

6. Овсянников В.Е., Рогов Е.Ю., Остапчук А.К. Определение фрактальной размерности временного ряда при помощи показателя Херста v1.0: свидетельство об отраслевой регистрации разработки №11373 / - № 50200801858; заявл. 11.09.2008; опубл. 11.09.2008; Инновации в науке и образовании № 9(44). 6 с.
7. Бавыкин О.Б., Плаксин С.В. Опыт применения в учебном процессе прибора для измерения шероховатости поверхности MarSurf XR 20. Известия МГТУ «МАМИ» № 1(19), 2014, т. 2. С. 413-417
8. Потапов А.А., Бавыкин О.Б. Основы учебного курса «Методы фрактального анализа» // Нелинейный мир. 2014. Т. 12. № 1. С. 004-008.
9. Потапов А.А., Вячеславова О.Ф., Бавыкин О.Б. Параметрическая методика определения наличия фрактальных свойств у электрохимически обработанных поверхностей // Нелинейный мир. 2014. Т. 12. № 3. С. 3-12.
10. http://elibrary.ru/query_results.asp

Исследование напряженно-деформированного состояния элементов привода валков прокатных станов

к.т.н. доц. Ивочкин М.Ю., к.т.н. доц. Гуревич Ю.Я., к.т.н. доц. Димитрюк С.О.
Университет машиностроения, ЗАО «Топ системы»
ivochkin2006@rambler.ru, dimitrukso@mail.ru

Аннотация. В статье проведено исследование напряженно-деформированного состояния шарнира шарового шпинделя прокатного стана с целью определения безопасных режимов работы и нагрузочной способности от угла перекоса.

Ключевые слова: трансмиссия, привод, прокатный стан, шпиндель, шарнир, угол перекоса

Развитие металлургии тонколистового проката требует повышения эффективности использования технологических машин при высоком качестве листа. Элементы привода валков прокатных станов играют существенную роль в обеспечении качества продукции и надежности прокатных станов. При эксплуатации стана 250 на ОАО «Северсталь» (г. Череповец) выявилась следующая особенность трансмиссии привода валков: при увеличенных углах перекоса шарового шпинделя наблюдалось увеличение волнистости листа, а также повышение случаев поломки обоймы шпинделя. Потребовалось определить опасные режимы работы шпинделя и предоставить для инженерных сотрудников простые инструменты, которые позволят принять технические решения и планировать технологические операции. Целью исследований ставилось определение безопасных режимов работы шпинделя прокатного стана по параметру плавности движения и безопасного напряженно-деформированного состояния обоймы шпинделя.

Современное развитие вычислительных средств позволяет исследовать поведение механизмов на основе их электронных аналогов (3D-моделей). Одним из таких инструментов является программный комплекс T-FLEX, который среди прочих содержит в своем составе три необходимых для выполняемых работ модуля: T-FLEXCAD, T-FLEX «Динамика» и T-FLEX «Анализ». Зачастую полученные в подобных системах результаты дают более широкую картину происходящих процессов, чем натурный эксперимент. Это обеспечивает получение большего количества инструментов для оптимизации конструкций и в целом более ясное представление об их состоянии и критических параметрах эксплуатации. Проведение натурального эксперимента позволяет получить «точку достоверности», то есть некоторые возможные для натурального эксперимента результаты. При комплексном подходе к исследованиям стало возможно получать необходимую «точку достоверности» не по результатам специально планируемых экспериментов, а по измеренным параметрам текущих технологических процессов. При типовых исследованиях, когда достоверность модели не вызывает сомнений,

численные методы позволяют отразить более детальную и плавную картину работы механизмов по всему исследуемому диапазону параметров. При этом экономятся значительные средства и время.

