

Рис. 4. Осциллограммы процессов позиционирования

тервале движения ТАР; усилении управляющих сигналов с датчиков и регуляторов; в обеспечении свойства реверсивности системы управления; коммутации статорных обмоток.

Были проведены экспериментальные исследования отдельных блоков рассматриваемой системы управления линейным электроприводом ТАР. Осциллограмма на рис. 4, а иллюстрирует динамический режим отработки заданных (желаемых) переходных процессов на интервалах разгона и торможения. В этом случае формирование движения $x_1(t)$ в соответствии с программой $x_1^0(t)$ обеспечивается регулятором ускорения РУ. Система является астатической первого порядка и в установившемся режиме ошибка позиционирования близка к нулю (значение ее зависит от погрешности ДП). На рис. 4, б изображены осциллограммы, иллюстрирующие работу системы в следящем режиме. Как видно из рис. 4, б, динамическая ошибка отслеживания

произвольного закона изменения $x_1^0(t)$ достаточно мала. И в этом случае заданные динамические свойства всей системы в целом обеспечиваются структурой РУ, построенной согласно уравнениям (5).

Выводы

Рассмотренная система управления позволяет программировать линейное (транспортное) перемещение ТАР на интервалах разгона, торможения и движения с постоянной маршевой скоростью.

Регулятор ускорения РУ, построенный с использованием принципа локализации, обеспечивает воспроизведение желаемых законов позиционирования (например, оптимальных по какому-либо критерию) при действии силовых и параметрических возмущений. Точность установки ТАР в заданное положение и фиксации в нем при этом определяется лишь точностью датчика перемещения.

Рассмотренная система, принципы ее построения могут быть использованы для организации управления линейными электроприводами постоянного тока ТАР с ЛШД различного типа; с подвижным статором (индуктором), с подвижным безобмоточным вторичным элементом, плоскими ЛШД, трубчатыми, гребенчатыми (зубчатыми) и др.

Список литературы

1. Раубичек Е. Применение линейных электродвигателей в приводах промышленных манипуляторов. — «Strojirenstri», 1979, 29, № 3, с. 180—186.
2. Lezulka L. Hybridni linearni pohon. — Elektrotechnicky časopis, 1979, 30, N 3, p. 183—196.
3. Крапивин В. С. К построению реверсивных систем линейного электропривода с заданными динамическими свойствами. — В кн.: межвуз. сб. науч. тр. Автоматизация производственных процессов. Новосибирск, НГУ — НЭТИ, 1978, с. 76—84.
4. Востриков А. С. Управление динамическими объектами. Новосибирск: НЭТИ, 1979.

УДК 621.833.1.001.24

Возможности косоугого эвольвентного зацепления

Д-р техн. наук Э. Б. ВУЛГАКОВ, инж. А. Л. КАПЕЛЕВИЧ

Анализ возможностей цилиндрического эвольвентного зацепления с параллельными осями может быть как связан, так и не связан с исходным (производящим) контуром и его смещением. Первый вариант анализа позволяет с помощью блокирующих контуров определить возможности каждого варианта исходного контура [1].

Однако только второй вариант анализа позволяет определить наиболее общие закономерности эвольвентного зацепления. Этому варианту предшествует новый путь образования эвольвентного зацепления, когда параметры зацепления определяются только свойствами сопряженных зубцов¹ и не зависят от производящего контура. Такой анализ, выполненный для прямозубой передачи, показал, что: в эвольвентном зацеплении при $z_c \rightarrow \infty$ угол зацепления $\alpha_w \rightarrow \frac{\pi}{4}$, коэффициент торцового перекрытия может быть $\varepsilon_\alpha \gg 2,0$, при передаточном числе $u=1$ передача существует, если число зубцов $z_1=5$, а при минимально возможном числе

