

Инженерный метод расчета неравномерности вращения тихоходного вала редукторов, используемых в электромеханических приводах общего машиностроения

06, июнь 2015

Андриенко Л. А.^{1,*}, Шешулина Н. Б.¹

УДК: 621.865.8

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

^{*}la-andr2013@yandex.ru

Введение

При проектировании электромеханического привода в качестве передаточного механизма часто используют серийный редуктор. Типоразмер редуктора выбирают из каталога по заданным в техническом задании нагрузочной способности, ресурсе и частоте вращения выходного вала.

Однако, такой подход не гарантирует работу привода в установившемся режиме вне зоны резонансных колебаний исполнительного механизма. В связи с этим для приводов общемашиностроительного применения предлагается методика рационального выбора редуктора из каталога, исключающая работу привода в резонансных режимах.

1. Определение неравномерности вращения выходного вала зубчатого или червячного редуктора на стадии проектирования привода

Как известно, во время работы привода при проектной нагрузке и частотах вращения валов, происходят динамические процессы, связанные с погрешностями изготовления и монтажа узлов и деталей привода, в первую очередь, зубчатых или червячных редукторов. Погрешности возбуждают поперечно-крутильные колебания элементов редуктора, что приводит к неравномерности вращения (НВ) выходного тихоходного вала и к увеличению динамических составляющих нагрузок в приводе. Это особенно актуально, если в приводе установлена большая инерционная масса.

Предлагаемая методика основана на определении неравномерности вращения тихоходного выходного вала, она учитывает погрешности изготовления и монтажа, а также деформацию узлов редуктора.

В начале расчета необходимо выявить гармонические составляющие НВ выходного вала. Так, например, для цилиндрического одноступенчатого зубчатого редуктора НВ, выраженную в угловых секундах, можно представить в виде гармонической функции [1]

$$\delta\phi(t) = 0,5k_w \cdot \left(\sum_{i=1}^2 F_i \cdot \cos(\omega_i t) + \sum_{i=1}^2 f_i \cdot \cos(\omega_i Z_i t) \right) \quad (1)$$

где ω_i - частота вращения i -го зубчатого колеса, Z_i - число зубьев i -го колеса; k_w - коэффициент, учитывающий влияние качества сборки на точность передачи; F_i , f_i - соответствующие погрешности i -го зубчатого колеса в передаче.

При расчете максимального значения $\delta\phi(t)$ погрешности определяются по формулам

$$F_i = \frac{F_{pi}}{F_{pi} + f_{fi}} \cdot \sqrt{(F_{pi} + f_{fi})^2 + E_{wMi}^2}$$

$$f_{fi} = \frac{f_{fi}}{F_{pi} + f_{fi}} \cdot \sqrt{(F_{pi} + f_{fi})^2 + E_{wMi}^2} \quad (2)$$

где F_{pi} - допуск на накопленную погрешность шага i -го зубчатого колеса, мкм; f_{fi} - допуск на погрешность профиля зубьев, мкм.; E_{wMi} - суммарная приведенная погрешность монтажа i -го зубчатого колеса, мкм.

В расчетах удобнее использовать не частоту гармонической составляющей НВ, а безразмерную величину - номер S гармонической составляющей НВ, который определяется как отношение текущей i -й частоты вращения ω_i к частоте вращения выходного вала редуктора ω_n

$$S = \frac{\omega_i}{\omega_n} \quad (3)$$

НВ выходного вала редуктора в этом случае будет определяться как сумма гармонических составляющих

$$\delta\phi = \sum_{i=1}^n \delta\phi_{\max}(S) \quad (4)$$

Для приводов гармонические составляющие НВ выходного вала являются источником внутренних возмущающих воздействий, которые кинематически возбуждают поперечные колебания узлов редуктора и, как следствие, приводящие к появлению крутильных колебаний в приводе. При совпадении частот возмущающих воздействий с собственными частотами поперечных колебаний узлов редуктора или крутильными всего привода наступают резонансные явления, а НВ выходного вала редуктора и рабочего органа привода резко возрастает в особенности, если в приводе установлена большая инерционная масса [2].

