в зависимости от относительного обжатия металла и силы противоизгиба рабочих валков. Указанные расчетные распределения получены применительно к условиям прокатки стальной полосы в одной из рабочих клеток непрерывного 4^х-клетевого стана 1700 цеха холодной прокатки ПАО «ММК им. Ильича». При этом для расчета силы прокатки (см. рис. 2) воспользовались математической моделью авторов работы [8].



$P=10$ МН; $Q_{np}=0,1 \cdot P$; $R_p=250$ мм; $R_{оп}=650$ мм; $L_b=1700$ мм; $\omega_{в,р}=\omega_{в,оп}=0,3$; $E_{в,р}=E_{в,оп}=215000$ МПа; 1 – $\mu=0,05$; 2 – $\mu=0,075$; 3 – $\mu=0,1$

Рис. 1 – Расчетные распределения осевой силы, действующей на подшипники рабочих валков, в зависимости от угла взаимного перекося валков и коэффициента трения в межвалковом контакте



сталь 08кп; $h_0 \times B = 1,23 \times 1020$ мм; $T_0 = 0,242$ МН; $T_1 = 0,168$ МН; $\mu = 0,025$; $\alpha = 0,001$ рад; $R_p = 250$ мм; $R_{оп} = 650$ мм; $L_B = 1700$ мм; $\omega_{в.р} = \omega_{в.оп} = 0,3$; $E_{в.р} = E_{в.оп} = 215000$ МПа; 1 – $Q_{пр} = 0,2 \cdot P$; 2 – $Q_{пр} = 0,1 \cdot P$; 3 – $Q_{пр} = 0$ (h_0 – товщина полоси до пропуску; B – ширина полоси)

Рис. 2 – Расчетные распределения суммарной силы, действующей на подшипники рабочих валков, в зависимости от относительного обжатия металла и силы противоизгиба рабочих валков

Результаты исследования. С использованием представленных выше формул исследовали зависимость осевых, радиальных и суммарных сил, действующих на подшипники рабочих валков, от основных технологических факторов. Некоторые из полученных результатов исследования представлены на рис. 1 и 2. При этом установлено, что осевые силы существенно зависят от коэффициента трения в межвалковом контакте (см. рис. 1), силы сжатия рабочего и опорного валков, а также угла взаимного перекоса осей рабочего и опорного валков при прокатке (см. рис. 1). Радиальные силы в основном зависят от применяемого на данном стане холодной прокатки режима межклетевых натяжений, а также силы противоизгиба рабочих валков. Кроме того, установлено, что с увеличением коэффициента трения в межвалковом контакте, силы сжатия рабочего и опорного валков, угла их взаимного перекоса в процессе прокатки, разности сил заднего и переднего натяжений прокатываемой полосы, а также силы противоизгиба рабочих валков суммарная нагрузка, действующая на подшипниковые узлы рабочих клеток станов холодной прокатки, возрастает. В частности, увеличение относительного обжатия при прокатке металла обуславливает повышение силы прокатки и, как следствие, увеличение суммарной силы, действующей на подшипники рабочих валков (см. рис. 2). При этом долговечность подшипниковых узлов снижается.

Выводы. Разработан уточненный метод расчета осевых и радиальных сил, действующих на подшипники рабочих валков станов холодной прокатки тонколистовой стали. Указанный метод расчета позволяет учесть влияние всех основных факторов: силы сжатия, действующей в контакте между рабочим и опорными валками и определяемой силами прокатки и противоизгиба рабочих валков; коэффициента трения в межвалковом контакте; угла взаимного перекоса осей рабочего и опорного валков; а также разности сил заднего и переднего натяжений прокатываемой полосы. Анализ результатов расчета, полученных с использованием разработанного метода, подтвердил целесообразность его дальнейшего использования.

