

В. И. Апархов, М. А. Глушкова

Учреждение РАН Институт машиноведения им. А. А. Благонравова,
Москва 101990, Малый Харитоньевский пер., 4, e-mail: aparkhov@yandex.ru

Компенсационные методы снижения виброактивности судовых планетарных механизмов

Получена 16.06.2009, опубликована 29.10.2009

Практика проектирования, эксплуатации и исследования планетарных механизмов позволила разработать ряд мер, направленных на снижение их виброактивности, в том числе, за счет снижения уровней возмущающих сил путем их взаимной компенсации. В статье изложены некоторые примеры использования этого подхода в области оборотных и зубцовых частот. Однако их эффективность не будет реализована полностью без соблюдения равномерности статического нагружения зацеплений как по параллельным потокам мощности, так и по ширине зубчатых венцов. Для судовых планетарных передач это особенно актуально в связи с большими весами колес, неравномерно нагружающими зацепления. Поэтому в статье сформулировано предложение по конструированию планетарных передач, обеспечивающее разгрузку зацеплений от воздействия весов колес и тем самым способствующее снижению виброактивности планетарных передач.

Ключевые слова: виброактивность, планетарный редуктор, статическая нагрузка.

ВВЕДЕНИЕ

Одним из наименее затратных путей снижения виброактивности зубчатых механизмов является уменьшение интенсивности источников возбуждения вибраций. При этом повышение точности нарезания зубьев имеет вполне естественные ограничения, накладываемые техническими возможностями станочного оборудования и, к тому же, не является достаточно эффективным средством, если деформация элементов механизма превышает погрешность их изготовления. В связи с этим более логичным представляется повышение эффективной точности передач методами взаимной компенсации погрешностей, деформаций и возмущающих сил, чему в последнее время уделялось большое внимание.

1. ПРИМЕРЫ ВЗАИМНОЙ КОМПЕНСАЦИИ ВОЗМУЩАЮЩИХ СИЛ

В области оборотных частот снижение уровней вибраций возможно методами уравнивания. Применительно к зубчатым передачам это означает не традиционную балансировку, а взаимную компенсацию сил небаланса и сил, обусловленных первой гармоникой кинематической погрешности зубчатых венцов.

Расчетные исследования на модели, состоящей из пары зубчатых колес, установленных в опорах скольжения, показали, что поперечные колебания колеса, на который устанавливается груз, могут быть понижены в 5–7 раз при сохранении уровней вибрации на сопряженном колесе.

Экспериментальная проверка на стенде ИМАШ РАН с парой колес показала, что снижение вибрации опор зубчатого ротора в результате уравнивания составило 4–6 дБ. Сравнительно невысокая эффективность объясняется различной природой возмущающих сил: вращающийся вектор центробежной силы — в первом случае и постоянно ориентированный по линии зацепления вектор кинематической погрешности — во втором.

В планетарных механизмах положение в корне меняется, поскольку из-за взаимодействия с сателлитами вектор кинематической погрешности центрального колеса также вращается с его оборотной скоростью, что позволяет, в случае идеальной «плавающей» подвески центрального колеса на зубчатых муфтах, поперечной жесткостью которой можно пренебречь, полностью скомпенсировать на нем низкочастотные возмущающие силы во всем диапазоне частот (рис. 1).

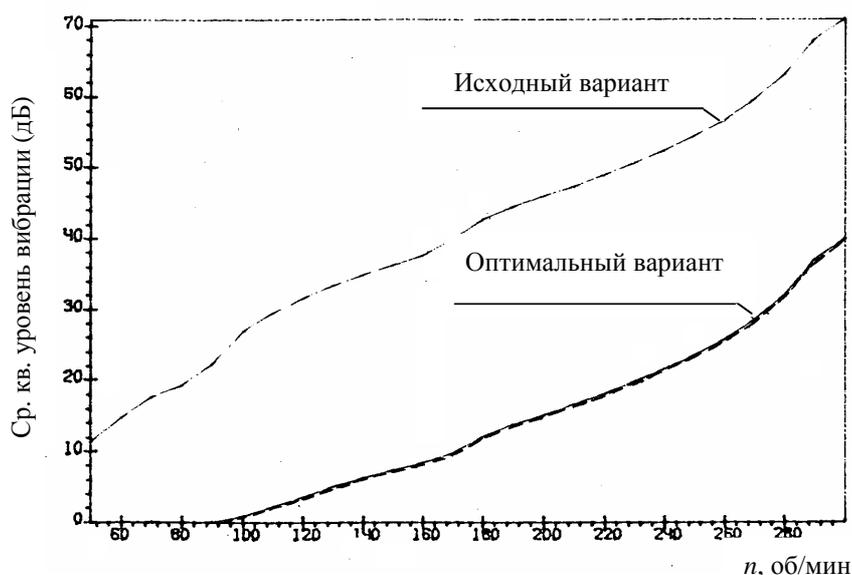


Рис. 1. Взаимная компенсация возмущающих сил в случае идеальной «плавающей» подвески центрального колеса