Для проведения исследований была использована пространственная параметрическая модель шарового шпинделя (рисунок 1) [1]. Предварительные расчеты показали, что в условиях равномерного распределения сил между шарами шпинделя его обойма имеет многократный запас прочности при заданной нагрузке. Поломка шпинделя была явной причиной неравномерной работы шариков в зацеплении, а возможно, и их подклинивания. Для выяснения картины происходящих процессов необходимо было определить возникающую неравномерность нагружения. Поэтому потребовалось трехэтапное моделирование, включающее геометрический, динамический и прочностной анализ модели шпинделя. Для этой цели оптимально подходил проверенный временем комплекс систем T-FLEX, имеющий необходимые приложения. Кроме того, данный программный комплекс прост в применении, что обусловлено модульным разделением приложений по задачам, но при этом сохраняется общий формат данных и их ассоциативность. Это оказалось определяющим при выборе. Рассматривались и другие системы, но по параметрам простоты и ассоциативности они оказались неудовлетворительными. Смысл этапов расчета заключался в следующем:

- построение трехмерной модели шпинделя и определение возможных углов перекоса обоймы относительно вала шпинделя при геометрическом (без нагрузки) замыкании в системе T-FLEX CAD;
- в системе T-FLEX «Динамика» для различных углов перекоса определялись силы контактного взаимодействия шаров с пазами обоймы и схема нагружения обоймы для расчета напряженно-деформированного состояния, то есть с какой силой, в какой точке и в каком направлении действует каждый шар. Также в этом модуле определялась неравномерность движения шпинделя при различных углах перекоса;
- в системе конечно-элементного анализа T-FLEX «Анализ» по найденной в T-FLEX «Динамика» схеме нагружения определялись напряженно-деформированное состояние и максимально допустимый крутящий момент.

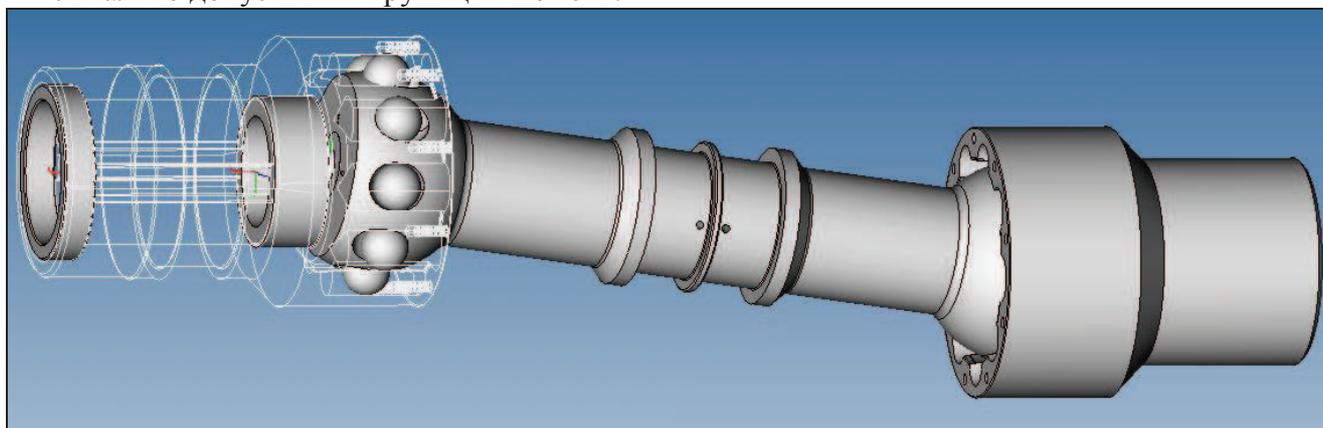


Рисунок 1. Пространственная параметрическая модель шпинделя

При исследованиях определялись динамика и напряжения в материале обоймы при различных углах перекоса. Расчет напряженно-деформированного состояния проведен из условия передачи максимального крутящего момента $M_{кр} = 36 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Для этих условий эквивалентные допускаемые напряжения для материала обоймы «сталь 40ХН» составляют $[\sigma_3] = 256 \text{ Н/м}^2 (2560 \text{ кг/см}^2)$.

В соосном положении обоймы и вала шпинделя (угол перекоса $\alpha = 0^\circ$) нагружение шаров является равномерным по окружности зацепления. В этом положении прочность шпинделя ограничивается прочностью трефов втулки, соответствующей ранее определенному максимально допустимому крутящему моменту $86,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Программная система T-FLEX

«Анализ» позволяет строить цветковые эпюры распределения напряжений по объему обоймы. Шаровое зацепление в соосном положении удовлетворяет условиям прочности обоймы с многократным запасом.

