

3. УДК 621.771.06+669

*Магістр, ст.пр. Данько Н.А.
(ДонГТУ, Алчевск, Україна)*

НОВАЯ КОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ «НАЖИМНОЙ МЕХАНИЗМ-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕЕ УСТРОЙСТВО»

Наведено результати розробки системи „натискний механізм-зрівноважуючий пристрій” для робочих клітей реверсивних станів горячої прокатки, яка оптимізована по критеріям мінімуму маси та розходу електроенергії.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Для металлургического машиностроения характерны большие массы оборудования, что ведет к его высокой стоимости. В частности, весьма значительны массы быстроходных нажимных механизмов – до 60т у блюмингов. С этим связано и большое энергопотребление при их работе, поскольку, например у блюминга 1300, каждый из 2-х двигателей нажимного механизма имеет мощность 200 кВт. Уменьшение массы и энергопотребления этих механизмов поэтому являются актуальной задачей.

Анализ исследований и публикаций.

Ранее были определены зависимости для оптимизации по критериям минимума массы и энергопотребления быстроходных нажимных механизмов [1], которые применяются в рабочих клетях реверсивных станов горячей прокатки. Были также определены рациональные режимы уравновешивания при работе этих нажимных механизмов [2]. Поскольку для отработки таких режимов уравновешивания известные уравновешивающие устройства не годятся, то было предложено несколько новых конструкций [3, 4].

Постановка задачи.

Поскольку масса нажимных механизмов, мощность их двигателей и энергопотребление определяются одними и теми же факторами, то для уменьшения до минимума массы и расхода энергии необходима минимизация мощности их двигателей.

Изложение материала и результаты.

Установлено, что главным резервом уменьшения статической составляющей мощности $N_{ст}$ является снижение усилия переуравновешивания Y , создаваемого уравновешивающим устройством. В су-

ществующих системах «нажимной механизм-уравновешивающее устройство»:

$$Y = 0,2 \div 0,4(m_{\text{вк}} + m_{\text{hb}})g,$$

где $m_{\text{вк}}$ – масса валкового комплекта, включая подшипники и подушки;

m_{hb} – масса нажимных винтов;

g – ускорение земного тяготения.

Уменьшить его нельзя во избежание появления зазоров в силовой цепи, выбор которых при захвате металла приведет к появлению ударных нагрузок. Однако указанная величина Y нужна только при не врашающихся винтах, т.к. быстроходные нажимные механизмы работают только в паузах между проходами. Поэтому для минимизации $N_{\text{ст}}$ нужно обеспечить не одно, а три разных усилия переуравновешивания:

- при движении нажимных винтов вверх $Y_b = (m_{\text{вк}} + m_{\text{hb}})k_{\text{hm}}$;
- при прокатке $Y_{\text{ст}} = 0,2 \div 0,4(m_{\text{вк}} + m_{\text{hb}})g$;
- при движении нажимных винтов вниз $Y_h = (m_{\text{вк}} - m_{\text{hb}})k_{\text{hm}}$.

Поскольку ускорение нажимных винтов $k_{\text{hm}} = 0,02 \div 0,04 \text{ м/с}^2$ – совершенно незначительно по сравнению с ускорением земного тяготения g , то и усилие переуравновешивания при движении винтов будет намного меньшим. Кроме того, вышеуказанные усилия $Y_{b,h}$ обеспечивают режим, теоретически исключающий трение в резьбе нажимной пары, следовательно, минимизируют еще и ее износ.

Уравновешивающие устройства, позволяющие изменять усилие переуравновешивания, были известны и ранее. Однако все они имеют низкий к.п.д. и поэтому не годятся для наших целей. Вследствие этого и были разработаны устройства [3, 4], позволяющие повысить к.п.д. всей системы в $2 \div 3$ раза.

Статическая составляющая $N_{\text{ст}}$ также будет уменьшаться при уменьшении коэффициента трения в пяте винта μ_p и диаметра пяты d_p , а также при увеличении угла подъема винтовой линии резьбы нажимных винтов и гаек α . В еще большей степени увеличение угла α способствует уменьшению динамической составляющей требуемой мощности двигателя $N_{\text{дин}}$ для обеспечения заданных скорости и ускорения нажимных винтов. Ограничивающим фактором является только требование несамоотвинчивания винтов под нагрузкой. Но эта проблема может быть обойдена применением комбинированной опоры в под пятнике, как это предложено в [5].