С учетом динамики НВ выходного вала редуктора можно определить по формуле

$$\delta\phi_{\mathcal{D}} = \sum_{S=1} k_{1S} \cdot k_{2S} \cdot \delta\phi(S) \quad (5)$$

где $\delta\phi(S)$ - "S"-я гармоническая составляющая функции НВ выходного вала, рассчитываемая по формуле (1); k_{1S} - коэффициент динамичности для "S"-й гармонической составляющей НВ выходного вала. Он учитывает близость рабочих частот к собственным частотам поперечных колебаний в приводе

$$k_{1S} = \sqrt{\frac{\omega_o^2 + 0,11 \cdot (S \cdot \omega_n)^2}{(1 - (S \cdot \omega_n / \omega_o)^2)^2 + \psi \cdot (S \cdot \omega_n / \omega_o)^2}} \quad (6)$$

где ω_o - собственная частота поперечных колебаний вала.

Коэффициент динамичности "S"-й гармонической составляющей НВ выходного вала, учитывающий ее изменение в результате крутильных колебаний в приводе определяем по формуле

$$k_{2S} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(S \cdot \omega_n / \omega_{o\phi}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\psi_\phi}{2\pi}\right)^2 \cdot \left(S \cdot \omega_n / \omega_{o\phi}\right)^2}} \quad (7)$$

Коэффициенты относительного рассеяния энергии определяются на основе экспериментальных данных. В расчетах могут приниматься из диапазонов: для червячного зацепления $\psi = 0,12 \dots 0,32$; для валов на опорах качения в обоих направлениях $\psi = 0,18 \dots 0,25$; для оценки рассеяния энергии крутильных колебаний $\psi_\phi = 0,6 \dots 1,0$ [1].

Собственные частоты поперечных колебаний узлов редуктора и крутильных колебаний привода рассчитываются по известным формулам

$$\omega_o = \sqrt{C/M}; \quad \omega_{o\phi} = \sqrt{C_\phi/J_H}$$

где C - поперечная жесткость рассматриваемого вала редуктора, Н/м; M - приведенная масса этого вала, кг; C_ϕ - крутильная жесткость привода, Н.м/рад; J_H - момент инерции рабочей нагрузки и редуктора, приведенный к выходному тихоходному валу, кг·м².

Коэффициенты жесткости C и C_ϕ определяются известными методами с учетом изгиба валов, податливости подшипниковых опор, зубчатого или червячного зацепления, шпоночных и шлицевых соединений и т.д. [2].

Коэффициент динамической нагрузки определяем по формуле

$$K_d = 1 + \frac{C_\phi}{T_H} \cdot \delta\phi_D \quad (8)$$

где T_H - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, Нм.

Влияние инерционной нагрузки на НВ выходного вала можно учесть с помощью коэффициента K_J . Он учитывает амплитудно-частотный состав функции неравномерности вращения тихоходного вала редуктора [3]

$$K_J = 1 + 4,85 \cdot 10^{-6} \frac{J_H \cdot \omega_n^2}{T_H} \sum_{i=1}^n S_i^2 \cdot k_{2S} \cdot \delta\phi \quad (9)$$

где $4,85 \cdot 10^{-6}$ - коэффициент перевода угловых секунд в радианы.

Суммарный коэффициент динамичности равен $K = K_d \cdot K_j$

2. Пример выбора редуктора из каталога в привод

Пусть по заданной в техническом задании компоновке привода необходимо установить червячный редуктор с частотой вращения выходного тихоходного вала 85 мин^{-1} . По расчетному моменту с рекомендуемым в соответствующей литературе запасом подходит червячный редуктор МЧ40-30, у которого номинальный вращающий момент $T_H = 20 \text{ Нм}$. Однако мы решили установить червячный редуктор большего типоразмера, например, МЧ63-30, у которого $T_H = 80 \text{ Нм}$, считая, что он будет недогружен и, следовательно, более долговечен.

На рис.1 приведены значения суммарного коэффициента динамичности в зависимости от частоты вращения выходного тихоходного вала для червячных редукторов разных типоразмеров.

При необходимой частоте вращения тихоходного вала 85 мин^{-1} , в первом случае мы будем работать за резонансом и коэффициент $K=2,5$ (рис.1, кривая 1). Во втором случае при нагрузке 20 Нм (рис. 1, кривая 2) $K=7,5$. Реальная нагрузка в червячном редукторе МЧ63-30 окажется в 1,875 раза больше номинальной, то есть червячный редуктор большего типоразмера оказался перегруженным.

