

УДК 621.83.062

Г.В. Архангельский, д-р техн. наук, проф.,
А.Ю. Праницкий, бакалавр,
Одес. нац. акад. пищевых технологий

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАИБОЛЬШИХ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА МЕХАНИЗМАХ СВОБОДНОГО ХОДА АВТОМАТИЧЕСКИХ ИНЕРЦИОННЫХ ПЕРЕДАЧ

Г.В. Архангельський, О.Ю. Праницький. **Визначення найбільших динамічних навантажень на механізмах вільного ходу автоматичних інерційних передач.** Розроблено методику визначення найбільших можливих динамічних навантажень на механізмах вільного ходу.

Г.В. Архангельский, А.Ю. Праницкий. **Определение наибольших динамических нагрузок на механизмах свободного хода автоматических инерционных передач.** Разработана методика определения наибольших возможных динамических нагрузок на механизмах свободного хода.

G.V. Arkhangel'sky, A.Yu. Pranytsky. **Determination of the maximum dynamic loadings on the free-wheel clutch mechanisms of automatic inertial transmissions.** The method of determining the maximum possible dynamic loadings is developed on the free-wheel clutch mechanisms.

Автоматические инерционные передачи (АИП) среди бесступенчатых передач выделяются рядом достоинств, обладают внутренним автоматизмом и в зависимости от момента сил сопротивления M_c изменяют угловую скорость $\omega_в$ ведомого вала передачи.

Надежность и долговечность АИП лимитируется надежностью и долговечностью механизмов свободного хода (МСХ), при заклинивании которых возникают значительные динамические нагрузки. Поэтому для правильного прочностного расчета МСХ необходимо знать, на каких режимах возникают наибольшие динамические нагрузки, трудность определения которых осложняется тем, что движение звеньев передачи описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений.

Рассмотрим автоматическую инерционную передачу с неуравновешенными сателлитами. Схема АИП представлена на рис. 1, где обозначено: 1 — ведущий вал; 2 — водило; 3 — реактор; 4 — центральное зубчатое колесо; 5 — сателлиты; 6 — грузовые звенья, имеющие общую массу m ; 7 — ведущая обойма, взаимодействующая через тела заклинивания с ведомой обоймой МСХ-I, передающего движение от реактора на ведомый вал 9 передачи; 10 — ведущая обойма МСХ-II, ведомая обойма 11 которого неподвижна. При вращении водила с угловой скоростью $\dot{\varphi} = \omega$ (рис. 2) на грузовых звеньях сателлита возникают центробежные силы инерции $P_u = P_u(m; \omega^2; \psi)$, где ψ — угол поворота сателлита относительно водила.

Эти силы инерции P_u на сателлите в зависимости от угла ψ создают периодический момент сил инерции M_u , который передается на реактор, и реактор под действием этого периодического момента может совершать колебательное движение. Положительный импульс через МСХ-I передается на ведомый вал передачи и приводит его в движение, а отрицательный импульс посредством МСХ-II замыкается на корпус передачи. Передача работает циклически, и при заклинивании МСХ-I возникают вследствие упругих свойств МСХ свободные колебания, которые и определяют динамические нагрузки.

Получены и подробно проанализированы дифференциальные уравнения движения рассматриваемой передачи [1, 2]. Приведены результаты экспериментальных испытаний АИП по определению динамических нагрузок на МСХ, которые подтвердили справедливость теоретических результатов [3].

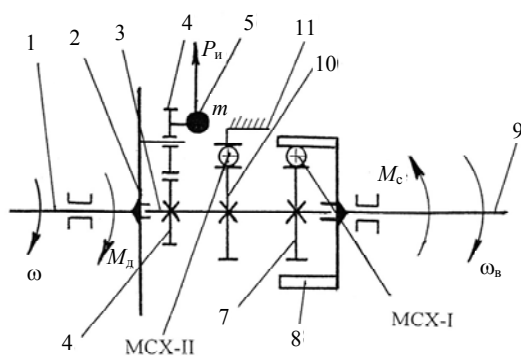


Рис. 1. Схема автоматической инерционной передачи

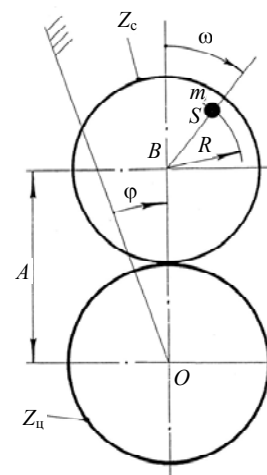


Рис. 2. Схема расположения центра масс грузовых звеньев на спутнике

Для определения динамических нагрузок на МСХ необходимо решить дифференциальное уравнение [3], описывающее закон изменения угла ξ относительного поворота обойм МСХ,

$$\ddot{\xi} + p^2 \xi = \frac{M_c}{I_e} - \frac{i}{I_{pn}} \frac{M_u}{I_{pn}}, \quad (1)$$

