

УДК: 669.1.012.7:621.771.06

**В.И. Большаков, П.В. Крот, В.В. Веренев, А.П. Даличук,
В.В. Коренной**

ПРИМЕНЕНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ПРОКАТНЫХ СТАНОВ ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ЗАЗОРОВ

Рассмотрены вопросы диагностики угловых и радиальных зазоров в трансмиссии привода валков прокатных станов по данным измерения колебаний нагрузок и вибрации в нестационарных режимах работы, при захвате и выбросе металла валками.

Основными параметрами технического состояния оборудования (ТСО), влияющими на динамические нагрузки и частоту отказов являются угловые зазоры в линии привода и радиальные зазоры в опорах прокатных станов. Техническое обслуживание (замены узлов и деталей), согласно действующим правилам технической эксплуатации (ПТЭ), производится по величине износа (зазоров). Непосредственное измерение зазоров на реальных станах затруднено в связи со сложным характером их проявления при прокатке и большим количеством факторов, влияющих на их состояние (открыты – закрыты). Поэтому решение задачи косвенного определения (диагностики) открытой части суммарных зазоров и их общей величины является актуальной научной проблемой.

Изучением влияния зазоров на динамические нагрузки привода специалисты ИЧМ занимаются с 1957г. Установлено, что в приводах листопркатных станов возникают динамические нагрузки, которые могут в несколько раз превосходить технологические и существенно зависят от величины открытого перед захватом металла зазором [1]. Стандартные средства и методы диагностики зазоров в линии привода пока разработаны недостаточно. Имеются отдельные методы только для зазоров в подшипниках скольжения и в некоторой степени для зубчатых зацеплений и подшипников качения (косвенно по данным о дефектах поверхности зубьев и элементов подшипника).

В станах горячей прокатки по условиям работы наблюдается большая продолжительность переходных процессов при захватах, выбросах и ударах переднего конца раската о рольганг по отношению ко всему циклу прокатки. Это вызывает колебания на собственных частотах элементов линии привода и создает определенные трудности применения стандартных средств и методов диагностики на станах горячей прокатки. С другой стороны по параметрам свободных колебаний можно судить о величине зазоров [1–4].

В данной работе изложены основные направления диагностики линий привода прокатных станов по величине угловых и радиальных зазоров, проявляющихся в момент приложения или сброса нагрузки. В качестве

информативных параметров могут быть использованы: амплитуда сигнала на собственных частотах, значения собственных частот, декремент свободных колебаний, закон распределения максимальной нагрузки.

Проведенные экспериментальные исследования и теоретические расчеты по динамическим моделям позволили сформулировать общие закономерности проявления зазоров шпиндельного сочленения, подшипниковых опор редуктора и линии привода в целом. Основная идея состоит в использовании свойств механических систем прокатных станов, которые при наличии существенной нелинейности в виде зазоров искажают пропорциональную (для линейных систем) зависимость выходных (измеряемых) сигналов от входных воздействий (статической нагрузки). Для расчета идеальных характеристик линейных систем (эталонных образов) и их изменения при появлении износа (зазоров) применяются динамические модели. Характерные изменения отклика систем при нелинейностях используются в качестве диагностических признаков. Сигналы измерителя крутящих моментов в связи со сложностью их промышленного применения использованы только в качестве вспомогательных при разработке и отладке способов диагностики по сигналам вибрации, тока, скорости.

В качестве параметра ТСО по правилам эксплуатации следует считать общий износ, а открытая часть характеризует настройки оборудования прокатных станов и конструктивные особенности их линий привода. Если зазор оказывается закрытым к моменту приложения нагрузки и не раскрывается при последующих колебаниях, то он никак не повлияет на реакцию системы и в переходном режиме не может быть диагностирован. Службу эксплуатации, с одной стороны, интересует общий износ для назначения сроков обслуживания. С другой стороны, открытая часть зазоров (последующее раскрытие) влияет на переходный процесс и может быть диагностирована, но не является критерием для назначения сроков технического обслуживания, если не определены функциональные взаимосвязи ее с общим износом деталей и режимом работы оборудования. Возникает противоречие требований правил эксплуатации и требований к системе и способам диагностики: с точки зрения службы эксплуатации следует диагностировать общий износ, а с точки зрения влияния на перегрузки оборудования следует диагностировать открытую часть общего зазора.

