

Синтез автоколебательной системы проводили аналитическим методом, основанно на гармонической линеаризации нелинейного элемента. В результате решения задачи синтеза построены номограммы, связывающие параметры режима автоколебаний: амплитуды и частоты с параметрами линейной части системы и параметрами нелинейного элемента.

Для оценки эффективности стабилизации процесса МЭУ проводились лабораторные испытания на машине трения СМТ-1 трением скольжения образцов по схеме "диск-колодка" в масляной среде содержащей абразив. Упрочнение образцов из сталей 20, 45 и 65Г проводилось ферропорошком марки ФБ-17 (ГОСТ 14848-69) с дисперсностью частиц 0,2-0,4 мкм на лабораторной установке. Часть образцов упрочнялась с использованием блока стабилизации, а часть без него. В качестве эталона использовались диски из стали ШХ 15 с НРС 62 ... 65.

Исследованиями установлено, что износостойкость дисков после МЭУ повышается в 2-3 раза по сравнению с закаленными, причем наибольшую износостойкость имеют образцы из сталей 65Г, 45. МЭУ со стабилизацией процесса повышает износостойкость образцов, по сравнению с МЭУ без стабилизации на 20-30% для всех марок сталей. Причем, износостойкость образцов из стали 45, упрочненных с применением стабилизации процесса несколько выше износостойкости образцов из стали 65Г, упрочненных без стабилизации. Что дает основание рекомендовать применение МЭУ со стабилизацией процесса для изготовления быстроизнашивающихся деталей машин из более дешевых сталей.

Треугольные зубчатые направляющие контактных уплотнений

**М.В.Голуб, А.Н.Неделькин, Ф.М.Сенюкович,
Ю.А.Хоронжевский, И.А.Мирошниченко**

Винтовые направляющие предусматривает конструкция уплотнения по а.с. N 175031 с равномоментным режимом трения и автоматическим регулированием оптимального зазора между контактными кольцами, позволяющая повысить надежность и КПД насоса. При эвольвентной [1] образующей направляющие можно рассматривать как косозубое внутреннее зацепление с разностью чисел зубьев, равной нулю и большими углами наклона зубьев. Однако изготовление таких зацеплений является сложной технологической задачей, особенно для углов наклона зубьев более 35° [2].

При более технологичной прямолинейной образующей направляющие рассматриваем как многозаходную винтовую пару (или как зубчатое

косозубое треугольное соединение) с параметрами, выбираемыми из соотношений: число выступов (зубьев или витков) втулки и вала соответственно

$$a = 0,5 \cos \beta_1 [D_a \cos(\alpha/2) - \sqrt{d_a^2 - D_a^2 \sin^2(\alpha/2)}];$$

$$b = 0,5 \cos \beta_1 [\sqrt{d_b^2 - d_b^2 \sin^2(\beta/2)} - d_b \cos(\beta/2)].$$

где D_a, d_a - диаметры впадин и выступов у втулки, а D_b, d_b - у вала; d_s - средний (делительный) диаметр; β_1 - угол наклона витка (зуба).

Углы впадин втулки α и вала β находим из соотношения

$$\beta = \frac{360^\circ}{z},$$

где z - число выступов вала (впадин втулки).

Диаметры измерительных роликов d_{a_0}, d_{b_0} и размеры по роликам M_{a_0}, M_{b_0} втулки и вала соответственно:

$$d_{a_0} = 2a \operatorname{tg}(\alpha/2); \quad d_{b_0} = 2b \operatorname{tg}(\beta/2);$$

$$M_{a_0} = D_{a_0} - d_{a_0} - \frac{2a}{\cos(\alpha/2)}; \quad M_{b_0} = d_{b_0} + d_{b_0} + \frac{2b}{\cos(\beta/2)}.$$

Условие обеспечения подвижности направляющих в осевом направлении (отсутствие самоторможения винтовой пары или условие самоотвинчивания) для прямолинейной направляющей

$$\operatorname{tg} \beta_1 > f_{\text{в}} + \frac{d_{\text{в}} + f_{\text{в}}}{d_s}; \quad \operatorname{tg} \beta_1 = \tau_s / (\pi d_s),$$