При геометрическом замыкании шаров с пазами обоймы и втулки с перекосом обоймы относительно вала шпинделя геометрические условия зацепления в шаровой муфте с прямыми цилиндрическими пазами обеспечивают постоянство контакта между нагруженными звеньями (между шарами и пазами обоймы и головки вала). Это условие выполняется благодаря перекачиванию шаров без скольжения вдоль пазов до угла перекаса в $4,5^\circ$. При этом положение центров шаров определяется пересечением биссектрисы угла между осями пазов обоймы и вала и биссектрисы угла между нормалью к оси вала в соосном положении и в состоянии перекаса.

Из-за больших крутящих моментов, передаваемых шарниром, он выполнен без сепаратора, поэтому при передаче крутящего момента с перекосом обоймы относительно вала на некоторый угол, больший угла трения, под действием выталкивающих сил P от реакций R_0 со стороны пазов обоймы и R_B со стороны головки вала происходит скольжение шаров (рисунок 2). Скольжение возможно вплоть до упора шара в ограничительную сферическую поверхность паза головки вала. В результате происходит нарушение геометрического условия постоянства контакта шаров с пазами. Нагрузка на шары становится неравномерной, поскольку часть шаров может выйти из зацепления. Определить это состояние какой-либо аналитической системой практически невозможно. С задачей достаточно просто справилась система T-FLEX «Динамика».

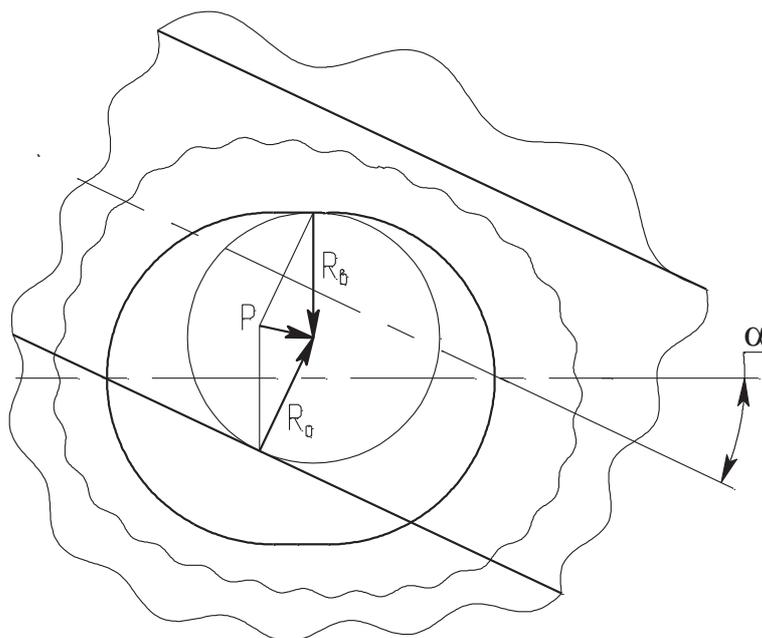


Рисунок 2. Положение шара между пазами обоймы и втулки при перемещении со скольжением под действием выталкивающих сил (реакций R_0 и R_B)

Динамический анализ показал, что при угле перекаса свыше некоторого значения наступает резкое увеличение нагрузок на шары и напряжений в материале обоймы, которое может привести к ее разрушению. Поэтому при исследованиях определяли критический угол перекаса, увеличение которого приводит к превышению допустимых нагрузок (для материала обоймы $[\sigma_3] = 2560 \text{ кг/см}^2$).

Для выполнения расчетов в условиях неравномерного нагружения шаров была разработана схема нагружения обоймы, с помощью которой проводились исследования ее напряженно-деформированного состояния, определялись напряжения в материале обоймы и критические (допустимые) углы перекаса α при максимальном крутящем моменте, равном $36 \text{ кН}\cdot\text{м}$ ($3,6 \text{ Т}\cdot\text{м}$).

Динамический анализ шарнира шпинделя, состоящего из обоймы, вала и расположенных между ними шаров, был также проведен на построенной трехмерной модели.