Разрешение этого противоречия может иметь два подхода.

Первый подход требует разработки инвариантных к величине открытой части зазора алгоритмов распознавания ТСО и обслуживания по общему износу деталей. Для перехода от величины открытой части зазора к его общей величине (износу) необходимо иметь функциональные зависимости между ними, либо динамическую модель, учитывающую влияние настроек оборудования (систем уравнивания шпиндельных

узлов) и параметров прокатки (соотношения скорости валков и раската при захвате, уровень прокатки) на открытую часть зазора.

Второй подход предусматривает изменение существующих правил технической эксплуатации и переход на обслуживание не по величине износа, а по величине пиковых нагрузок, которые обусловлены открытой частью зазоров, которая подлежит (и поддается) диагностированию. Это требует непрерывного наблюдения (мониторинга) механических нагрузок в оборудовании, сравнение их с допускаемыми нагрузками, расчет среднего и текущего ресурса оборудования и назначение на основании этого сроков его технического обслуживания [3].

Не следует отождествлять второй подход с обслуживанием по фактическому состоянию в общепринятой трактовке, т.к. это требует глубокой диагностики зарождающихся дефектов (трещины зубьев, повреждения деталей подшипников), что предлагаемые способы выявить пока не в состоянии. Но существующие способы диагностики в установившемся режиме работы оборудования не в состоянии в принципе распознать износ в виде зазоров линии привода. Под нагрузкой зазоры закрыты, а на холостом ходу они находятся в неопределенном состоянии, т.е. периодически открываются с частотой вращения. На настоящее время имеется лишь несколько экспериментальных исследований по определению закона изменения открытой части зазоров в шпиндельных узлах на холостом ходу. Непосредственное измерение зазоров предусматривает установку датчиков угловых перемещений, что сопряжено с большими трудностями их практического использования на прокатных станах. Выполненные авторами исследования основаны на сочетании указанных выше двух подходов.

Расчетные схемы линий привода.

Для описания колебаний в линии привода применяются многомассовые расчетные схемы. Расчетная схема на примере черновой клетки дуо НТЛС 1680 с двумя редукторами и значения упруго–массовых параметров приведены на рис.1. Значения собственных частот для рядных и разветвленных схем по всем черновым клетям приведены в табл.1.

Разветвленная схема при учете обоих шпинделей необходима для разработки правил диагностирования каждого из них и анализа влияния неравномерного распределения нагрузки на валках на уровни сигналов по линии привода. Появление в модели разветвления (две упругие связи и две массы) добавляет две частоты в системе и меняет частоты рядной системы. В общем можно сказать, что при большем числе масс системы (клеть дуо) изменения частот после разветвления наименьшие.

Исследована вариация собственных частот при отклонениях конструктивных параметров по клетям в пределах $\pm 10\%$ от существующих значений. Для варьирования в качестве конструктивных параметров приняты: податливость шпиндельного участка и маховый момент валковых узлов, которые изменяются при эксплуатации стана за

счет переточки валков. Отклонения собственных частот и форм колебаний в этих пределах изменения параметров составляет 2–5%.

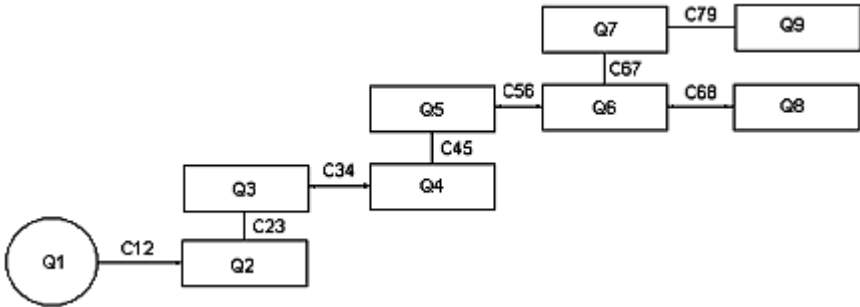


Рис. 1 – Расчетная схема линии привода клетки дуо НТЛС 1680.