где $M_u = mAR \omega^2 \sin \psi$ — момент сил инерции грузовых звеньев;

m — масса грузовых звеньев;

$R = OS$ — расстояние от оси спутника до центра S масс грузовых звеньев (см. рисунок 2);

$A = OB$ — межосевое расстояние зубчатой пары центральное колесо-спутник;

$P_u = m A \omega^2$ — центробежная сила инерции грузовых звеньев;

$R \sin \psi = h$ — плечо силы P_u относительно оси спутника;

$M_u = P_u h$;

$$\psi = \psi_o + \dot{\psi}_o t; \quad (2)$$

$\psi_o = \psi(0)$ и $\dot{\psi}_o = \dot{\psi}(0)$ — значения угла поворота и угловой скорости спутника в момент начала $t = 0$ заклинивания МСХ;

I_b — приведенный момент инерции ведомой системы;

$I_{pn} = I_p + i^2 (mR^2 + KJ_c)$;

I_{pn} — приведенный момент инерции реактора;

I_p — момент инерции реактора;

K — число спутников;

I_c — момент инерции спутника;

$i = -z_u/z_c$ — передаточное отношение зубчатой пары центральное колесо-спутник;

z_u, z_c — число зубьев центрального колеса и спутника;

$p^2 = c \frac{I_b + I_{pn}}{I_b I_{pn}}$ — частота свободных колебаний;

c — жесткость МСХ.

Так как процесс изменения ξ от нуля до ξ_{\max} составляет сотые либо тысячные доли секунды, то для практических расчетов можно принять $M_c = M_c(0) = M_c^o$ [1, 3].

Упругий момент

$$M_y = c \xi, \quad (3)$$

и тогда на основе решения уравнения (1) имеем

$$M_y = M_c^o \frac{I_{pn}}{I_B + I_{pn}} (1 - \cos pt) - \frac{i M_a}{1 - \frac{\dot{\psi}_o^2}{p^2}} \frac{I_e}{I_B + I_{pn}} \times \left[\sin \psi_o (\cos \dot{\psi}_o t - \cos pt) + \cos \psi_o \left(\sin \dot{\psi}_o t - \frac{\dot{\psi}_o}{p} \sin pt \right) \right], \quad (4)$$

где $M_a = m A R \omega^2$ — амплитудное значение момента сил инерции.

Величина $I_{pn} \ll I_B$, поэтому

$$\frac{I_{pn}}{I_B + I_{pn}} \ll 1; \quad \frac{I_B}{I_B + I_{pn}} \approx 1. \quad (5)$$

Учитывая соотношения (5), можно заключить, что динамические нагрузки на МСХ определяются, в основном, моментом центробежных сил инерции, а момент сил сопротивления M_c^o оказывает незначительное влияние.

По известной методике [3] считается, что наиболее опасным режимом нагружения МСХ является “стоповый” режим, когда $\omega_B = 0$ и при этом $M_c = M_{c \max}$. По величине $M_{c \max}$ определяют массу m грузовых звеньев из условия

$$M_{c \max} = \frac{1}{\pi} \int_0^{\pi} M_a \sin \psi d\psi = \frac{2}{\pi} M_a, \quad (6)$$

откуда $M_a = \frac{\pi}{2} M_{c \max}$ или $M_a > M_{c \max}$.

Решение (4) не позволяет найти аналитическое выражение для $M_{y \max}$ и не дает возможности определить, при каком значении угловой скорости ω_B ведомого вала, т.е. при какой величине ψ_o значения $M_{y \max}$ будут наибольшими.