При наличии поперечной жесткости подвески (или опор) взаимная компенсация возмущающих сил возможна на одном скоростном режиме, на остальных режимах эффект падает (рис. 2). Это объясняется следующим образом. В общем случае у центрального колеса можно выделить три характерных центра (рис. 3): $O_{цт}$ — центр тяжести, $O_{кин}$ — центр начальной окружности зубчатого венца (центр установки детали на столе зубообрабатывающего станка), $O_{он}$ — центр вращения, задаваемый

опорами или упругой подвеской. Очевидно, что вращение колеса относительно $O_{цт}$ не вызывает центробежных сил, а вращение относительно $O_{кин}$ не приведет к появлению кинематической погрешности. Реально центральное колесо будет вращаться относительно центра O , который автоматически устанавливается таким образом, чтобы упругие восстанавливающие силы в опорах $\vec{F}_{он}$ и зацеплениях $\vec{F}_{кин}$, а также центробежная сила $\vec{F}_{цб}$ были бы уравновешены на центральном колесе. При этом

$$\vec{F}_{цб} = m\vec{e}_{цб}\omega^2,$$

$$\vec{F}_{кин} = 0,5k_{зац}n_c\vec{e}_{кин},$$

$$\vec{F}_{он} = k_{он}\vec{e}_{он},$$

где $\vec{e}_{цб}$, $\vec{e}_{кин}$ и $\vec{e}_{он}$ соответственно вектора указанных центров относительно центра вращения O , $k_{зац}$, $k_{он}$ — жесткость зацепления и опор, n_c — число сателлитов. На произвольном режиме по ω можно подобрать уравновешивающие грузы таким образом, чтобы центр вращения O совпадал с $O_{он}$ (рис. 4).

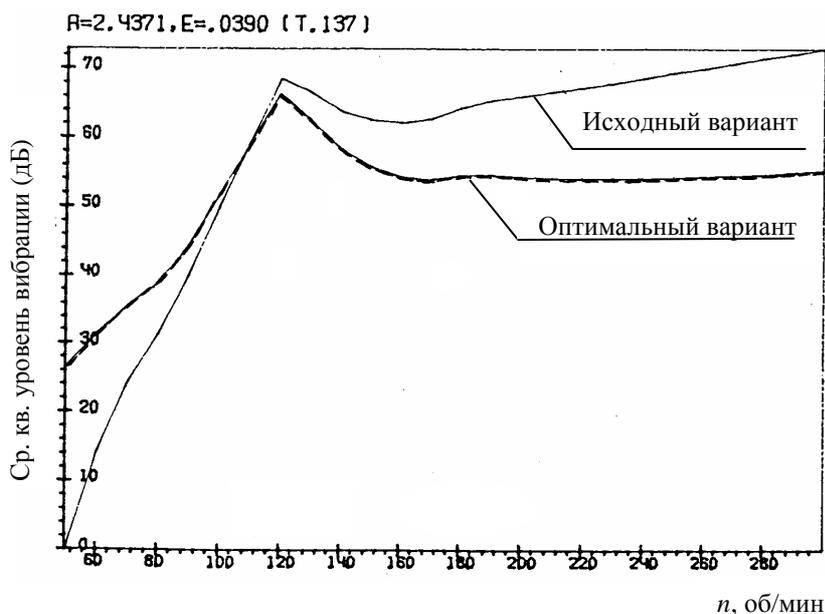


Рис. 2. Взаимная компенсация возмущающих сил при наличии поперечной жесткости опор

Поскольку $\vec{F}_{цб} = \vec{F}_{кин}$ и $\vec{e}_{он} = 0$, то возбуждения вибраций не произойдет. При изменении ω равновесие сил нарушится и центр вращения будет смещаться, появится сила $\vec{F}_{он} = k_{он}\vec{e}_{он}$, что приведет к возбуждению вибраций. В случае идеальной «плавающей» подвески $k_{он} = 0$ и возбуждения не будет во всем диапазоне ω . Экспериментально замеренный максимальный эффект на стенде ИМАШ составил 20 дБ.