Исходные данные для расчета: крутящий момент на валу шпинделя, скорость вращения шпинделя, диапазон углов перекоса α (-7°), коэффициент трения-скольжения в парах шар-обойма и шар-вал (0,01).

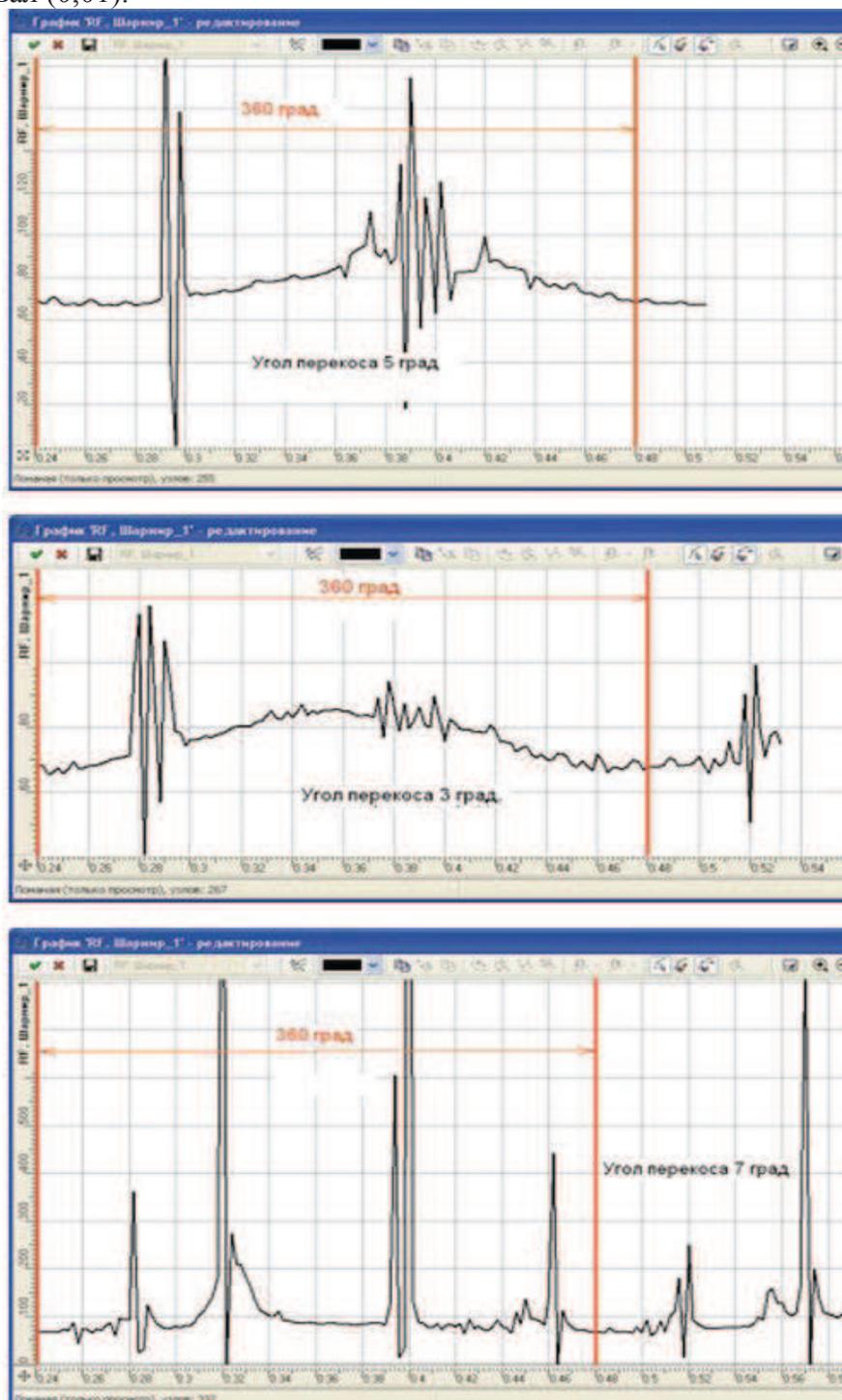


Рисунок 3. Распределение нагрузки, действующей на шар за один оборот шпинделя

В результате динамического анализа в системе T-FLEX «Динамика» были определены силы, действующие на шары и, соответственно, на пазы обоймы по окружности зацепления за один оборот шпинделя. На рисунке 3 представлены графики распределения нагрузок от шара на паз обоймы за один оборот шпинделя (от 0 до 360°) при углах перекоса обоймы относительно шпинделя 3, 5 и 7° . Такой характер нагружения пазов обоймы создают последо-

вательно все девять шаров шарнира при работе шпинделя.

