

РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФРИКЦИОННОЙ МУФТЫ С ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕМ УСИЛИЙ

Запропоновано метод розрахунку основних параметрів для розробки конструкції відцентрової фрикційної муфти з важільним перетворюючим зусилля механізмом.

Ключевые слова: центробежный, муфта, сила, груз, направляющие.

The method of calculating the basic parameters for the development of the centrifugal friction clutch lever from turning effort mechanism.

Keywords: centrifugal, muff, force, груз, sending.

Центробежные муфты обычно применяются в машинах, в которых при изменении условий работы автоматически разъединяются совместно работающие валы. Среди центробежных муфт особое место занимают центробежные муфты с рычажным преобразователем усилий. На рис. 1 представлена одна из возможных схем такой муфты [1, 2]. В качестве преобразующего механизма усилий служит система рычагов 1, 2, образующие вращательные пары между собой и с прижимными дисками 3, снабженные колодками с толщиной δ , а также с грузиком 4. Диски в свою очередь образуют поступательную пару с ведущим валом «а». Ведомая полумуфта 5 жестко соединена с ведомым валом «в» и она охватывает прижимные диски в диаметрально противоположном направлении. Такое конструктивное исполнение ведомой полумуфты, исключает возникновение осевых усилий на опоры соединяемых валов.

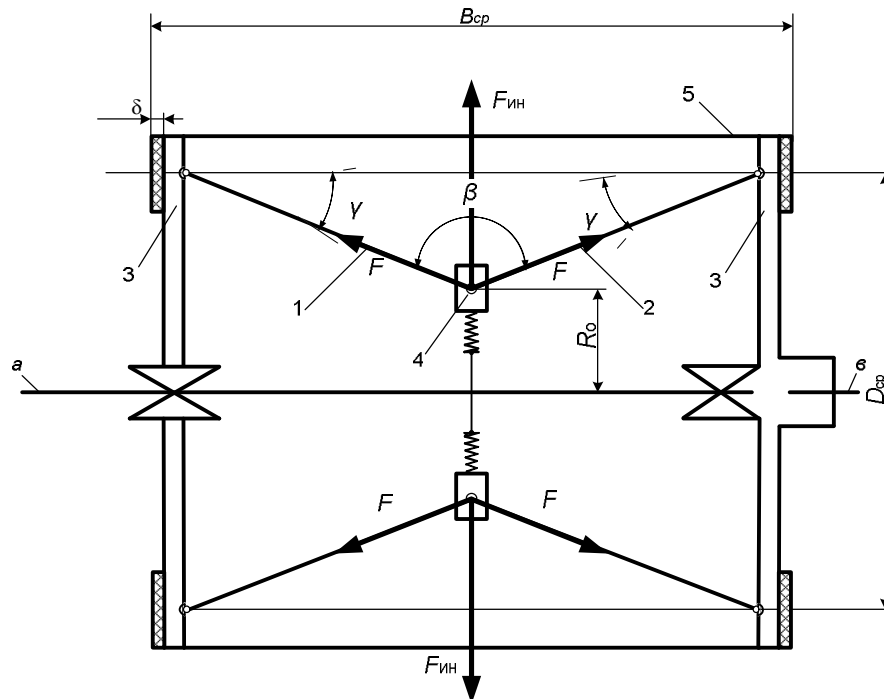


Рис. 1. Принципиальная структурная схема центробежной фрикционной муфты

Анализ существующих литературных источников по расчету и проектированию преобразующих центробежных фрикционных муфт с рычажным преобразователем усилий показывают, что каких либо методов по определению основных геометрических размеров, необходимых для разработки и их конструкции, отсутствуют.

Целью настоящей работы является разработка инженерного метода расчета основных геометрических размеров муфты в первом приближении, что позволит разрабатывать ее конструкцию.

На рис. 2 представлена расчетная схема центробежной фрикционной муфты с учетом симметрии ее составляющих.

При составлении расчетной схемы принято во внимание, что грузики и прижимные колодки движутся во взаимно перпендикулярных направлениях: силы инерции, развиваемые грузиками, перпендикулярны продольной оси вращения и пересекают ее, а прижимные диски перемещаются вдоль этой же оси.