Обозначения на схеме: Q1(62.41)– электродвигатель; C12(113) – промвал с муфтами; Q2(2.97), C23(52.63), Q3(17.23) – редуктор ЦОС–140; C34(18.52) – промвал с муфтами; Q4(0.75), C45(17.24), Q5(12.55) – редуктор ЦОС–240; C56(3.80) – коренная муфта; Q6(0.18), C67(11.11), Q7(0.16) – шестеренная клеть; C79(1.22), C68(1.22)– шпиндели; Q8(0.15), Q9(0.15) – рабочие валки. В скобках указаны величины моментов инерции и жесткостей элементов системы привода. Размерности: Q_i [$тс м с^2$], C_{ij} [$10^4 тс м/рад$]. Все параметры приведены к скорости вращения рабочих валков.

Таблица 1. Собственные частоты линий привода НТЛС 1680 при различных расчетных схемах

Клеть	Дуо		№ 1		№ 2		№ 3		№ 4	
	ряд.	разв.	ряд.	разв.	ряд.	разв.	ряд.	разв.	ряд.	разв.
F1	13	13	18	14	14	11	14	12	14	12
F2	28	28	23	22		18		17		15
F3	32	30		27	21	23	20	19	27	20
F4		44		30	44	27	34	30	36	34
F5	74	75	57	63	65	52	46	35	69	55
F6	111	111	84	84	67	66		81		81
F7	121	121	94	166		124	82	82		
F8		196								

Обозначения: F1...F8 – собственные частоты системы привода. Схема: рядная и разветвленная.

Распределение нагрузки по линии привода.

Распределение нагрузок по линии привода определяют формы колебаний по низшим собственным частотам. Узлы колебаний соответствуют максимальным нагрузкам и уровням сигнала в линии привода (см. табл.2). Зависимость нагрузки по участкам линии привода клетки дуо (два одноступенчатых редуктора) от зазоров в шпинделях и статической нагрузки представлена на рис.2. Кривые получены путем численного моделирования системы. Демпфирование принято линейно

зависящим от скорости закручивания с одинаковым коэффициентом для всех упругих связей.

Таблица 2. Формы собственных колебаний линии привода клетки дуо НТЛС 1680.

F, Гц	Двигатель	Редуктор ЦОС-140		Редуктор ЦОС-240		Шестеренная клеть		Прокатная клеть	
		вход. вал	вых. вал	вход. вал	вых. вал	нижн ШВ	верх ШВ	нижн РВ	верх РВ
196	-1	1	-2	32	-145	7179	-6937	-4053	3917
121	-3176	9863	-5888	15058	-367	46	151	-8	-25
111	172	-4490	-2086	99822	-2902	627	1426	-125	-284
75	-2	18	37	-672	-785	5644	65758	-3249	-3785
13	-8371	-5403	1164	19130	37898	4270	43507	4636	47235
28	8584	-6319	-37196	-1615	8657	3134	35364	5109	57645
32	-246	309	1431	-824	-3100	2844	34224	5720	68812
44	-2	6	21	-86	-172	3834	-3232	7636	-6437