В момент начала заклинивания МСХ $M_{и}(0) = M_a \sin \psi_o = M_o$. При $\psi_o < \pi/2$ момент $M_{и}$ возрастает, а при $\psi > \pi/2$ — убывает. Если представить на указанных участках момент $M_{и}$ линейными функциями, то полученные решения для ξ позволяют найти аналитические выражения для $\xi_{\max} = \xi(\psi_o)$ и выявить влияние ψ_o на величину ξ_{\max} . На участке от ψ_o до $\psi = \pi/2$ $M_{и}$ представим

$$M_{и} = M_o + \frac{M_a - M_o}{\pi/2 - \psi_o} \dot{\psi}_o t. \quad (7)$$

При $\psi > \pi/2$ $M_{и}$ запишем в виде линейной функции

$$M_{и} = M_a - \frac{M_a}{\pi/2} \dot{\psi}_o t. \quad (8)$$

Используя выражение (7), решение уравнения (1) представится как

$$\xi(t) = \frac{M_{cm}}{c} (1 - \cos pt) + \frac{B_k}{I_{pn} p^3} (pt - \sin pt), \quad (9)$$

где $M_{cm} = \frac{M_c^o I_{pn} + M_k I_B}{I_{pn} + I_B}$ — так называемый “статический” момент внешних сил или динамический момент, определяющий динамические нагрузки при абсолютно жестких звеньях агрегата;

$$M_k = |i| M_o; \quad B_k = |i| \frac{M_a - M_o}{\pi/2 - \psi_o} \dot{\psi}_o. \quad (10)$$

Из условия $\dot{\xi} = 0$ находим время заклинивания, при котором $\xi = \xi_{\max}$, после чего получим ξ_{\max} , а затем $M_{y \max}$

$$M_{y \max} = 2M_{\text{см}} \left(1 - \frac{\alpha}{\text{tg } \alpha} \right), \quad (11)$$

где $\text{tg } \alpha = -\frac{M_{\text{см}} I_{\text{рп}} p^3}{cB_{\text{к}}}$. (12)

Так как $\text{tg } \alpha < 0$, то из выражения (11) следует, что $M_{y \max} > 2 M_{\text{см}}$. Рассмотрим более подробно выражение для $M_{\text{ст}}$. Учитывая, что $I_{\text{рп}} \ll I_{\text{в}}$, можно приближенно считать $I_{\text{рп}} + I_{\text{в}} \approx I_{\text{в}}$, и тогда

$$M_{\text{см}} = M_{\text{с}} \frac{I_{\text{рп}}}{I_{\text{в}}} + M_{\text{к}}. \quad (13)$$

Учитывая, что $I_{\text{рп}}/I_{\text{в}} \ll 1$, то основной составляющей $M_{\text{ст}}$ является $M_{\text{к}}$. Чем больше ψ_0 , тем больше $M_{\text{к}}$ и соответственно $M_{\text{ст}}$.

При $\psi < \pi/2$ момент сил инерции $M_{\text{и}}$ возрастает, а при $\psi > \pi/2$ убывает. Поэтому динамические нагрузки на МСХ на участке возрастания будут больше, чем на участке убывания.

Чтобы найти значения ψ_0 и $\dot{\psi}_0$, нужно рассмотреть движение реактора, которое описывается уравнением [1]

$$I_{\text{рп}} \ddot{\psi} = -i^2 M_{\text{а}} \sin \psi. \quad (14)$$

При $t = 0$; $\psi(0) = 0$ и реактор неподвижен. Из этого условия имеем

$$\dot{\psi}(0) = \dot{\psi}_{\text{и}} = i\omega. \quad (15)$$

Тогда после интегрирования уравнения (14) с учетом начальных условий получаем

$$\dot{\psi}^2 = \dot{\psi}_{\text{и}}^2 + \frac{2}{I_{\text{рп}}} i^2 M_{\text{а}} (\cos \psi - 1). \quad (16)$$

В момент начала заклинивания МСХ скорости реактора $\dot{\phi}_{\text{р}}$ и ведомого вала $\omega_{\text{в}}$ становятся одинаковыми

$$\dot{\phi}_{\text{р}} = \omega + \frac{\dot{\psi}_0}{i} = \omega_{\text{в}}, \quad (17)$$

откуда находим

$$\dot{\psi}_0 = i(\omega_{\text{в}} - \omega), \quad (18)$$

после чего из выражения (16) получаем значение ψ_0

$$\cos \psi_0 = 1 - \frac{(2 \omega - \omega_{\text{в}}) \omega_{\text{в}} I_{\text{рп}}}{2 M_{\text{а}}}. \quad (19)$$