Для разработки конструкции центробежной муфты, как следует из структурной и расчетной схем (см. рис. 1, 2), необходимо определить диаметр соединяемых валов d_b , средний диаметр муфты $d_{ср}$, длины l_2 рычагов 1, 2, размеры грузика, характеризуемые его массой $m_{гп}$ или их количество z при заданной массе,

размеры пружины характеризуются ее жесткостью c .

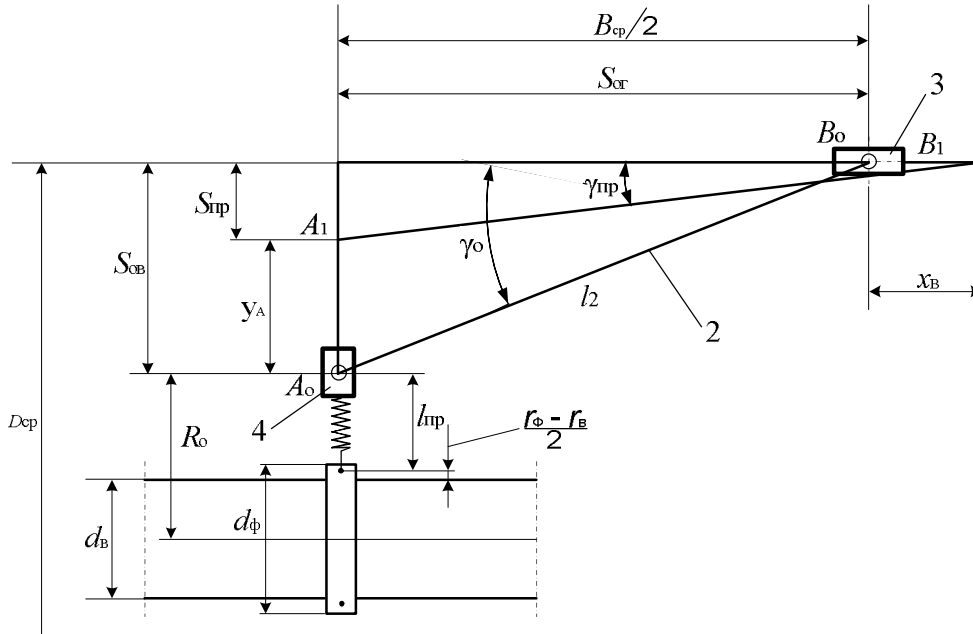


Рис. 2. Расчетная схема центробежной фрикционной муфты

В качестве исходных данных считаем заданными: приведенный момент инерции машины I_m , время t_p выхода машины на нормальный режим работы, т.е. время разгона ведущего вала, частота вращения вала n_b или его угловая скорость $\omega_b = const$. Поскольку центробежные фрикционные муфты применяются в машинах с большим моментом инерции (центрифуги, гомогенизаторы, сепараторы и т.п.), то считаем их моменты инерции $I_m = const$. В предположении, что $\omega_b = const$, внешние силы, действующие на машину отсутствуют, рабочий момент сопротивления в таких машинах, как центрифуги, гомогенизаторы, сепараторы и др. также (с большой вероятностью) можно считать постоянной и равной $T_p = const$. Тогда угловое ускорение ведомого вала (в первом приближении), можно определить выражением $\epsilon_b = \frac{\omega_b}{t_p} \approx const$ и максимальный вращающий момент, действующий на соединяемые валы $T_{max} = I_m \epsilon + T_p$. Числовое значение T_{max} позволяет определить диаметры соединяемых валов по известной методике [3]. Диаметр фланца d_ϕ , на котором закрепляются ушки пружины, можно выбирать исходя из конструктивных соображений и условий сборки.