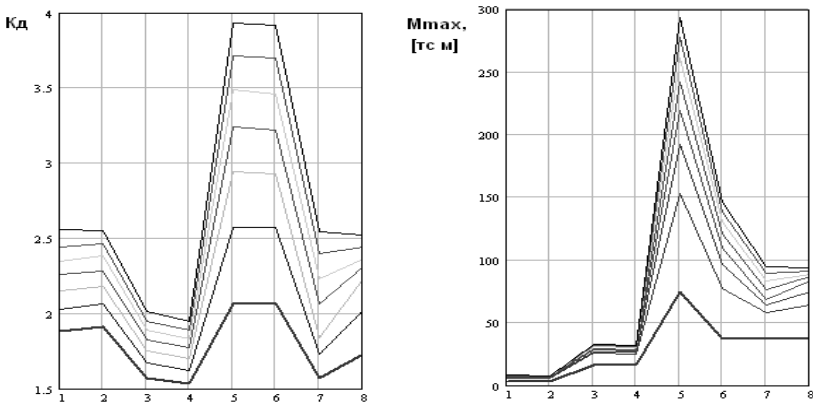


Рис.2. Распределение Кд и максимальной нагрузки по линии привода в клетки дуо.

Обозначения на рис.2 по оси абсцисс: 1 – моторный вал, 2 – зацепление редуктора ЦОС-140, 3 – промвал между редукторами, 4 – зацепление редуктора ЦОС-240, 5 – коренная муфта, 6 – зацепление шестеренной клетки, 7 – нижний шпиндель, 8 – верхний шпиндель.

На левом графике рис.2 нижняя кривая – система без зазоров, верхняя – зазоры в обоих шпинделях 0.012 рад (6мм). На правом графике рис.2 нижняя кривая – статическая нагрузка, верхние кривые – максимальный

момент сил упругости по линии при тех же зазорах в шпинделях, что и на левом графике (0...6 мм).

При расчетах момент прокатки изменялся ступенчато, равный среднему значению измеренной статической нагрузки в этой клетке – $M_{ст}^* = 75$ тс м. Зависимости коэффициента динамичности K_d и максимальной нагрузки M_{max} от статической нагрузки $M_{ст}$ при расчетах на модели для вала коренной муфты в клетке дуо НТЛС 1680 представлены на рис.3. Кривые имеют аналогичный вид для любой из упругих связей по линии привода, но характер изменения (наклон) от зазоров различный.

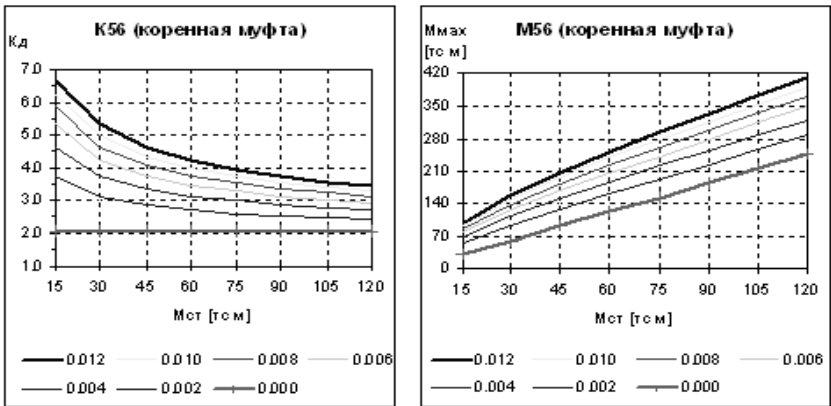


Рис. 3 – Зависимости K_d и нагрузок в коренной муфте клетки дуо НТЛС 1680 от статической нагрузки на валках (момента прокатки) и зазоров в обоих шпинделях.

Нижние линии на графике – линейная система без зазоров, верхние – максимальные зазоры в обоих шпинделях 0.012 рад (6мм).

В клетке дуо восприимчивость к крутильным нагрузкам вала с коренной муфтой большая, чем зацепления редуктора ЦОС–240 при зазорах в шпинделях. По частотам 32 и 75 Гц на участке коренной муфты располагается узел колебаний, что вызывает повышенный уровень динамики в этой упругой связи. Узлы колебаний на частоте 13 и 28 Гц находятся на моторном валу и в зацеплении первого редуктора, что также может приводить к увеличению нагрузок на этом участке.

