

**В.В.Коренной, А.П.Даличук, В.В.Веренев**

**ВЛИЯНИЕ УГЛОВЫХ ЗАЗОРОВ В ЛИНИИ ПРИВОДА ПРОКАТНОЙ  
КЛЕТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ НАГРУЗКИ ПРИ ИЗМЕНЕНИИ  
КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ.**

Показана степень влияния зазоров на динамические нагрузки в линии привода прокатной клетки, их долевое участие на коэффициент динамичности на различных участках линии привода. Приведен пример расчета при вариации упругих свойств линии привода в широком диапазоне.

**Состояние вопроса и постановка задачи.** В работах [1,2,3] дано математическое описание влияния угловых зазоров на переходные процессы и динамические нагрузки в упругих связях линии главного привода прокатной клетки в период захвата полосы валками. В работах [4–6] показано, что угловые зазоры формируются как на шпиндельном участке (сочленение валок–шпиндель), так и на моторном участке (в зубчатых зацеплениях муфт и шестерни с колесом редуктора). Общеизвестна качественная сторона влияния зазоров: чем они больше, тем больше динамические нагрузки. В связи с этим принято считать, что данный вопрос достаточно полно исследован.

Данные многочисленных промышленных измерений вибродинамических процессов в клетях широкополосных станов, выполненных сотрудниками ИЧМ НАН Украины в течение последнего десятилетия, свидетельствуют об определенной специфике проявления зазоров в характере протекания переходных процессов на моторном и шпиндельном участках. В этой связи в [7] рассмотрен вопрос идентификации динамической модели главной линии в части учета угловых зазоров. Предложены варианты учета (сочетания) зазоров на обоих участках, при которых расчетный вид переходного процесса на моторном валу и шпинделях совпадает с измеренным.

Модернизация прокатных клеток часто состоит в замене электродвигателей, шпинделей, редукторов, валков, промежуточных валов, в установке предохранительных устройств и др. Это влечет за собой изменение жесткости линии привода в целом и соотношения жесткостей участков двигатель–редуктор  $C_{12}$  и редуктор–прокатная клеть  $C_{23}$ . При этом не обращается внимание на то, как изменятся переходные процессы на участках и динамические нагрузки при наличии угловых зазоров.

Цель данной статьи состоит в исследовании влияния угловых зазоров в упругих связях линии привода при изменении жесткости участков. Также ставится задача установить, имеется ли рациональное соотношение жесткостей, при котором влияние зазоров на динамические нагрузки существенно уменьшается.

**Исходные положения.** В основу исследования положим трехмассовую динамическую модель линии главного привода, в который основные моменты инерции соответствуют электродвигателю  $Q1$ , редуктору  $Q2$  и валковой системе клетки  $Q3$ . Уравнения движения подобной системы даны, например, в [3]. Для всех вариантов расчетов примем единый (линейный) закон нагружения валковой системы моментом сил технологического сопротивления. Скорость прокатки, обжатие и статический момент также постоянны, учет зазоров в упругих связях примем согласно модели, приведенной на рис.1. Здесь  $b_L$  – люфт, т.е. максимально возможный зазор,  $b$  – размыкающаяся часть люфта представляет собой составляющую «переднего» зазора (собственно угловой зазор), которая непосредственно влияет на динамические нагрузки. Часть люфта ( $b_L - b$ ) назовем величиной «тыльного» зазора.

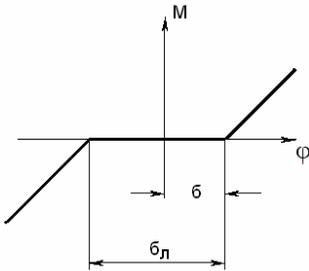


Рис.1. Модель учета зазора в упругой связи.

Этот зазор проявляет влияние на динамику в случае обратной закрутки упругой связи, о чем будет сказано позже. Для сравнительного анализа воспользуемся коэффициентом динамичности на моторном K12 и шпindelном K23 участках.