Увеличение среднего диаметра резьбы винтовой пары $d_{\text{ср}}$ ведет к уменьшению $N_{\text{ст}}$, но увеличивает $N_{\text{дин}}$ из-за увеличения момента инерции нажимного винта. Это техническое противоречие можно несколько смягчить, применив предложенную Н.И. Баимовым конструкцию пологого нажимного винта с утапливаемым в его тело шлицевым валом [6].

Чтобы оценить эффективность всех этих выводов был разработан проект системы «нажимной механизм-уравновешивающее устройство» для черновой клети толстолистового стана 2800. Схема этой системы приведена на рисунке 1 (показана только правая половина нажимного механизма).

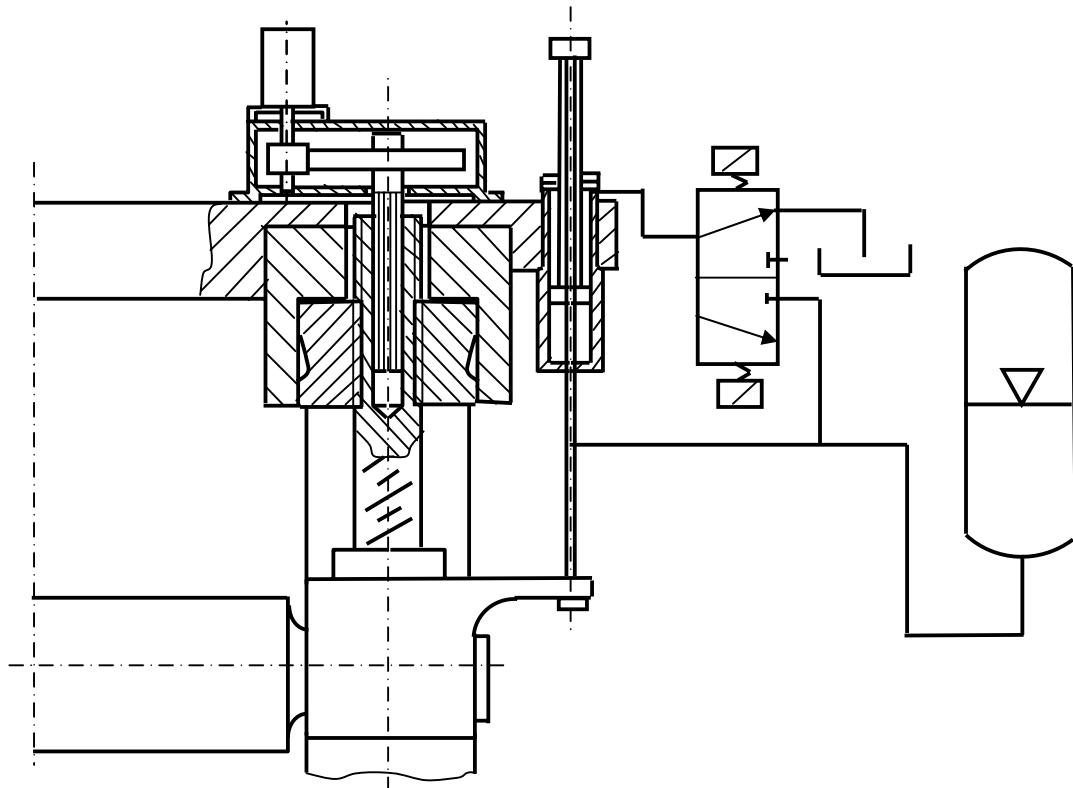


Рисунок 1 – Усовершенствованная система «нажимной механизм – уравновешивающее устройство»

Для минимизации изменений резьба винтовой пары оставлена упорной, с тем же диаметром 444мм и шагом 24мм. Но для увеличения α резьбу она выполнена с 6 заходами. Поэтому угол α увеличился с 2^0 до $6,2^0$. Естественно теперь резьба несамотормозящаяся. Но самоторможение винтов обеспечивается комбинированной опорой пяты винта, в которой при его вращении работает упорный роликосферический подшипник, а при стоянке – под пятник трения с увеличенным до 408мм диаметром.

Для уменьшения моментов инерции винтов квадратные хвостовики заменены шлицевыми валами, утапливаемыми в тело винта (рис.1). Это позволило также уменьшить массу одного винта с 4200кг до 2330кг. В соответствии с рекомендациями работы [7] нажимные гайки сделаны специальной формы, уменьшающей неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы.