Зависимость от статического момента нагрузки.

Зависимость $M_{max} = f(M_{ст})$ отклика нелинейной системы линии привода (см. рис. 3) на входное воздействие при наличии зазоров и для заданного закона изменения момента прокатки можно приближенно описать квадратичной параболой вида:

$$M_{max} = A_0 + A_1 M_{ст} + A_2 M_{ст}^2, \quad (1)$$

где A_0, A_1, A_2 – постоянные для данного конструктивного исполнения, технического состояния и режима настройки оборудования коэффициенты, $M_{ст}$ – момент статической нагрузки на валках (момент прокатки).

Коэффициент A_0 описывает механические потери в линии привода от валков до рассматриваемой упругой связи. Коэффициент A_1 описывает зависимость реакции линейной системы на входное воздействие, который в общепринятой трактовке имеет смысл $K\delta$ – коэффициента динамичности. Для линейной (идеальной) системы без зазоров величина $A_1 (K\delta)$ в каждой упругой связи зависит только от соотношения упруго-массовых параметров линии привода, времени нарастания момента нагрузки и демпфирования (в том числе привода). При появлении зазоров система становится нелинейной, ее реакция M_{max} проявляет непропорциональную зависимость от величины момента статической нагрузки $M_{ст}$, которая учитывается коэффициентом A_2 .

Случайные в общем случае изменения величины открытой части зазора вызывают большой разброс уровня максимальной нагрузки в переходном режиме, что представляет основную трудность при анализе закономерностей изменения сигналов от параметров ТСО. Случайные изменения времени нарастания нагрузки (за счет формы передней кромки) и состояние зазоров к моменту захвата приводит к необходимости статистического подхода при анализе реакции системы. Для приближения к реальным условиям работы стана при моделировании использовано наложение на момент нагрузки (суммирование) случайного сигнала (белого шума), равномерно распределенного в широкой полосе частот. Соотношение уровня шума к основной нагрузке берется в пределах 5%, что соответствует для клетки дуо уровню на экспериментальных осциллограммах.

Функция плотности вероятностей $P(M_{ст})$ случайной величины входной нагрузки $M_{ст}$ на валках имеет нормальный закон распределения. Среднее значение $M_{ст}^*$ переменной $M_{ст}$ и среднеквадратичное отклонение $\sigma_{M_{ст}}$ определяется по данным обработки статической токовой нагрузки на достаточно представительной выборке.

Среднее значение M_{max}^* выходной переменной определяется по известной формуле:

$$M_{max}^* = \int_{-\infty}^{\infty} M_{ст} \cdot P(M_{ст}) \cdot dM_{ст} \quad (2)$$

$$\text{где } P(M_{ст}) = \frac{1}{\sigma_{M_{ст}} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{M_{ст}^* - M_{ст}}{2 \cdot \sigma_{M_{ст}}^2}} - \text{функция нормального закона}$$

распределения плотности вероятностей входной нагрузки $M_{ст}$ (для

простоты выводов взята центрированная переменная M_{cm} с нулевым средним значением, что не влияет на общность результата).

Подставляя в (2) вместо M_{max} его значение из (1) и интегрируя по M_{cm} от 0 до ∞ , получим

$$M_{max}^* = \int_0^{\infty} (A_0 + A_1 M_{cm} + A_2 M_{cm}^2) \frac{1}{\sigma_{M_{cm}} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{M_{cm}^2}{2 \cdot \sigma_{M_{cm}}^2}} dM_{cm} = \quad (3)$$

$$= A_0 + A_2 \cdot \sigma_{M_{cm}}^2$$

Анализ формулы (3) показывает, что среднее значение M_{max} нелинейной системы линейно зависит от дисперсии $\sigma_{M_{cm}}^2$ входной нагрузки M_{cm} . Аналогично можно показать, что и дисперсия $\sigma_{M_{max}}$ также зависит от дисперсии входной нагрузки $\sigma_{M_{cm}}$ по формуле:

$$\sigma_{M_{max}} = A_1 \sigma_{M_{cm}} + 2 A_2 \sigma_{M_{cm}}^2 \quad (4)$$

Зависимость от параметров прокатки.