На рисунке 4 показаны круговые диаграммы распределения этих нагрузок. На диаграмме в виде окружностей представлены значения максимально допустимой нагрузки на шары 175 кН, соответствующей области допустимых нагрузок при работе шарового шпинделя, и нулевой нагрузки. Нагрузка в 175 кН является оценочной и соответствует $[\sigma_3] = 2560 \text{ кГ/см}^2$. Диаграмма для каждого виртуального испытания автоматически строилась в T-FLEX CAD по графикам T-FLEX «Динамика», для чего использовался специальный индикатор, дающий отсечку графика в исходной точке каждого оборота.

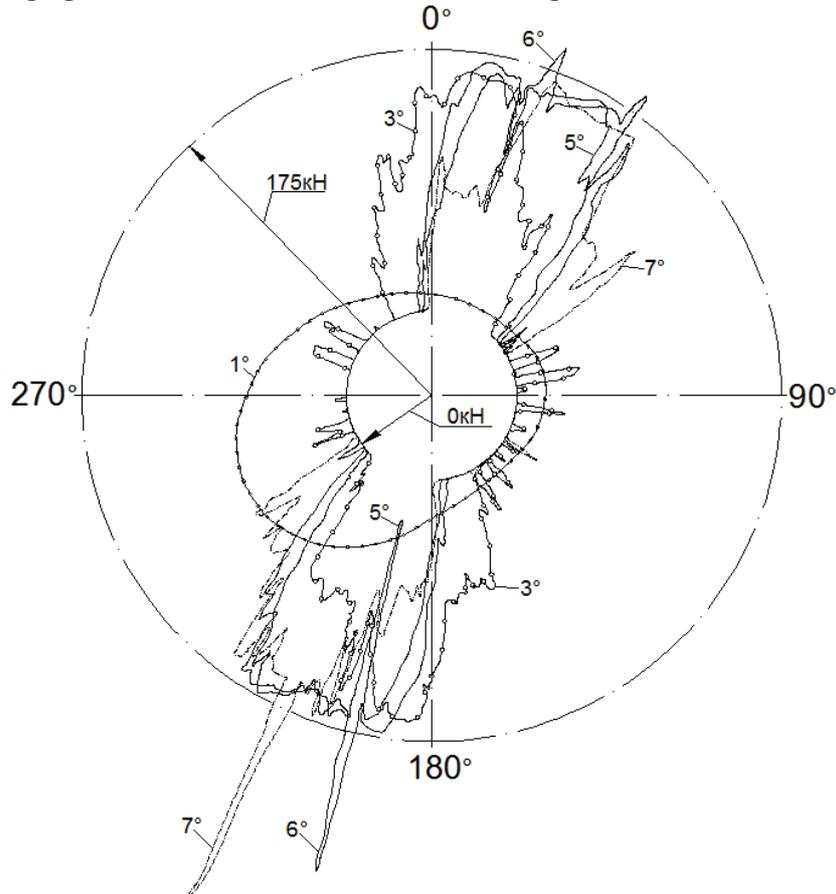


Рисунок 4. Круговая диаграмма сил, действующих на шар, за один оборот шпинделя при углах перекоса $\alpha = 1^\circ, 3^\circ, 5^\circ, 6^\circ, 7^\circ$

Из рисунок 4 следует, что при увеличенных углах перекоса нагружение пазов обоймы каждым шаром на окружности зацепления имеет два явно выраженных периода нагружения в пределах углов поворота шпинделя $15 - 50^\circ$ и $192 - 220^\circ$. В других положениях шары нагружены мало. Следовательно, при работе шпинделя крутящий момент от вала к обойме передается в основном двумя шарами, периодически входящими в пределы указанных углов нагружения и расположенными примерно на центральном диаметре в пределах этих углов со смещением диаметра приблизительно на $15 - 20^\circ$ от исходного (вертикального) положения при 0° по окружности зацепления.