В качестве исходных примем упруго-массовые параметры линии привода черновой клетки №4 стана 1700:  $Q1=112,7 \cdot 10^4$  кг·м<sup>2</sup>,  $Q2=16,19 \cdot 10^4$  кг·м<sup>2</sup>,  $Q3=0,547 \cdot 10^4$  кг·м<sup>2</sup>,  $C12=293,3 \cdot 10^4$  кН·м/рад,  $C23=10,37 \cdot 10^4$  кН·м/рад. Для этой системы собственные частоты равны  $\beta_1=20,5$  Гц,  $\beta_2=24,4$  Гц, фактическое отношение частот  $n_\phi=\beta_2/\beta_1=1,19$  и жесткостей  $m_\phi=C12/C23=28,3$ ,  $K12_\phi=4,52$ ,  $K23_\phi=1,85$ . Величину люфта и зазора на участках, приведенных к валкам, примем следующими:  $b_{12L}=0,002$  рад,  $b_{12}=0,001$ ;  $b_{23L}=0,02$  рад,  $b_{23}=0,01$  рад, что соответствует значениям, обусловленным износом сочленений. Для этих значений  $b_L$  и  $b$  расчетные коэффициенты динамичности согласно данным моделирования путем решения системы дифференциальных уравнений составляют  $K12=2,79$ ,  $K23=2,04$  (при нулевых зазорах  $K12=1,66$ ,  $K23=1,26$ ).

**Метод решения задачи.** На рис.2 приведена расчетная зависимость коэффициента динамичности на моторном участке K12 (без учета зазоров) и отношения частот  $n$  от отношения жесткостей  $m$  [8]. Коэффициент K12 рассчитан по аналитической зависимости при условии мгновенного захвата полосы (скачкообразное нагружение) и без учета затухания, поэтому его значения завышены. Кроме того, в этой трактовке он не зависит от того, жесткость какого участка изменяется  $C12$  или  $C23$ , а только от их отношения  $m$ . Коэффициент K23 от  $m$  не зависит, а только от  $C23$ . Точка  $m_3$  соответствует наилучшему отношению жесткостей:  $K12=K12_{max}$ ,  $n=n_{min}$

[8]. В общем случае фактическое отношение  $m_{\text{ф}}$  может лежать правее (левее) точки  $m_{\text{э}}$ , либо совпадать с ней. В нашем случае  $m_{\text{э}} = 26,7$ .

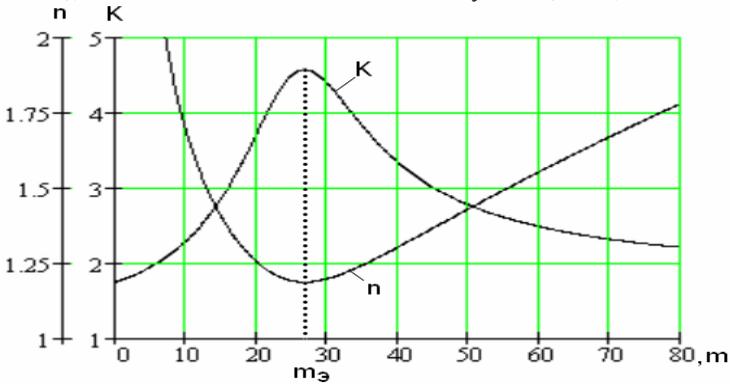


Рис.2. Зависимость коэффициента динамичности  $K$  на участке двигатель–редуктор и отношения собственных частот  $n$  от отношения жесткостей  $m=C12/C23$ .

Уменьшить динамику линии привода за счет конструктивных изменений можно следующими путями: уменьшить жесткость моторного участка  $C12$  ( $C23=\text{const}$ ) или увеличить жесткость шпиндельного участка  $C23$  ( $C12=\text{const}$ ); увеличить  $C12$  или уменьшить  $C23$ ; путем совместного разнонаправленного изменения  $C12$  и  $C23$ .

Очевидно, что осуществляя указанные переходы, влияние зазоров в каждом варианте будет различным: в одних уменьшаться, в других увеличиваться.