Так как $\psi_0 = \psi_0(\omega_{\text{в}})$, то $\alpha = \alpha(\omega_{\text{в}})$ и $M_{\text{ст}} = M_{\text{ст}}(\omega_{\text{в}})$. Решение (11) $M_{y \max} = M_{y \max}(\omega_{\text{в}})$ можно исследовать на экстремум и получить значение $\omega_{\text{с}}$ и соответственно ψ_0 , при котором $M_{y \max} = \max M_{y \max}$. Но можно получить приближенное решение, позволяющее определить $\max M_{y \max}$.

Влияние различных форм импульса на динамические нагрузки в упругих связях рассмотрено ранее [4]. При приложении внешних нагрузок к упругим системам возникают свободные колебания, которые и формируют динамические нагрузки. Известно, что наиболее опасным видом нагружения является релейное приложение нагрузки [5].

Рассмотрим заклинивание МСХ в окрестности $\psi = \pi/2$, где момент $M_{\text{и}}$ возрастает в малой степени и убывает также весьма мало, т.е. разница $(M_{\text{а}} - M_0) \ll M_{\text{а}}$. Поэтому если пренебречь малым возрастанием и убыванием момента $M_{\text{и}}$ и для расчетов в окрестности $\psi = \pi/2$ принять $M_{\text{и}} = \text{const}$, то, используя выражение (13) при $M_{\text{и}} = M_{\text{а}}$, получим

$$M_{\text{см}}^o = M_c^o \frac{I_{\text{рп}}}{I_e} + |i| M_a .$$

Тогда

$$M_{y \text{ max}} = 2 M_{\text{ст}}^o . \quad (20)$$

Учитывая, что $M_c^o < M_a$, а $I_{\text{рп}}/I_o \ll 1$, можно для оценки наибольших нагрузок принять $M_{\text{см}}^o = |i| M_a$, и тогда получаем

$$\max M_{y \text{ max}} = 2|i|M_a . \quad (21)$$

Проведенные на ЭВМ вычисления [1] на основе решения дифференциальных уравнений дали

$$\max M_{y \text{ max}} = 1,8M_a \text{ при } |i| = 1 .$$

Из приведенных исследований видно, что наибольшие динамические нагрузки возникают в окрестности угла $\psi = \pi/2$ и их значение определяется выражением (21).

На рис. 3 представлена кривая $M_{y \text{ max}} = M_{y \text{ max}}(\omega_6/\omega)$, полученная на основе решения на ЭВМ исходных дифференциальных уравнений [1]. На “стоповом” режиме нагрузки на МСХ не являются наибольшими.

Таким образом, на стадии проектирования для предварительного прочностного расчета МСХ удобно воспользоваться простым выражением (21) и после определения параметров МСХ определить его жесткость и на основе решения дифференциальных уравнений уточнить значение $\max M_{y \text{ max}}$.

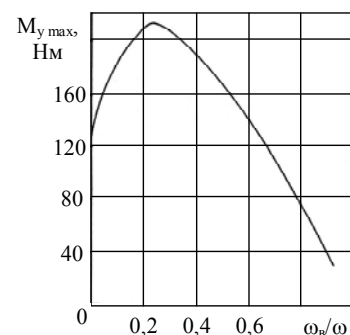


Рис. 3. График изменения наибольших динамических нагрузок в зависимости от режима работы передачи

Литература

1. Архангельский, Г.В. Бесступенчатые импульсные передачи на базе планетарных механизмов / Г.А. Архангельский. — Одесса: Друк, 2002. — 152 с.
2. Архангельский, Г.В. Теоретические и экспериментальные исследования динамики планетарного импульсивного вариатора инерционного типа / Г.А. Архангельский // Динамика и прочность машин. — 1976. — Вып. 24. — С. 121 — 127.
3. Леонов, А.И. Инерционные автоматические трансформаторы вращающего момента / А.И. Леонов. — М.: Машиностроение, 1978. — 224 с.
4. Петров, Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. — Л.: Энергия, 1977. — 280 с.
5. Кожевников, С.Н. Динамика машин с упругими звеньями / С.Н. Кожевников. — К.: Изд-во АН УССР, 1961. — 160 с.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Дащекно А.Ф.

Поступила в редакцию 10 апреля 2009 г.