

Анализ полученных теоретических зависимостей показывает, что в случае несовпадения центра масс шарика с центром сферы на него дополнительно действуют динамические силы и моменты, которые вызывают его колебательные движения в пределах зазоров, имеющих в подшипниках. Эти колебания приводят к появлению в подшипнике ударных нагрузок, шума и вибраций. Наличие ударных нагрузок вызывает быстрое разрушение подшипника. Поэтому одним из важнейших факторов, определяющих долговечность подшипника, является дисбаланс его тел вращения. Отсюда следует, что для повышения надежности подшипников, уменьшения шума и вибраций при их работе необходимо отдавать предпочтение тем способам изготовления тел качения, которые обеспечивают минимальное несовпадение центра масс с геометрическим центром. Необходимо также производить отбор тел качения в зависимости от наличия дисбаланса. Это особенно важно для высокоскоростных подшипников, к которым предъявляются повышенные требования по шуму.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халфман Р.Л. Динамика. — М., 1972. — 568 с. 2. Пельпор Д.С. Гироскопические системы, — М., 1971. — 568 с.

УДК 621.852.01:539

А.Н.НАТАЛЕВИЧ, канд.техн.наук,
А.Т.СКОЙБЕДА, д-р техн.наук,
В.В.НИКИТИН, канд.техн.наук (БПИ)

КОРРЕКЦИЯ ШКИВОВ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ ЗУБЧАТЫМ РЕМНЕМ

Коррекция шкивов, т. е. изменение шага их зубьев, представляет интерес ввиду возможности повышения долговечности передачи простым путем, когда достаточно изменить диаметр шкива в ту или иную сторону относительно номинального значения.

Причиной выхода зубчатых ремней из строя является, как правило, разрушение зубьев. Основной фактор, определяющий долговечность зубьев, — их нагруженность — характеризуется коэффициентом ψ , равным отношению $P_{вх}/P_{ср}$, где $P_{вх}$ — нагрузка на входящем в зацепление зубе ремня, расположенном на дуге обхвата первым, $P_{ср}$ — средняя нагрузка, равная отношению окружного усилия P к числу z_0 зубьев на дуге обхвата.

С изменением нагруженности, обусловленным, например, уменьшением или увеличением числа z_0 зубьев на дуге обхвата, долговечность зубьев ремня будет меньше или больше. При одном и том же числе z_0 нагруженность и долговечность зубьев из-за погрешностей шага зубьев ремня и шкивов также могут быть различными, ввиду того что нагрузка на зубьях определяется соотношением значений шагов сопрягающихся зубьев.

В идеальном случае при равенстве шагов зубьев ремня p_p и шкива $p_{ш}$ распределение нагрузки, как показывают расчеты [1], характеризуется наибольшим нагружением зубьев, расположенных на дугах обхвата шкивов со

стороны ведущей ветви. Этому распределению нагрузки соответствуют значения $\psi > 1$ и $\psi < 1$. Дополнительное нагружение зубьев, определяемое отклонением $\Delta\psi$ относительно $\psi = 1$, для силовых передач составляет до 30 %.

Существует мнение, что условие одинакового нагружения зубьев на дуге обхвата, т. е. $\psi = 1$, способствует их наибольшей долговечности [2]. Для обеспечения этого условия рекомендуется увеличить номинальный шаг зубьев ведущего шкива на эффективную поправку Δp_z , найденную расчетом [2]. Это достигается увеличением делительного диаметра шкива с числом зубьев z_0 на $\Delta d = \Delta p_z z_{ш} / \pi$.

Однако одинаковое нагружение зубьев, обеспечиваемое указанным способом, в реальных условиях выполняется только для зубьев ремня, шаг которых равен номинальному значению.

Погрешности шага зубьев вызывают при работе передачи периодические изменения распределения нагрузки на дугах обхвата шкивов, характеризующие параметром $\Delta\psi$, значение которого может достигать 100 % [3].