**Анализ результатов.** Компьютерное моделирование вариантов выполнили путем вариации жесткостей в большом диапазоне при постоянной функции возмущения на валках (рис.3). Предварительно отметим, что зазор  $b_{23}$  на шпиндельном участке влияет на динамику переходного процесса и коэффициент динамичности как на шпиндельном, так и на моторном участках. Зазор  $b_{12}$  на моторном участке влияет только на динамику этого участка. Поэтому рассмотрим раздельно влияние постоянных зазоров  $b_{12}$  и  $b_{23}$ .

Учет зазора в шпиндельном сочленении.

Зависимости  $K12(m)$  при  $b_{23}=\text{const}$  и вариации жесткости одного из участков, также как и  $K12(m)$  без учета зазоров, имеют экстремум, который смещен относительно базового значения  $m_{\text{э}}^0$ .

Наличие экстремумов на отмеченных кривых и некоторое их смещение относительно базового значения  $m_{\text{э}}^0$  указывает на то, что имеется такое неблагоприятное отношение жесткостей, при котором влияние зазоров в шпиндельном сочленении на динамику моторного участка существенно увеличивается.

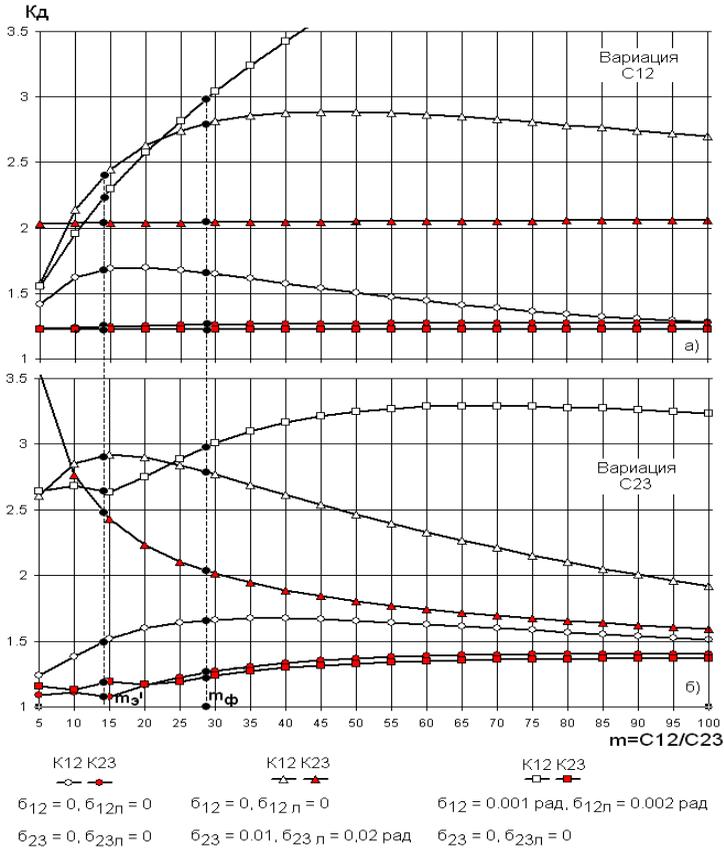


Рис.3. Зависимость коэффициентов динамичности  $K_{12}$  и  $K_{23}$  от отношения жесткостей  $m=C_{12}/C_{23}$  при раздельной их вариации: а)  $C_{12}(var)$ , б)  $C_{23}(var)$ .  $K_{12}$  и  $K_{23}$  путем решения системы уравнений с учетом и без учета зазора.

Увеличение или уменьшение одной из жесткостей относительно экстремальной точки ведет к разному по интенсивности снижению  $K_{12}$ . Уменьшение  $C_{12}$  ведет к более быстрому спуску  $K_{12}$  влево и практически не влияет на коэффициент динамичности шпиндельного участка. Одновременно с этим уменьшается влияние на  $K_{12}$  зазора  $b_{23}$  (рис. 3а). Увеличение  $C_{12}$  ведет к медленному спуску по правой ветви кривой  $K_{12}(m, C_{12}(var))$ .