При установке колес на зубчатых муфтах рациональная сборка последних [1] обеспечит взаимную компенсацию кинематических погрешностей колес и самих муфт, а также центробежных сил. Методика сборки предполагает замеры вибрации механизма при двух различных угловых положениях полумуфт с последующим расчетным разворотом их на угол φ_0 в оптимальное положение:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = 2l_{1,2} \sin(\varphi_1 - \varphi_2) / (1 - l_{1,2}^2),$$

$$l_{1,2} = L_1 / L_2, \quad 0 \leq \varphi_0 \leq 180^\circ,$$

где L_i и φ_i соответственно уровни и фазовый угол вибрации при i -ом запуске.

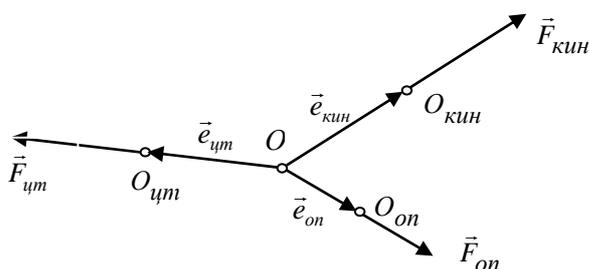


Рис. 3.

Схема возмущающих сил, действующих на центральное колесо

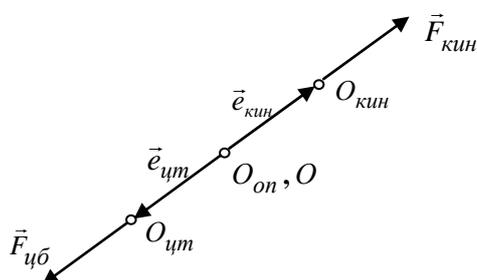


Рис. 4.

Уравновешивание возмущающих сил на центральном колесе

Экспериментальная проверка на стенде ИМАШ РАН показала снижение уровней вибраций в среднем на 10 дБ при расчетном значении угла разворота полумуфт.

В области зубцовых частот в случае косозубых колес взаимная компенсация возмущающих сил осуществляется выполнением проточек на всю высоту зубьев параллельно торцам колес и отстоящим от них и друг от друга на расчетные расстояния [2]. При этом каждая часть зубчатого венца является самостоятельным источником возбуждения вибраций, действующим с фазовым сдвигом по отношению друг к другу. Экспериментально замеренный эффект на автомобильной коробке передач составил 10–12 дБ (рис. 5).

В каждой планетарной ступени взаимную компенсацию возмущающих сил обеспечит расчетное число зубьев центральных колес $Z_{цк}$, зависящее от числа сателлитов n_c :

$$Z_{цк} = kn_c \pm Z', \quad 1 < Z' < n_c - 1.$$

Возмущающие силы в каждом j -ом зацеплении действуют со сдвигом по фазе $\theta_j = 2\pi \cdot n_c / jZ'$ и их суммарное воздействие при указанных значениях Z' минимально. В реальных передачах снижение уровней вибрации составляет в среднем 10 дБ.

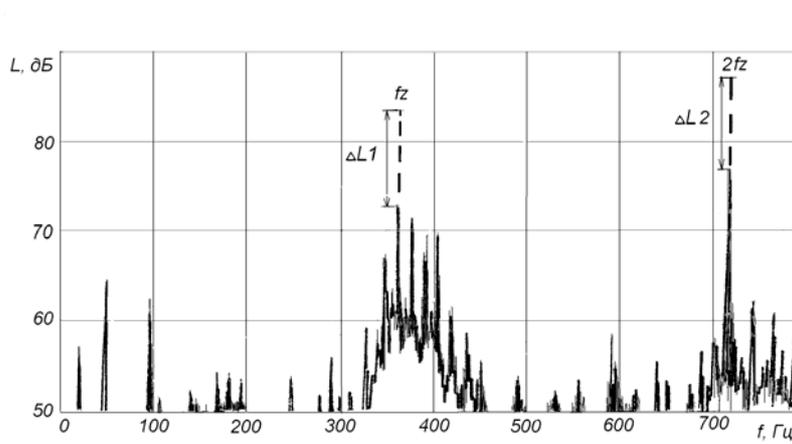


Рис. 5. Снижение уровня вибраций на зубцовых частотах для косозубых колес с проточками. Спектр вибраций косозубых колес с проточками

2. ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИММЕТРИИ СТАТИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В приведенных частных примерах использования компенсационного метода возможна полная взаимная компенсация возмущающих сил. Однако, как следует из изложенного, на практике она не реализуется полностью. Это объясняется, в первую очередь, неравномерным распределением статической нагрузки как по параллельным потокам, так и по ширине зубчатых венцов, поскольку при переменной во времени жесткости зацеплений статические нагрузки являются составляющими возмущающих сил. С одной стороны, эта неравномерность вызвана погрешностями изготовления и сборки планетарных ступеней, которые могут быть скомпенсированы селективной сборкой сателлитных узлов с использованием комплексного точностного параметра [3] или установкой сателлитов на эксцентриковые втулки, разворачиваемые при сборке по результатам точностных замеров.