Технологические изменения режима прокатки при захвате–выбросе приближенно могут быть сведены к изменению двух параметров момента статической нагрузки: времени нарастания, величине статического момента прокатки. Форма кривой нарастания момента нагрузки принята монотонно возрастающей функцией без колебаний (устойчивый захват без проскальзывания валков). Для описания формы кривой нарастания момента нагрузки принимается экспоненциальная зависимость от времени захвата. При близких значениях жесткости полосы в очаге и упругой системы клетки получается кривая нарастания момента прокатки с превышением статического значения (горбом) [5].

Для расчета изменения статического момента нагрузки по амплитуде и времени нарастания от технологических параметров (температура, толщина, ширина, обжатие) использованы известные формулы теории прокатки.

Зависимость от времени нарастания нагрузки.

В реальных условиях нагрузка прикладывается не ступенчато (мгновенно), а за время заполнения очага деформации металлом. На рис.4 приведены расчетные зависимости нагрузки по линии привода клетки дуо от времени нарастания момента прокатки. Левая граница графиков соответствует мгновенному захвату.

Правый график по оси абсцисс размечен по частоте (два полупериода) нарастания нагрузки. По результатам моделирования можно сказать, что Kd при совпадении времени захвата с полупериодом собственных частот

линии привода существенных изменений не имеет, в отличие от двухмассовой системы.

Согласно статистике по обжатиям и скорости в черновой группе НТЛС 1680, время захвата составляет: в клетки дуо – 0.13 с, №1 – 0.14 с, №2 – 0.12 с, №3 – 0.06 с, №4 – 0.03 с. Эти значения соответствуют правой границе графиков. В среднем из-за увеличения времени захвата по клетям максимальные нагрузки в два раза меньше, чем при ступенчатом воздействии.

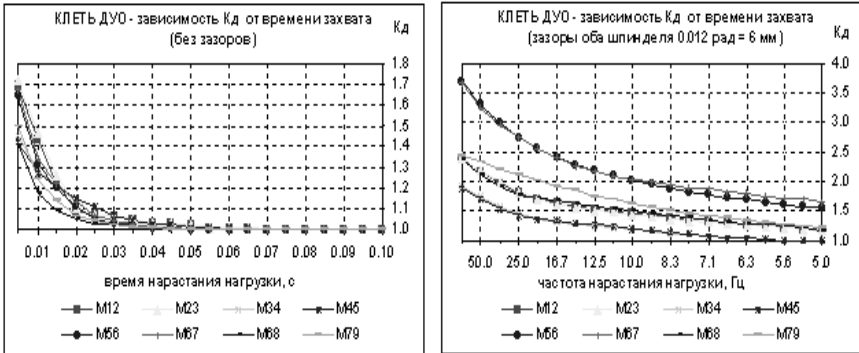


Рис. 4 – Зависимость перегрузки (Кд) по линии привода от времени захвата.

Зазоры могут быть диагностированы путем измерения интервала времени (периода) между первыми пиками вибрации на собственной частоте колебаний крутильной системы в упругой связи. При известной (расчетной) собственной частоте, разница (или отношение) периодов колебаний при отсутствии зазоров и при их наличии (раскрытии) определяет их величину в предыдущей от валков упругой связи. Дополнительным диагностическим признаком служит соотношение амплитуды первого и второго пика. В линейных системах первый пик, как правило, больше второго, если нет чрезмерной модуляции при биениях.

При раскрытии зазоров в предыдущих (от валков) упругих связях появляются характерные колебания (обведено на рис.5 кружком). Расчеты на модели позволяют идентифицировать величину зазора в недоступной для измерения упругой связи (зацеплении редуктора). Раскрытие зазора в зацеплении редуктора аналогично небольшому ступенчатому возмущению по моменту на входном валу редуктора, в результате которого на кривой момента моторного вала появляется характерный диагностический признак малого пика. На рис. 6–7 представлены графики переходных процессов для клетки №4.