где P_s - ход резьбы, $f_{\text{в}} = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}$ - приведенный коэффициент трения в направляющих треугольного профиля ($f_{\text{в}} = 0,16 \dots 0,25$ при смазке); $d_{\text{в}}$ - средний диаметр опорной торцевой поверхности уплотнения; $f_{\text{с}}$ - коэффициент трения на опорной торцевой поверхности уплотнения ($f_{\text{с}} = 0,1 \dots 0,4$ при смазке). Следует отметить, что при пульсирующей нагрузке с частотой более 1000...1500 колебаний в минуту коэффициенты $f_{\text{в}}$ и $f_{\text{с}}$ снижаются в 4...5 раз.

Для эвольвентной образующей условие самоотвинчивания

$$\operatorname{tg} \beta_1 > f_{\text{в}} + d_{\text{в}} / (m \tau_s); \quad f_{\text{в}} = \frac{f}{\cos \alpha_s},$$

где α_s - угол зацепления; m - модуль.

ЛИТЕРАТУРА

1. Голуб М.В., Неделькин А.Н., Мирошниченко И.А., Косьянчук В.В., Хоронжевский Ю.А. Синтез зубчатых передач внутреннего зацепления с

большими углами наклона зуба и разностью чисел зубьев, равной нулю // Проблемы зубчатых передач в редукторостроении: Тезисы докладов научно-технической конференции. -Харьков, 1993, с.115.

2. Голуб М.В., Неделькин А.Н., Косьянчук В.В., Мирошниченко И.А., Хоронжевский Ю.А. Модернизация зубодолбежки станка для нарезания винтовой пары с большим углом наклона зуба // Ученые и специалисты Беларуси - народному хозяйству: Тезисы докладов научно-технической конференции. -Могилев, 1993, с.282.

Расчет увода сверла при обработке отверстий на стыке двух деталей комплекта плоскозубчатых роликовых пар

А.Н.Неделькин, В.И.Драган

На Гомельском заводе станочных узлов Московского станкостроительного производственного объединения "Красный пролетарий" в промышленное производство механизмов позиционирования (МП) автоматических револьверных головок (АРГ) токарных станков с числовым программным управлением изделий 16К20Т1, 16А20Ф3, 16А20РФ3 внедрены плоскозубчатые роликовые делительные колеса (ПРДК) по А.С.1688990; 1703384. Одно колесо (рис.1) жестко связано с инструментальным диском 1, а колесо 2 (с роликами) - с корпусом АРГ[1,2].

Конструкция ПРДК для АРГ содержит (рис.2) соосно установленное неподвижное 1 и подвижное 2 колеса, на обращенных друг к другу торцевых поверхностях каждого из которых выполнены чередующиеся радиально расположенные выступы и впадины. Причем на колесе 1 каждый выступ 4 ограничен цилиндрической поверхностью 5, а каждая впадина 6 ограничена плоской поверхностью 7, а торцевой поверхности подвижного колеса 2, наоборот, каждый выступ 8 ограничен плоской поверхностью 9, а каждая впадина 10 ограничена цилиндрической поверхностью 11. При этом высота h_1 выступов 4, ограниченных цилиндрической поверхностью 5 на неподвижном колесе 1 превышает высоту h_2 соответствующих им впадин 10, ограниченных цилиндрической поверхностью 11 подвижного колеса 2 на величину $\Delta h = h_1 - h_2$, достаточную для образования гарантированного зазора 12 между выступами 8 колеса 2 и впадинами 6 колеса 1, ограниченного плоскими поверхностями 9,7. Выступы 4 колеса 1 образованы цилиндрическими поверхностями 5 вставных цилиндрических роликов, установленных в пазах, причем ось каждого из роликов смещена относительно оси соответствующего ему паза на величину $\delta = h_1 - h_2$, и находящуюся в пределах $0,1...0,2D_p$, где D_p - диаметр ролика. Обработка отверстий под ролики в