Список литературы: 1. Коновалов Ю. В. Справочник прокатчика. Справочное издание в 2-х книгах. Книга 2. Производство холоднокатаных листов и полос / Ю. В. Коновалов. – М. : Теплотехник, 2008. – 669 с. 2. Гарбер Э.А. Производство проката : Справочное издание. Том I. Книга 1. Производство холоднокатаных полос и листов (сортамент, теория, технология, оборудование) / Э.А. Гарбер. – М. : Теплотехник, 2007. – 368 с. 3. Управление качеством тонколистового проката / В.Л. Мазур, А.М. Сафьян, И.Ю. Приходько, А.И. Яценко. – К. : Техника, 1997. – 384 с. 4. Гарбер Э. А. Математическое моделирование усилий в подшипниковых опорах рабочих валков широкополосных станов при переменных скоростях прокатки / Э. А. Гарбер, В. П. Наумченко // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2001. – № 3. – С. 43-46. 5. Хлопонин В. Н. Силовое и кинематическое взаимодействие рабочих и опорных валков при перекосе их осей / В. Н. Хлопонин // Сталь. – 1995. – № 5. – С. 54-57. 6. Гарбер Э. А. Моделирование трения качения в рабочих клетях широкополосных станов / Э. А. Гарбер, С. Н. Самарин, А. И. Трайно, В. В. Ермилов // Металлы. – 2007. – № 2. – С. 36-43. 7. Черменский О. Н., Федотов Н. Н. Подшипники качения : Справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с. 8. Сатонин А. В. Развитие численных одномерных математических моделей напряженно-деформированного состояния металла при холодной прокатке относительно тонких полос / А. В. Сатонин, А. Г. Присяжный, А. М. Спаская, А. С. Чуруканов // Обработка материалов давлением : сб. научн. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – № 2(31). – С. 62-68.

Надійшла до редколегії 28.10.2013

УДК 621.77.06 : 621.771.07

Уточненный метод расчета сил, действующих на подшипники рабочих валков станов холодной прокатки тонколистовой стали / Присяжный А. Г., Коренко М. Г., Сотсков В.С. // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 43 (1016). – С. 201-206. Бібліогр.: 8 назв.

У статті розроблений уточнений метод розрахунку сил, що діють на підшипникові вузли робочих валків станів холодного прокатування тонколистової сталі. Цей метод дозволяє визначити довговічність підшипників робочих валків з урахуванням впливу одночасно діючих на них радіальних і осьових сил, значення яких встановлюються залежно від всіх основних технологічних чинників процесу холодного тонколистового прокатування. Аналіз результатів розрахунку, отриманих по розробленому методу, підтверджує доцільність його подальшого застосування.

Ключові слова: робочі валки, підшипники, сила прокатування, сила противовигину, натягнення, осьові сили, радіальні сили, кут перекосу валків, довговічність.

The method of calculation of forces, which operate on bearings of workings rollers of the cold rolling mills, is developed in the article. This method allows to determine longevity of bearings of workings rollers taking into account influence of radial and axial forces, the values of which are set depending on all of basic technological factors of process of the cold rolling of thin sheets. Analysis of results of calculation, got on the developed method, expedience of his further application confirms.

Keywords: workings rollers, bearings, force of rolling, force of hydraulic bend, pull, axial forces, radial forces, corner of defect of rollers, longevity.

УДК 539

Э. А. СИМСОН, докт .техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»;
STEVEN SCICLUNA, BEug MBA, Corp. «Metro», Melburn, Australia;
В. Л. ХАВИН, канд. техн. наук, зав.каф.; НТУ «ХПІ»;
Л. В. АВТОНОМОВА, канд. техн. наук, вед. науч. сотр., НТУ «ХПІ».

ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ КОЛЬЦА ПРИ ХОЛОДНОЙ РАСКАТКЕ

.Рассмотрена задача численного моделирования процесса холодной раскатки подшипниковых колец. Приведена математическая постановка в виде разрешающей системы уравнений. В трехмерной постановке численно методом конечных элементов с помощью пакета DEFORM при различных коэффициентах трения решена контактная задача для операции раскатки кольца.