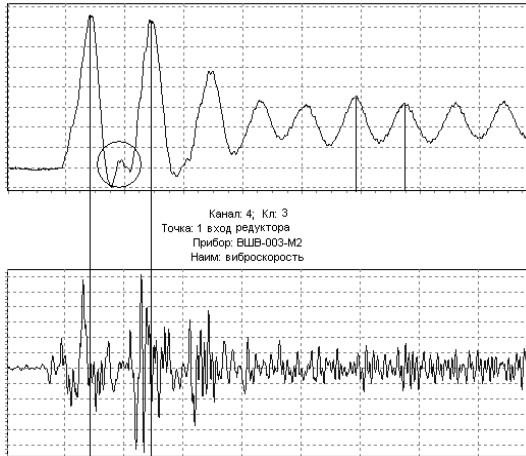


Рис. 5 – Определение периода колебаний вибрации при раскрытии зазора в крутильной системе линии привода клетки №3.

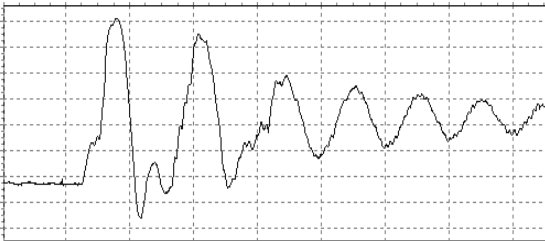


Рис.6. Момент сил упругости на моторном валу клетки №4

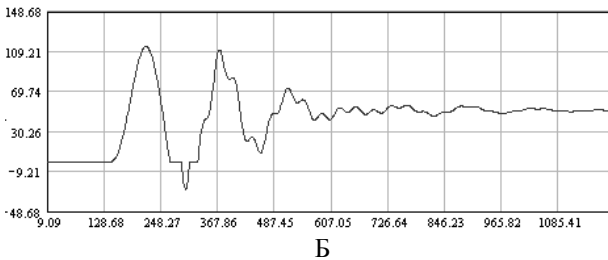
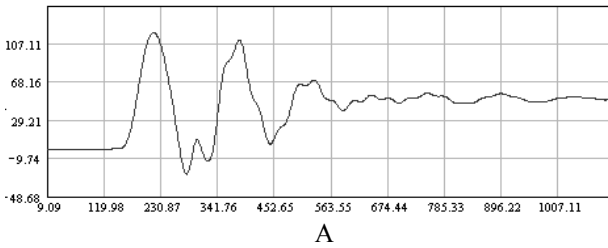


Рис.7. Расчетные моменты (тс м) в клетки №4: А – на моторном валу, Б – в зацеплении редуктора.

Экспериментальными исследованиями установлена прямая зависимость между уровнем Kd – перегрузкой по крутильной нагрузке на валу и A_{max} – размахом колебаний виброскорости на опоре редуктора, что позволяет проводить мониторинг крутильной нагрузки по сигналам вибрации в линии привода. На рис. 8 представлены графики зависимости уровня ударных нагрузок (вибрации) в линии привода и крутящих моментов при разном ускорении привода клетки №4 перед захватом, которое обуславливает степень закрытия зазоров (до 1.21 об/с²).

Современные образцы стандартной аппаратуры для измерения вибрации имеют встроенную функцию вычисления пик-фактора сигнала, который при измерении на интервале времени захвата будет определять Kd с поправочным коэффициентом.