Критерием выхода зубьев ремня из строя для понижающих передач (меньший шкив ведущий) является их износ со стороны, сопрягающейся с ведущим шкивом. Для повышающих передач (меньший шкив ведомый) в качестве критерия разрушения зубьев ремня выступает их усталостное разрушение в результате изнашивания со стороны ведомого шкива.

Первичные повреждения зубьев в виде начального износа их капроновой обкладки, приводящие в конечном итоге к разрушению по обоим указанным критериям, образуются при входе зубьев в зацепление со шкивами [3].

Для повышения долговечности ремней необходимо произвести коррекцию шкивов: увеличить шаг зубьев ведущего и уменьшить шаг зубьев ведомого шкивов.

При максимальной разгрузке входящих в зацепление зубьев, когда нагрузка с них полностью снимается, зубья, выходящие из зацепления, получают дополнительную нагрузку, достигающую 100 % первоначальной и более. Это обстоятельство ограничивает Δp_z коррекции шкивов, так как дополнительное нагружение зубьев может ускорить их разрушение.

Решение задачи по определению коррекции шкивов сводится в сущности к определению оптимального распределения нагрузки между зубьями, характеризующего коэффициентом ψ . Оптимальное распределение нагрузки можно найти при испытаниях, если, регистрируя ряд экстремальных значений коэффициента ψ , сравнивать степень разрушения зубьев ремней с увеличенным и уменьшенным шагами.

Результаты испытаний подтверждают справедливость изложенного предположения. Например, рассмотрим данные испытаний зубчатых ремней с модулем $m = 4$ мм, $z = 150$ производства Бобруйского завода РТИ.

Испытания проводились при передаточных числах $u_1 = 80/25$, $u_2 = 25/80$, частоте вращения меньших шкивов $n = 1450$ мин⁻¹ и удельной нагрузке $P = 20$ Н/мм. Геометрические параметры шкивов и ремней соответствовали ГОСТ 3805114–76. Распределение нагрузки регистрировалось на ленте осциллографа. Возможность сравнения износа зубьев при разных значениях ψ обеспечена выбранным соотношением чисел зубьев ремня и меньших шкивов $z_p/z_{ш} = 150/25 = 6$, когда характер распределения нагрузки повторяется с каждым пробегом ремня (через шесть оборотов шкива) благодаря сопряже-

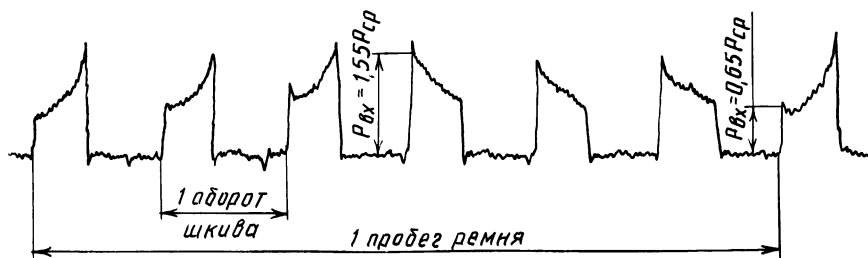


Рис. 1. Осциллограмма распределения нагрузки на дуге обхвата ведущего шкива

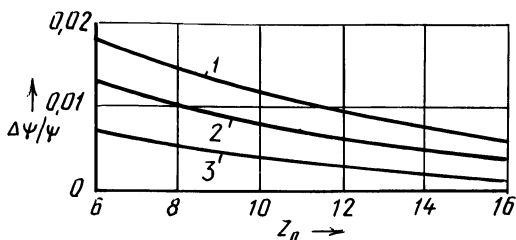


Рис. 2. Коррекция шага зубьев шкивов для обеспечения различных распределений нагрузки:

1 — $\psi = 0,4$; 2 — $\psi = 0,6$; 3 — $\psi = 0,8$

нию одних и тех же зубьев ремня и шкива.

При определении коэффициентов выбирались осциллограммы, повторяющиеся через шесть оборотов шкива. Для передачи с $u_1 = 3,2$ и $u_2 = 0,31$ зафиксированы максимальные и минимальные значения коэффициентов ψ . Для $u_1 = 3,2$ входу ремня в зацепление с ведущим шкивом соответствовали значения $\psi_{\max} = 1,55$ и $\psi_{\min} = 0,65$ (рис. 1).