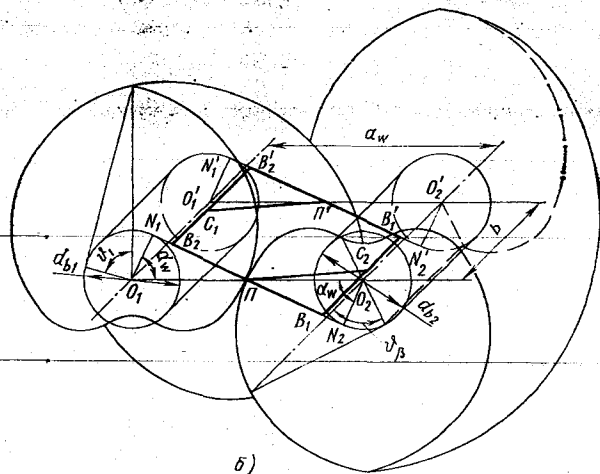
зубцов $z_1=3$ при $u=3,67$, т. е. при $z_2=11$ и т. д. Составлены таблицы [3] предельных параметров эвольвентного зацепления, в которых для каждой пары чисел зубцов z_1, z_2 приведены конкретные значения интервалов углов зацепления $\alpha_{w \min} - \alpha_{w \max}$; относительных толщин зубцов на окружности вершин $(0; m_{a \max})$; коэффициента торцового перекрытия $(1,0; \varepsilon_{\alpha \max})$; для каждого числа зубцов — интервалы независимых переменных, которыми являются углы профиля на окружности заострения $\vartheta_{\min}, \vartheta_{\max}$.

В числе прочих, здесь выполняется одно из условий перманентности (непрерывности) торцового зацепления, записываемое как $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$.

Известно, что непрерывность эвольвентного зацепления, которая достигается за счет сопряжения в данный момент времени хотя бы одной пары зубьев, может выполняться как линией профиля, так и линией зуба [4]. Кинематические функции зацепления существуют, если коэффициент $\varepsilon_\alpha < 1,0$, но в сумме с коэффициентом осевого перекрытия

¹ Зубцы — зубья без переходных кривых [2].

Рис. 1. Косозубая зубчатая передача $z_1=1$; $u=1$; $\alpha_w=65^\circ$; $\varphi_{1,2}=75,62^\circ$; $\varepsilon_\alpha=0,559$; $\varphi_\beta=-72,34^\circ$; $\beta_b=34,92^\circ$; $\varepsilon_\beta=0,5$; а — общий вид; б — схема зацепления; $N_1N_2N_2N_1$ — плоскость зацепления, $B_1B_2B_2B_1$ — ее активная часть, PC_2 и $P'C_1$ — мгновенные линии контакта профилей



$\varepsilon_\beta = b \operatorname{tg} \beta / p_b$ составляет $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 1,0$, где b — ширина зубчатого венца; p_b — основной шаг. Такое косозубое эвольвентное цилиндрическое зацепление между параллельными осями, определяемое независимыми переменными φ_1, φ_2 в торцовом сечении (как для прямозубого зацепления), характеризуется также третьей независимой переменной, учитывающей угол сдвига профилей в торцовых сечениях $\varphi_\beta = \operatorname{arctg} \left(\frac{2b}{d_1} \operatorname{tg} \beta_b \right)$ (здесь β_b — угол наклона зубцов на основном цилиндре), и поэтому $\varepsilon_\beta = \frac{z_1}{2\pi} \operatorname{tg} \varphi_\beta$ [5].

Так как в косозубом зацеплении можно допустить $\varepsilon_\alpha < 1,0$ или в более общем виде $\varepsilon_\alpha \geq 0$, то возникает возможность уменьшения числа зубьев при $u=1$ до $z_{1,2}=1$. Пример такой эвольвентной передачи и соответствующая ей схема зацепления показаны на рис. 1: при $\varphi_{1,2}=75,62^\circ$ угол зацепления составляет $\alpha_w=65^\circ$, а коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_\alpha=0,559$. Суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma > 1,0$ в этом случае уже можно получить, если точки возврата эвольвентного профиля на параллельных торцах будут развернуты между собой на угол $\varphi_\beta = \operatorname{arctg} \pi = 72,34^\circ$, что соответствует $\varepsilon_\beta = 1/2$. Общий вид зубчатой передачи при $u=1, z_{1,2}=2$ представлен на рис. 2.

Наиболее полное представление о расширении возможностей эвольвентного зацепления за счет применения косозубого зацепления дают области существования. Они построены для торцового се-

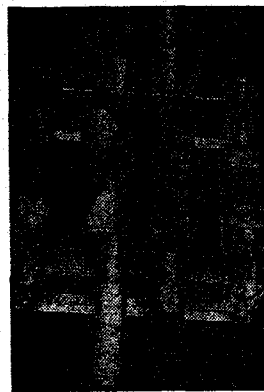


Рис. 2. Косозубая зубчатая передача $z_1=2$; $u=1$; $\alpha_w=65,31^\circ$; $\varphi_{1,2}=73^\circ$; $\varepsilon_\alpha=0,585$; $\varphi_\beta=69,6^\circ$; $\beta_b=13,34^\circ$; $\varepsilon_\beta=0,855$

чения колес при условии, что $\varepsilon_\alpha \geq 0$ и что в широком диапазоне чисел зубцов выбор независимых переменных ограничен условием $\varphi_{1,2} < \frac{\pi}{2}$ [5].