Увеличение или уменьшение жесткости шпиндельного участка относительно точки  $m_3^1$  ведет примерно к равному по интенсивности уменьшению  $K_{12}(m, C_{23}(var))$ . Причем движение по правой ветви этой кривой более эффективно, чем по кривой  $K_{12}(m, C_{12}(var))$  (рис. 3б). Вариация жесткости  $C_{23}$  ведет к существенному изменению коэффициента дина-

мичности на шпиндельном участке  $K23$ . При увеличении  $C23$  относительно точки  $m_{\Sigma}^1$   $K23$  резко увеличивается, а при уменьшении – снижается. Это согласуется с известной закономерностью: чем меньше жесткость, тем меньшее влияние на коэффициент динамичности оказывают зазоры.

Анализ зависимостей на рис 3 позволяет сделать, на первый взгляд, тривиальный вывод: при наличии угловых зазоров в шпиндельном сочленении наиболее эффективным является уменьшение жесткости моторного и/или шпиндельного участка. Однако наличие экстремумов кривых  $K12$  и их смещение относительно точки  $m_{\Sigma}$  указывает на то, что не обоснованное выполнение без соответствующего анализа этой весьма общей рекомендации может привести к ухудшению динамических свойств главной линии и увеличению динамических нагрузок на моторном участке. В качестве примера можно привести случаи из практики, когда усиление шпинделей осуществляют путем увеличения диаметра их тела. В этом случае если новое значение  $m_{\Phi} > m_{\Sigma}$ , то данное мероприятие однозначно ведет к ухудшению динамики, т.к. при подобном изменении диаметра произойдет смещение  $K12$  и  $K23$  влево от  $m_{\Phi}$ . При  $m_{\Phi} < m_{\Sigma}$   $K12$  уменьшится, в то же время  $K23$  увеличится.

Если, например, жесткость  $C12$  уменьшить в 1,5 раза, а  $C23$  в 1,5 раза увеличить, то система перейдет в точку  $m=12,6$ . Однако в этом случае необходимо построение новых кривых с указанием на то, насколько изменили обе жесткости. В данном случае для такого же зазора  $b_{23}$  путем моделирования получили  $K12=2,59$ ,  $K23=2,27$ . Противоположное мероприятие с коэффициентом 1,5 переводит систему в точку  $m=63,6$  с  $K12=2,54$ ,  $K23=1,87$ . Как видим, и при одновременном разнонаправленном изменении жесткостей  $C12$  и  $C23$  также получаются разные результаты в части изменения динамики, которые заранее предсказать невозможно.

Таким образом, приведенные примеры показывают, что при наличии зазоров в шпиндельном сочленении возможны варианты конструктивных изменений, при которых динамика обоих участков может существенно ухудшиться или улучшиться. С целью определения правильного направления изменения конструктивных параметров необходимо выполнить тщательное динамическое исследование (моделирование) линии главного привода с учетом зазоров.

Учет зазора на моторном участке.

Рассмотрим зависимость для  $K12$  с учетом углового зазора  $b_{12}$  в упругой связи на моторном участке. Для уменьшения влияния зазора  $b_{12}$ , как следует из графика поведения кривой  $K12(m)$  (рис.3,а), необходимо уменьшать жесткость участка двигатель–редуктор. Увеличение  $C12$  ведет к существенному увеличению влияния зазора  $b_{12}$  на  $K12$ . При номинальных параметрах системы, т.е. для точки  $m_{\Phi} = 28,3$ , наличие собственно зазора  $b_{12}$  увеличивает коэффициент  $K12$  с 1,66 до 2,79.

Вариация жесткостью шпиндельного участка оказывает специфическое влияние на  $K12(m, C23(var), b12 \neq 0)$ . При существенном увеличении

или уменьшении  $C_{23}$  (уменьшение или увеличение  $m$ )  $K_{12}$  стремится к постоянной величине: слева от точки  $m_{\Phi}$   $K_{12}$  соответствует двухмассовой системе с массами  $Q_1$  и  $(Q_2+Q_3)$  и жесткостью  $C_{12}$ , справа двухмассовой системе  $Q_1$  и  $Q_2$  с жесткостью  $C_{12}$  (с учетом зазора  $b_{12}$ ).