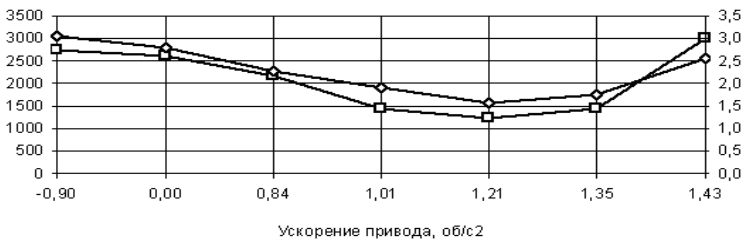


Рис. 8 – Динамические нагрузки в линии привода клетки №4 при захвате с разным ускорением

Измерение и сравнение переходного процесса при захвате и выбросе металла валками позволяет определять степень влияния зазоров. Реакция линейной системы на положительное ступенчатое воздействие (захват) и отрицательное такой же амплитуды (выброс) абсолютно идентична. При наличии открытых зазоров захват в самой клетки отличается от реакции при захвате в последующей клетки, когда линия привода находится под нагрузкой, как показано на рис.9, что используется в качестве диагностического признака. Возможна также регистрация и анализ колебаний при импульсном воздействии на линию привода от ударов раската по рольгангу.

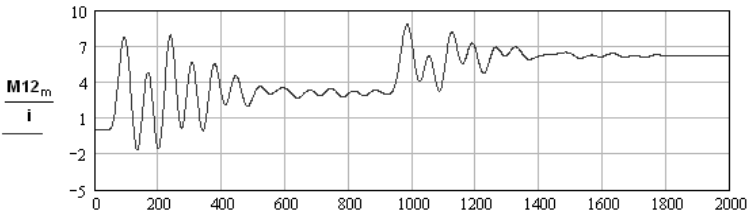


Рис. 9 – Изменение вида переходного процесса при обычном захвате в клетке с открытыми зазорами и захвате в последующей клетке при закрытых зазорах.

Известны исследования по анализу декремента колебаний (добротности) на подушках валковых узлов и станине чистовых клетей стана 2500 горячей прокатки Магнитогорского комбината. Сообщается, что установлена взаимосвязь износа валковых узлов и проемов станины с величиной добротности по основной частоте колебаний. На данном этапе исследований проводится опробование этого способа по декременту колебаний вибрации и момента в крутильной системе линии привода и сопоставление с техническим состоянием оборудования.

Выводы.

1. Диагностика зазоров в переходных режимах требует учета большого числа конструктивных и технологических факторов, влияющих на их поведение. Для этого необходимо использовать компьютерные системы для регистрации не только сигналов, но и технического состояния, режима работы и настроек оборудования в момент проведения измерений.

2. Статистический подход при обработке данных измерений нагрузки и вибрации позволяет получить интегральные оценки общего состояния зазоров к моменту захвата (их открытой части).

3. Для дальнейшего углубления диагностики (по месту и величине общего износа) необходимо по данным натурных измерений вибрации и расчетов на модели получить функциональную зависимость открытой части зазоров и общего износа при одновременной регистрации технического состояния и режима работы оборудования.

1. *Кожевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев: Наук. Думка, 1986. – 288 с.
2. *Исследование и разработка систем вибродиагностики прокатного оборудования / В.В. Веренев, В.И. Большаков, П.В. Крот //* Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии. Сб. научных трудов. – Вып. 5.–К.Наукова думка, 2002.– С.367–373.
3. *Диагностика прокатных станов на основе динамических моделей. / П.В. Крот, В.В. Коренной, К.В. Соловьев и др. //* Сб. научных трудов НГУ №19, том 5 – Дн–ск: Национальный горный университет, 2004. – С.63–71.
4. *Система мониторинга механических нагрузок стана горячей прокатки 1680 по токовым нагрузкам электроприводов./ П.В. Крот, К.В. Соловьев, В.В. Коренной и др. //* Сб. научных тр. НГУ №19, том 5 – Днепропетровск: Национальный горный университет, 2004. – С. 71–76.
5. *Большаков В.И.* Момент, действующий на валки при захвате листов. // Сб. МЧМ СССР «Листопрокатное производство». Вып. 1. М.:Металлургия, 1972. – С. 109–112.

Статья рекомендована к печати д.т.н. С.М.Жучковым