Кроме того, при их построении учитываются условия отсутствия интерференции $\alpha_{p_{1,2}}=0$ на основных окружностях шестерни и колеса.

На рис. 3 показана область выбора независимых переменных φ_1, φ_2 при $m_{\alpha_{1,2}}=0$ и передаточном числе $u=1,0$ для зубчатых колес с малыми числами

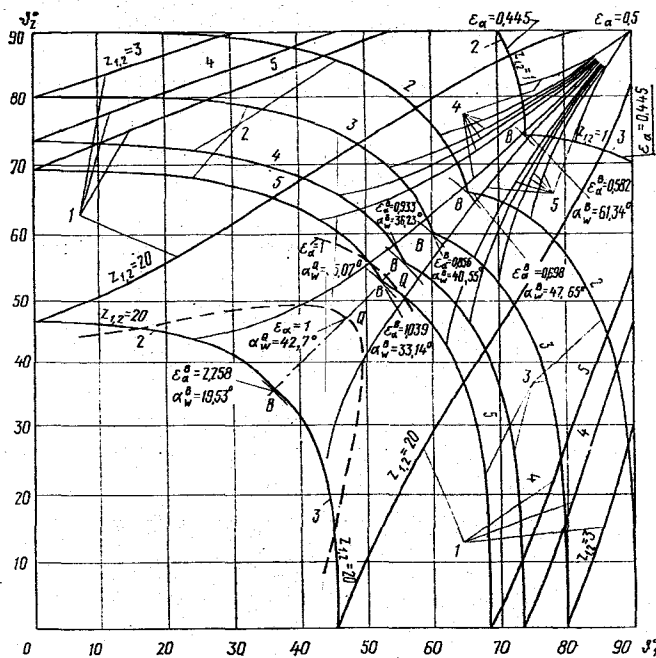


Рис. 3. Области существования эвольвентного зацепления при $m_{\alpha_{1,2}}=0$; $u=1$ для $z_1=1 \div 5$ и 20: 1 — изолинии $\varepsilon_\alpha=0$; 2 — изолинии интерференции $\alpha_{p_1}=0$; 3 — изолинии интерференции $\alpha_{p_2}=0$; 4 — изолинии границы внеполюсного зацепления при $\alpha_w=\varphi_1$; 5 — изолинии границы внеполюсного зацепления при $\alpha_w=\varphi_2$

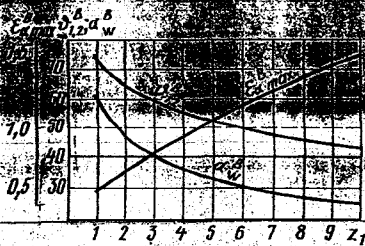


Рис. 4. Зависимость $\epsilon_{\alpha_w}^B$ от $z_{1,2}$ и ϵ_α . $m_{a_{1,2}} = 0$. В случае одновременной интерференции на основных окружностях

зубьев — от $z_{1,2}=1$ до $z_{1,2}=5$. Для сравнения здесь же приведена область существования при $z_{1,2}=20$. Передача $z_{1,2}=1$, $u=1$, при $m_{a_{1,2}}=0$ ограничена минимальным углом зацепления $\alpha_w^B = 61,34^\circ$. При одновременной интерференции зубьев на основной окружности (точка В) коэффициент торцового перекрытия $\epsilon_{\alpha_w}^B = 0,582$. [При $u=1$, $z_{1,2}=5$, $m_{a_{1,2}}=0$ коэффициент торцового перекрытия превышает единицу в некоторых точках области, а в точке В достигает $\epsilon_{\alpha_w}^B = 1,039$. [3].

Расширение границ области существования косозубого эвольвентного зацепления при $0 < \epsilon_\alpha < 1,0$ создает условия для образования передач при весьма больших углах зацепления — в этом случае $0 < \alpha_w < 90^\circ$.

На рис. 3 также нанесены изолинии значений независимых переменных $\alpha_w = \theta_{1,2}$, при которых полюс зацепления размещается в граничных точках активной части линии зацепления. Эти изолинии, а также изолинии $\epsilon_\alpha = 0$ и $\alpha_w = 0$ образуют область выбора независимых переменных θ_1, θ_2 , соответствующую внешнезубным передачам.

