

УДК 621. 9

В. Ю. Новиков, к.т.н., проф., МГТУ «Станкин», **М.Ф. Керимжанова**, к.т.н., доц., Казахский национальный технический университет им. К.И. Сатпаева, г. Алматы

Исследование динамики и диагностирование механизмов линейного и углового позиционирования гидрокopировальных полуавтоматов

В статье рассматриваются вопросы динамики механизмов линейного и углового позиционирования гидрокopировальных полуавтоматов. Даются рекомендации по обеспечению качественной работы этих механизмов.

Ключевые слова: динамика, перемещение, угловые, линейные, гидромеханизм, позиционирование, полуавтомат.

V. Yu. Novikov, M. F. Kerimzhanova

Analysis of Dynamics and Diagnostics of Linear and Angular Positioning Mechanisms in Hydraulic Half-Automatic Copying Machines

The article discusses aspects of dynamics of linear and angular positioning mechanisms used in hydraulic half-automatic copying machines. Proposals are provided for maintenance of flawless operation of these mechanisms.

Keywords: dynamics, motion, angular, linear, hydraulic mechanism, positioning, half-automatic machine.

К механизмам линейного позиционирования гидрокopировальных полуавтоматов относится механизм привода каретки продольной подачи копировального суппорта, состоящий из гидродвигателя, редуктора, упругой муфты, ходового винта, гайки и каретки продольной подачи. Основным критерием работоспособности этого механизма является равномерность перемещения конечного звена — каретки продольной подачи массой 700 кг. Равномерность перемещения каретки в значительной мере влияет на точность линейного позиционирования, которое осуществляется у каретки гидрокopировального полуавтомата либо с помощью жесткого упора, либо с помощью копира.

Экспериментально установлено, что разброс конечных положений каретки при ее остановке или реверсировании равен 2,4 мкм. В свою очередь неравномерность перемещения, определяемая как отношение разности максимальной и минимальной скоростей к средней величине скорости, зависит от целого ряда факторов, основными из которых являются жесткость привода, величина зазора в кинематической паре

ходовой винт - гайка и сила трения в направляющих каретки и станины станка.

На основании результатов, полученных при натуральных экспериментах и при исследовании модели привода на вычислительных машинах, построены зависимости и определены закономерности перемещения от величины подачи каретки (рис. 1).

Выявлена также зона работоспособности данного механизма. по такому критерию, как равномерность перемещения (зона работоспособности ограничена на рисунке пунктирной линией для модели 1Б732 и кривой 2 для модели 1Б732Ф3). Здесь кривые соответствуют неравномерности перемещения каретки гидрокопировального полуавтомата с парой ходовой винт — гайка качения.

Кривая 3 построена по результатам, полученным при анализе привода продольной каретки копировального суппорта на аналоговой вычислительной машине. При исследовании динамики привода продольной каретки копировального суппорта на аналоговой вычислительной машине предоставляется возможность изменять его параметры в широких пределах, а также исследовать отдельные элементы цикла станка при различных продольных подачах каретки.

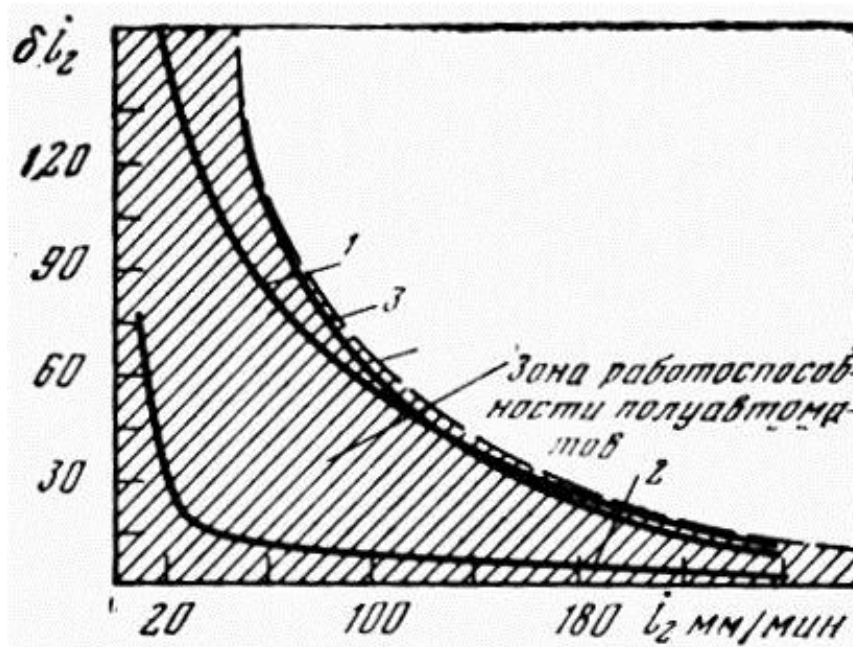


Рис. 1. Зависимость неравномерности перемещений каретки от величины ее подачи:

1 — станок 1Б732, 2 — станок 1Б732Ф3, 3 — модель

При работе механизма как на холостом ходу, так и под нагрузкой сказываются различные дефекты некачественного изготовления сборки и регулировки, а также возникающие в результате эксплуатации чрезмерная затяжка клиньев продольной каретки, несоосность опор ходового винта, искривление ходового винта, несоосность опор ходового винта и гайки, радиальное биение ходового винта, недостаточная смазка направляющих, недостаточный или чрезмерный зазор в механизме регулировки натяга гайки.

Такие дефекты при работе привода каретки продольной подачи копировального суппорта проявляются в виде следующих основных признаков: неравномерность перемещения каретки, наличие повышенных и знакопеременных динамических нагрузок на ведущие и ведомые звенья, повышенное усилие перемещения ведомого звена на холостом ходу.

При анализе работы механизма влияние отдельных дефектов на его работоспособность определялось с помощью либо аналогового моделирования, либо натуральных экспериментальных исследований.

С помощью аналогового моделирования решались вопросы повышения работоспособности привода и, в частности, пути повышения равномерности перемещения ведомого звена, исследование взаимодействия ведущей и ведомой масс при наличии зазора, а также влияние зазора на динамические нагрузки, возникающие в приводе.

Большое влияние на динамические нагрузки оказывает величина осевого зазора в кинематической паре ходовой винт — гайка. При отсутствии зазора или при его малой величине имеют место знакопеременные нагрузки на боковых поверхностях ходового винта и гайки и их упругие деформации. При работе беззазорной кинематической пары с угловой скоростью 332 рад/мин осевая сила изменяется скачкообразно и достигает величины от — 187 до 471 кгс, что может привести к повреждению рабочих поверхностей кинематической пары.

При работе кинематической пары с осевым зазором 0,015 мм влияние знакопеременной нагрузки не проявляется. При этом «отрицательная скорость» отсутствует из-за трения в зазоре и удара витков гайки о противоположную поверхность витков ходового винта не происходит. Однако и в этом случае скорость изменяется скачкообразно и нагрузки на ходовом винте достигают 470 кг. При дальнейшем увеличении зазора в кинематической паре ходовой винт — гайка возникают колебания скорости ведомой массы, особенно при ее разгоне на участке быстрого подвода.

Для определения дефектов изготовления и монтажа кинематической пары целесообразно применять динамический способ контроля, основанный на изменении крутящих моментов на ходовом винте.

Запись осциллограмм крутящего момента осуществляется с помощью съемного преобразователя крутящего момента, устанавливаемого на шейке

ходового винта в непосредственной близости от привода каретки продольной подачи. Оценка качества кинематической пары производится путем сравнения полученной осциллограммы с эталонной, а тип дефекта и способ его устранения определяются по динамограммам дефектов и дефектным картам.

В результате анализа статистических данных, накопленных в результате комплексных исследований механизма привода, представляется возможность расшифровки кривых регистрируемых параметров и построения эталонных осциллограмм. Кроме того, экспериментально определяют величины этих параметров у большого числа станков одной модели после их сборки, регулировки и обкатки. Эталонную осциллограмму выбранного параметра для каждой модели станка получают путем статистической обработки записей этого параметра у станка, изготовленного, отрегулированного и приработанного в соответствии с техническими условиями, и сравнивают полученную кривую с расчетными данными.

Исследования привода у новых, неотрегулированных станков непосредственно на сборочном участке показали, что основные отклонения кривых крутящего момента от эталонной осциллограммы связаны с несоосностью опор ходового винта, допущенной при монтаже, с несоосностью ходового винта и гайки, а также с искривлением ходового винта.

В результате сопоставления эталонной осциллограммы с типовыми динамограммами дефектов составляются дефектные карты, которые представляют собой перечень возможных дефектов узлов и механизмов, причин их возникновения и способов устранения.

Список литературы

1. **Вейц В.Л.** Вопросы динамики следование на ЭВМ динамики машинных агрегатов. М. — Л. —Машиностроение.—1994г.
2. **Проектирование** металлорежущих станков и станочных комплексов. Справочник-учебник в трёх томах под ред. А.С. Пронникова. М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, ФГБОУ ВПО МГТУ «Станкин». —2000.