Выход ремня из строя происходил из-за износа группы зубьев $z = 20 \dots 30$ с увеличенным шагом, т. е. при $\psi_{\max} = 1,55$. Остальные зубья ремня при наличии, как правило, неразрушающей обкладки оставались целыми.

Следовательно, для данной передачи зубья ремня с уменьшенным шагом при $\psi = 0,65$ обладают большей долговечностью, чем зубья с увеличенным шагом при $\psi = 1,55 \dots 1$.

Для второй передачи с $u_2 = 0,31$ были зафиксированы экспериментальные значения коэффициента ψ , равные 0,4 и 1,4. Выход ремней из строя происходил вследствие усталостного разрушения зубьев с уменьшенным шагом при $\psi = 1,2$. Возникновению усталостной трещины у основания зубьев предшествовал износ в этом месте обкладки со стороны, сопрягающейся с меньшим ведомым шкивом. Зубья ремня с увеличенным шагом, т. е. при $\psi = 0,4$, имели меньшую степень разрушения без заметного износа, несмотря на их дополнительное нагружение при выходе из зацепления.

Таким образом, для передачи с $u_1 = 3,2$ и $u_2 = 0,31$ рациональным распределением нагрузки, соответствующим большей долговечности зубьев, является разгрузка входящих в зацепление зубьев ремня, имеющего уменьшенные и увеличенные шаги, характеризуемая коэффициентами $\psi = 0,65$ и $\psi = 0,4$.

Приведенные результаты испытаний относятся к передачам, у которых шаг зубьев шкивов равен номинальному значению шага зубьев ремня.

Для дополнительной проверки возможностей коррекции шкивов были проведены испытания передач с теми же параметрами, но с корригированными меньшими шкивами (корригированный шаг зубьев ведущего шкива 12,64 мм и ведомого 12,53 мм). Выбранные значения шага зубьев шкивов обеспечивали разгрузку входящих в зацепление с ведущим шкивом зубьев ремня номинального шага, характеризующую для передачи с $u_1 = 3,2$ значением ψ , близким к 0,65, и разгрузку входящих в зацепление с ведомым шкивом зубьев ремня номинального шага, характеризующую для передачи с $u_2 = 0,31$ значением ψ , близким к 0,4. Коррекцию Δp_z определяли по графику (рис. 2), построенному на основе опытных и расчетных данных.

Минимальные значения коэффициентов ψ , соответствующие при $u_1 = 3,2$ входу в зацепление зубьев ремня с уменьшенным шагом и при $u_2 = 0,31$ входу в зацепление зубьев ремня с увеличенным шагом, составляли 0,3 и 0,1.

Испытания зубчатых ремней производства Бобруйского завода РТИ показали, что в результате коррекции ведущего и ведомого шкивов (разгрузки входящих в зацепление зубьев соответственно на 35 % и 65 %) долговечность передач повышается в среднем на 35 %.

При выполнении коррекции во избежание набегания зубьев в зацепление необходимо ширину впадины шкивов увеличить по сравнению с предусмотренной ОСТ 3805114—76 на $\Delta p_z (z_0 + 2)$. Следует учитывать также, что возможна лишь коррекция шкивов передач зубчатыми ремнями (модули 4... 10 мм) с металлическим тросом, шкивов с числом зубьев менее 25 (при модуле 4 и 5 мм) или менее 30 (при модуле 7 и 10 мм), а также шкивов для нереверсивных передач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич Ю.Е. Распределение нагрузки между зубьями ремня, находящимися в зацеплении со шкивом // Механические передачи. — М., 1971. — С. 134—152.
2. Арбузов М.О. Влияние шага зубьев шкива на распределение нагрузки между зубьями ремня // Станки и инструмент. — 1972. — № 5. — С. 33—34.
3. Наталевич А.Н. Исследование условий повышения работоспособности зубчато-ременных передач: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Минск, 1982. — 21 с.