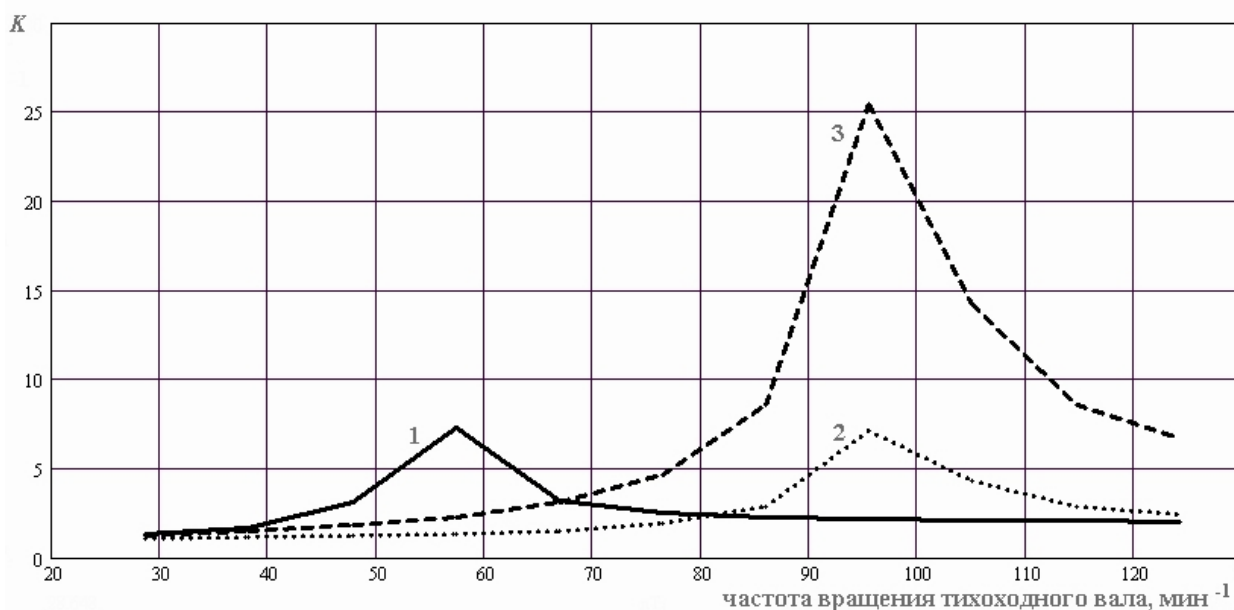


Рис.1. Зависимость коэффициента динамичности нагрузки в приводе с червячным редуктором:

кривая 1 – МЧ40-30, $T_H = 20 \text{ Нм}$, кривая 2 – МЧ63-30, $T_H = 20 \text{ Нм}$, кривая 3 – МЧ63-30, $T_H = 80 \text{ Нм}$

Следовательно, при выборе редуктора из каталога нужно учитывать дополнительные нагрузки в зацеплении, вызванные неизбежными крутильными колебаниями приводного вала исполнительного механизма.

Заключение

Существующая в настоящее время методика выбора редукторов в привод без учета параметров, как самого привода, так и характеристик редуктора не исключает появление в рабочем диапазоне частот резонансных колебаний приводного вала исполнительного механизма.

Предлагаемая методика, описывающая работу привода с зубчатым или червячным редуктором, позволит на стадии проектирования привода проанализировать влияние различных параметров и выбрать оптимальные, обеспечивающие безрезонансный режим работы привода.

Список литературы

1. Штриплинг Л.О., Андриенко Л.А. Расчет кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи // Известия вузов. Машиностроение. 1998. № 1-3. С. 43-51.
2. Андриенко Л.А. Разработка новых методов проектирования и диагностики электро-механических приводов: дис. ... докт. техн. наук. М., 2001. 249 с.
3. Вязников В.А. Разработка методики прогнозирования технического состояния червячных передач по неравномерности вращения тихоходного вала: дис. ... канд. техн. наук. М., 2013. 123 с.