Здесь следует отметить, что при слишком большом увеличении жесткостей связанность парциальных систем ( $Q_1, C_{12}, Q_2$  и  $Q_2, C_{23}, Q_3$ ) становится незначительной. Собственные частоты  $\beta_1$  и  $\beta_2$  трехмассовой системы приближаются к соответствующим парциальным частотам. Исходная система распадается на две независимые в динамическом отношении. Однако при наличии большой жесткости между двумя массами угловой зазор необходимо рассматривать не как в упругой связи, а как зазор между массами. В этом случае следует применять другую модель описания зазора, например, как это рекомендовано в работе [1]. Однако этот вопрос требует специального исследования, включая определение условий перехода от модели учета зазора в упругой связи к модели учета зазора между массами.

Принятые пределы изменения жесткостей возможны на этапе проектирования новых станов. Учет результатов исследования позволяет построить линию привода с наименьшей чувствительностью к влиянию угловых зазоров. Для действующих станов возможности конструктивных изменений существенно ограничены. Здесь изменяя параметры системы необходимо просчитывать варианты не только исходя из прочностных условий по статике, но и оценивать влияние зазоров прежде всего с тем, чтобы не ухудшить динамику линии привода.

**Выводы.** Влияние постоянных зазоров в упругих связях на коэффициенты динамичности и динамические нагрузки в линии привода прокатной клетки зависит от жесткости участков. Определены закономерности изменения коэффициента динамичности на моторном и шпindelном участках при вариации их жесткостью. Установлено, что имеется определенное соотношение жесткостей моторного и шпindelного участков, при котором влияние зазоров на динамические нагрузки максимальное. В то же время возможны сочетания жесткостей, обеспечивающие существенное уменьшение влияния зазоров на динамику. В связи с этим при конструктивных изменениях в главных линиях прокатных клеток, влияющих на жесткость участков, необходимо выполнять динамические исследования и анализ в соответствии с предложенным методом. Высказано предположение, что при существенном увеличении жесткости одного из участков от модели учета влияния углового зазора в упругой связи следует перейти к модели учета зазора между массами.

1. *Кожевников С.Н.* Динамика машин с упругими звеньями. – Киев: Изд-во АН УССР, 1961.–160с.
2. *Большаков В.И.* Уравнения движения и электронное моделирование механических систем с зазорами и упругими связями // В сб. «Модернизация и автоматизация оборудования прокатных станов». –М.: Metallurgia, 1967. – С.209–215.
3. *Опыт* исследования динамики главных приводов прокатных станов с учетом упругих связей и зазоров/ С.Н.Кожевников, П.Я.Скичко, А.Н.Ленский и др. // Динамика металлургических машин. Сб. статей ИЧМ. – Т.XXXI. – М.: Metallurgia. – 1969.–С.5–13.
4. *Динамика* процессов прокатки./ С.Л.Коцарь, В.А.Третяков, А.Н.Цупров и др.. –М.: Metallurgia.– 1997. –256 с.
5. *Исследование* формирования угловых зазоров в шпиндельном соединении прокатного стана / А.А.Восканьянц, С.Д.Гарцман, А.А.Филатов и др. // Сб. научн. тр. «Машины и агрегаты металлургического производства». – М.: ВНИИМетмаш. – 1984. – С.140–148.
6. *Вернев В.В., Большаков В.И.* Особенности проявления зазоров в главных линиях прокатных станов. Сб. Защита мет-х машин от поломок. – Вып.4. – Мариуполь. – 1999.– С. 29–36.
7. *Большаков В.И., Вернев В.В.* Особенности идентификации динамической модели главного привода листопркатного стана // Сб. «Защита металлургических машин от поломок».– Мариуполь.– 1998. – Вып. 3. – С.30–34.
8. *Вернев В.В.* Инженерная методика выбора оптимальных конструктивных параметров линии привода прокатного стана // Сб. науч. тр. Национальной горной академии.– г.Днепропетровск.– 2002. –№13. –Т.3. – С.9–12.

*Статья рекомендована к печати чл.–корр.НАН Украины  
В.И.Большаковым*