Благодаря применению гидравлического уравновешивающего устройства [4] усилие переуравновешивания при движении нажимных винтов уменьшилось со 147,7 кН до 0,56 кН, тогда как усилие уравновешивания при стоянке винтов осталось прежним.

В результате этого и применения других вышеуказанных новшеств N_{ct} составила всего 444 Вт. Это позволило применить в приводе очень легкий одноступенчатый редуктор с $i = 7,2$. Вследствие такого решения, а также уменьшения момента инерции привода, $N_{дин}$ стала равной 794 Вт. Т.о. требуемая мощность одного двигателя равна 1,24 кВт, что почти на два порядка меньше установленной мощности каждого двигателя существующего нажимного механизма (100 кВт).

Расход электроэнергии двигателями нажимного механизма (с учетом потерь в преобразователях) снижается в 28 раз: с 0,115 кВт·час/т до 0,004 кВт·час/т [8]. Общий расход также уменьшается, несмотря на необходимость закачивания в гидроаккумулятор рабочей жидкости под высоким давлением, которая сливается при движении нажимных винтов из штоковой полости гидроцилиндров уравновешивания.

Масса нажимного механизма уменьшается в 4,2 раза: с 64157 кг до 15342 кг (без учета массы электрооборудования). При этом масса собственно редуктора снижается с 51873 кг до 847 кг, т.е. в 61 раз (остальную часть массы нового нажимного механизма составили нажимные винты, масса которых изменилась сравнительно мало, и основание, установленное вместо верхней крышки старого нажимного механизма). К.п.д. усовершенствованной системы увеличивается до 41% против 27% у существующей системы [9].

Выводы.

Новый подход к проектированию систем «нажимной механизм-уравновешивающее устройство» действительно позволяет существенно уменьшить как массу нажимных механизмов, так и расход электроэнергии всей системой, а устранение нагрузок на резьбу при вращении нажимных винтов обещает снизить до минимума износ винтовой пары.

Приведены результаты разработки системы „нажимной механизм-уравновешивающее устройство” для рабочих клетей реверсивных станов горячей прокатки, которая оптимизирована по критериям минимума массы и расхода электроэнергии.

The results of development of the system „screwdown mechanism-top roll balance” for the working stand of the reversible mills of the hot rolling, which is optimized on to the criteria of minimum of mass and expenditure of electric power, are presented.

Библиографический список.

1. Данько Н.А., Ульяницкий В.Н. Зависимости для оптимизации быстроходных нажимных механизмов.//Сб. научн. тр. ДГМИ.- Алчевск, 1998.-Вып.8.-С.156-159.
2. Данько Н.А., Ульяницкий В.Н. Определение рациональных режимов уравновешивания при работе быстроходных нажимных механизмов.//Сб. научн. тр. ДГМИ.- Алчевск, 1999.-Вып.9.-С.169-172.
3. Патент України №40413A, МПК7,B21b/3132. Данько Н.О. Заявлено 15.01.2001р., опубл. 16.07.2001р. Бюл. №6.
4. Патент України №44606A, МПК7,B21b/3132. Данько Н.О., Ульяницкий В.Н., Білобров Ю.М., Гордієнко О.В., Кожевников Г.В. Заявлено 12.06.2001р., опубл. 15.02.2002р. Бюл. №3.
5. А.с. СССР, МКИ B21b31/24. Опорное устройство нажимного винта прокатного стана /Рувимский С.М. Заявлено 04.04.74., опубл. 30.10.75. Бюл. №25.-4с.: илл.
6. Баимов Н.И. Оптимизация процессов прокатки на блюминге.- М.: Металургія, 1974.-213с.
7. Іванченко Ф.К., Гребенюк В.М., Ширяєв В.І. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів.К.: Вища школа, 1995.-454с.
8. Данько Н.А., Коцюбинский В.С., Ульяницкий В.Н. Определение расхода электроэнергии нажимными механизмами прокатных станов. //Сб. научн. тр. ДГМИ.- Алчевск, 2002.-Вып.16.-С.155-163.
9. Данько Н.А. Определение коэффициента полезного действия систем «нажимной механизм-уравновешивающее устройство». //Сб. научн. тр. ДГМИ.- Алчевск, 2006.-Вып.20.-С.196-202.