На рис. 4 в экстремальных условиях, когда $m_{a_{1,2}}=0$, для $1 < z_{1,2} < 10$ при $u=1$ показаны значения максимальных торцовых коэффициентов перекрытия $\epsilon_{\alpha_w}^B$, углов зацепления α_w^B и независимых переменных $\theta_{1,2}^B$ в точке В. Косозубые эвольвентные передачи с коэффициентом торцового перекрытия $\epsilon_\alpha < 1$ и коэффициентом суммарного перекрытия $\epsilon_\alpha > 1$ могут иметь параметры, значительно отличающиеся от распространенных.

На рис. 5 показано торцовое сечение косозубой эвольвентной передачи $z_1=9$; $z_2=12$ с коэффициентом торцового перекрытия $\epsilon_\alpha=0,504$. Большие значения независимых переменных θ_1 и θ_2 позволили уменьшить толщину зубьев на окружности вершин по сравнению с общепринятой. Углы профиля в нижних точках активной части эвольвентного профиля и в точках пересечения эвольвент соседних зубьев позволяет построить переходную кривую необходимой конфигурации, в том числе и с поднутрением. Изгибающие напряжения в этом случае являются незначительными.

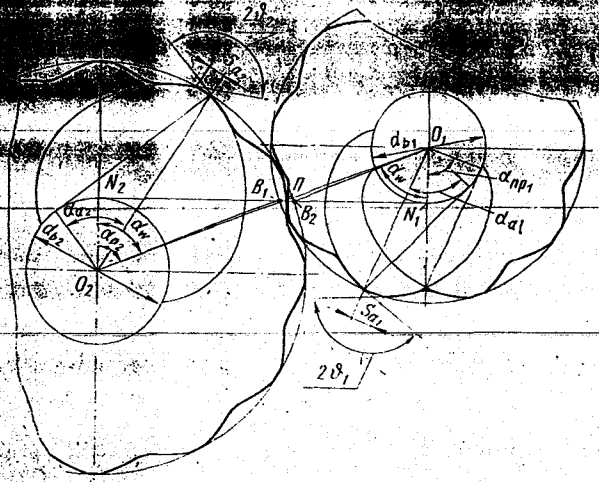


Рис. 5. Торцовое сечение косозубой передачи $z_1=9$; $z_2=12$; $\alpha_w = 68,8^\circ$; $\phi_{1,2}=70^\circ$; $\epsilon_\alpha=0,504$; $\alpha_{a_1}=69,63^\circ$; $\alpha_{a_2}=69,9^\circ$; $m_{a_1} = \frac{S_{a_1}}{d_{b_1}} = 0,15$; $m_{a_2} = \frac{S_{a_2}}{d_{b_2}} = 0,1$; $\alpha_{p_1} = 67,14^\circ$; $\alpha_{p_2} = 68,14^\circ$; $\alpha_{pp_1} = 66,9^\circ$; $\alpha_{pp_2} = 67,77^\circ$

При увеличении угла зацепления увеличивается приведенный радиус кривизны, что способствует уменьшению контактных напряжений. Однако при этом увеличивается нормальное усилие в зацеплении, что сопровождается ростом контактных напряжений. В то же время доля скорости скольжения по отношению к скорости качения уменьшается, что способствует образованию контактной гидродинамической пленки [6]. Указанный фактор приводит к снижению контактных напряжений в передаче. В конечном счете использование косозубого эвольвентного зацепления с большими углами зацепления для высоконапряженных передач будет определяться суммарным воздействием указанных факторов.

Список литературы

1. Вулгаков Э. Б. Высоконапряженные зубчатые передачи. Геометрическая теория. Расчет. М.: Машиностроение, 1969. 104 с.
2. Вулгаков Э. Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование. М.: Машиностроение, 1974. 264 с.
3. Вулгаков Э. Б., Васина В. М. Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах. Справочник по геометрическому расчету. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.
4. Славшиков Н. А. Исследование зубчатых передач. Ч. I. М.: Машиз, 1941. 462 с.
5. Вулгаков Э. Б., Капелевич А. Л. Область существования косозубого зацепления. — Вестник машиностроения, 1980, № 7, с. 9—11.
6. Rolling Contact — Zahnräder mit Tendenz zur feineren Zahnteilung Maschine, 1972, 26, № 8, 34.