На основании анализа динамики работы шпинделя были получены графики распределения динамических нагрузок на шары и, соответственно, на пазы обоймы при заданных углах перекоса. Было показано, что конструкция шарового шпинделя не позволяет достичь равномерной передачи крутящего момента через все шары и пазы обоймы по окружности зацепления при углах перекоса больше $2,5^\circ$.

На основании диаграммы для каждого угла перекоса определялось положение обоймы для анализа прочности, исходя из максимальной нагрузки на паз № 1. Для других шаров в найденном положении нагрузка определялась по диаграмме. Так, для угла перекоса в 3° мак-

симальная нагрузка на паз составляет 148 кН, для угла 5° – 170 кН, для угла 7° – 267 кН. На больших углах перекоса подклинивание шпинделя было видно по направлению векторов действия нагрузок при «прокрутке» результатов расчета T-FLEX «Динамика». Вообще, наглядность происходящих процессов является неоспоримым преимуществом данных систем.

На основании результатов расчета в модуле T-FLEX «Анализ» напряженно-деформированного состояния обоймы для углов перекоса от 1° до 7° были получены цветовые эпюры распределения напряжений, распределения коэффициента запаса прочности и распределения деформаций обоймы шпинделя.

В результате проведенных исследований был построен график нагрузочной способности шарнира от угла перекоса и коэффициента неравномерности вращения от угла перекоса (рисунок 5).

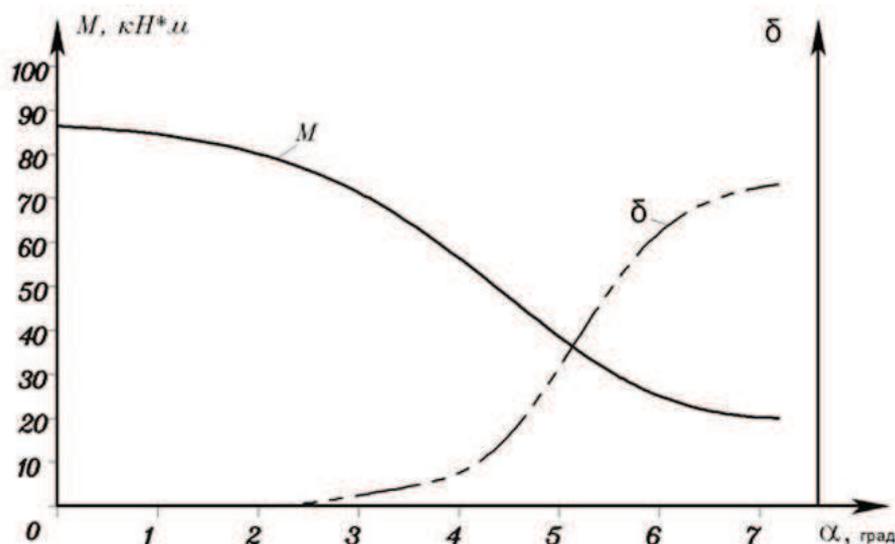


Рисунок 5. График нагрузочной способности шарнира M и коэффициента неравномерности вращения δ от угла перекоса α

Существующая конструкция шарового шарнира шпинделя обеспечивает его работоспособность при углах перекоса обоймы относительно вала шпинделя не более 4° . Повышение нагрузочной способности шарнира может быть достигнуто за счет изменения конструкции обоймы.

По сути, результаты исследований свелись к простым графикам: нагрузочной способности шарнира от угла перекоса и коэффициента неравномерности вращения от угла перекоса. При кажущейся простоте этих графиков их параметры определены с достаточной надежностью для принятия технических решений. Определить их на основе только результатов промышленных наблюдений проблематично.

Благодаря проведенным исследованиям был создан простой инструмент для принятия решений при эксплуатации стана и разработке технологических процессов, что позволило оптимизировать переналадки и повысить эффективность использования оборудования.

Литература

1. Плахтин В.Д., Ивочкин М.Ю., Димитрюк С.О. Исследование шарнира шарового шпинделя стана 250 // САПР и Графика. – 2011. – № 4. С. 32-35.