С другой стороны, для судовых механизмов большую роль играют и большие веса колес, неравномерно нагружающие зацепления сателлитов. Весовые нагрузки меньше по величине по сравнению с передаваемыми рабочими усилиями, однако, вызванные последними возмущающие силы взаимно компенсируются назначением расчетного числа зубьев центральных колес, как указано выше, а реальные возмущающие силы генерируются весовыми нагрузками в зацеплениях и остаются постоянными на всех режимах работы.

Проведенные расчетные исследования показали, что при специально сконструированной подвеске центральных колес, сателлитов и водила можно добиться разгрузки зацеплений от весовых нагрузок. Для этого жесткости упругой подвески колес и водила должны быть или пропорциональны их весам, или обеспечить смещение солнечной шестерни и эпицикла под действием их весов на равные величины, но под углом $180^\circ - 2\alpha$ относительно водила, где α — угол торцевого зацепления колес.

На рис. 6 представлены взаимные положения геометрической оси редуктора O , солнечной шестерни S , эпицикла I и водила H , соответствующие этому условию. Такое положение может быть достигнуто назначением расчетных величин жесткостей подвесок и дополнительной корректировкой взаимного положения колес и водила с помощью эксцентриковых втулок, устанавливаемых в подшипниках водила. В обоих случаях исключается «плавание» центральных колес в низкочастотном диапазоне при вращении водила и их колебания на зубцовых частотах. Положительный эффект этой рекомендации обусловлен следующим. Если веса колес воспринимаются исключительно их подвеской на упругих муфтах или осях, то при жесткости последних, пропорциональной весам, центра всех колес совпадут. Так как при этом не возникнет дополнительной разнозакорности в зацеплениях относительно исходного положения, то это, как следствие, не приведет к разнонагруженности зацеплений. Аналогичная картина по разнозакорности будет и при выполнении второго условия взаимного положения осей колес (рис. 6), которое допускает большую свободу выбора жесткостей подвесок колес, но для подбора их параметров требует использования ЭВМ. Таким образом, для выполнения поставленной задачи необходима установка элементов планетарного ряда на упругой подвеске с расчетной жесткостью.

Совокупность перечисленных предложений позволит существенно повысить равномерность статического и динамического нагружения зубчатых зацеплений, что приведет к дальнейшему снижению вибраций планетарных механизмов.

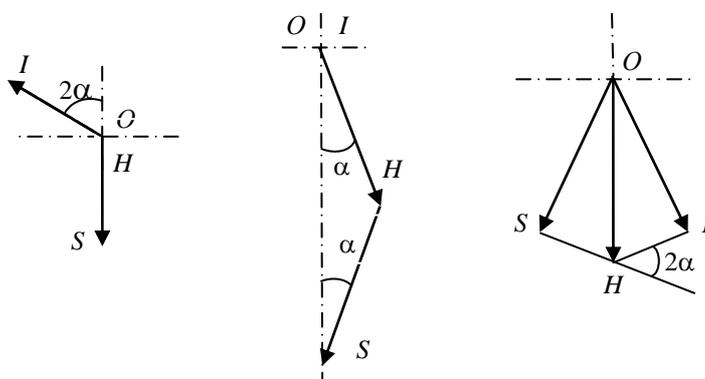


Рис. 6. Рекомендуемые взаимные положения геометрических центров колес планетарного ряда

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Методы взаимной компенсации погрешностей изготовления зубчатых передач и возмущающих сил являются эффективным средством снижения их виброактивности.
2. Результативность методов существенно повышается при соблюдении симметрии нагружения зубчатых колес.
3. Выравнивание нагрузки по параллельным потокам мощности возможно за счет разгрузки зацеплений от восприятия весов колес при расчетных значениях жесткостей их подвесок (опор).

ЛИТЕРАТУРА

1. Апархов В. И., Глушкова М. А. Снижение вибраций роторных механизмов. Проблемы машиностроения и надежности машин, № 1, 2006.
2. Цилиндрическая передача. Айрапетов Э. Л., Гребенников А. С., Федосеев Ю. Н. Авт. свид. СССР №1698530А1, Б. И. № 46, 1991.
3. Айрапетов Э. Л., Генкин М. Д. Статика планетарных передач. Наука, Москва, 1976.