Для обеспечения необходимых условий перемещения прижимных дисков вдоль продольной оси ведущего вала и создания больших значений усилий прижима прижимных дисков, начальный угол γ_0 (см. рис. 2) должен принимать значение не больше $15^\circ (\gamma_0 \leq 15^\circ)$. Кроме того рычаги преобразующего механизма не должны втягиваться в прямую линию, поскольку при этом отсутствует передача усилий на прижимные диски. Значит, должно выполняться неравенство $\gamma_{пр} > 0$. Учитывая зазоры в кинематических парах преобразующего механизма и упругие деформации рычагов 1,2, а также возможность их заклинивания между прижимными колодками следует ограничить значения угла $\gamma_{пр}$ в пределах $3^\circ \leq \gamma_{пр} \leq 3^\circ$. При заданных выбранных значениях углов $\gamma_{пр}, \gamma_0$, принимая во внимание расчетную схему (см. рис. 2) запишем

$$l_2 \cos \gamma_0 + x_B = l_2 \cos \gamma_{пр}, \tag{1}$$

отсюда

$$x_B = l_2 (\cos \gamma_{пр} - \cos \gamma_0), \tag{2}$$

где x_B – перемещение прижимных дисков вдоль продольной оси ведущего вала.

Для непрерывной работы муфты перемещение x_B должно быть больше толщины δ колодок, закрепленных на прижимных дисках, т.е. $x_B \geq \delta$. При заданном значении δ из (2) для длины рычагов преобразующих механизмов получим:

$$l_2 \geq \frac{\delta}{\cos\gamma_{\text{пр}} - \cos\gamma_0} \quad (3)$$

Для среднего диаметра муфты находим (см. рис. 2)

$$d_{\text{cp}} = 2(S_{\text{ов}} - R_0) \quad (4)$$

где $S_{\text{ов}} = l_2 \sin\gamma_0$.

Начальное положение грузиков как следует из рис. 2.

$$R_0 = \frac{d_{\text{в}}}{2} + \frac{d_{\text{в}} - d_{\text{ф}}}{2} + l_{\text{пр}}$$

Здесь $l_{\text{пр}}$ – длина пружины растяжения в свободном состоянии.

Поскольку угол передачи движения α_{min} в преобразующем механизме $\alpha_{\text{min}} = 90 - \gamma_0$, то для расчета жесткости пружины необходимо определить силу трения между поступательно перемещающимися прижимными дисками и валом.

В существующих конструкциях центробежных муфт грузики располагаются равномерно по периметру прижимных дисков. Следовательно, центр масс прижимных дисков находится на оси вращения ведущего вала. Кроме того на прижимных дисках отсутствуют радиальные усилия от преобразующего механизма. Значит, пружина должна создавать усилие для преодоления силы трения от веса прижимных дисков и от сил трения между ступицей дисков и шпонкой. Поскольку пружины должны срабатывать при отключенном двигателе, когда ведущей становится ведомая полумуфта, на которой вращающий момент постепенно уменьшается до нуля, то силами трения между ступицей и шпонкой пренебрегают.

В предположении, что толщина обода прижимных дисков равна примерно толщине δ прижимных колодок, а длина ступицы прижимных дисков $l_{\text{ст}}$ не должна быть меньше $(1,5 - 2)d_{\text{в}}$ [3] для определения массы прижимного диска можно использовать приближенную формулу

$$m_{\text{д}} \approx \frac{\pi d_{\text{cp}}^2}{4} \delta g,$$

где g – ускорение свободного падения.

При отключенном двигателе центробежная сила инерции грузиков постепенно уменьшается и принимает нулевое значение. Тогда сила трения ступицы обвал

$$F_{\text{тр}} = GF = m_{\text{д}} gf,$$

где f – коэффициент трения скольжения между валом и ступицей.

Для одного преобразующего механизма сила трения равна

$$\frac{2F_{\text{тр}}}{z} = \frac{2m_{\text{д}} gf}{z} = F',$$

где z – число преобразователей усилий.

Для усилия, создаваемого пружиной, принимая во внимание преобразователи усилий, получим

$$F_{\text{пр}} = 2F' \text{tg}\gamma_0 = \frac{4m_{\text{д}} gf}{z} \text{tg}\gamma_0 = \frac{\pi d_{\text{cp}}^2}{z} \delta g \text{tg}\gamma_0 = cy_{\text{max}} \quad (5)$$

где c – жесткость пружины.

Из выражения (5) для жесткости пружины, находим

$$c = \frac{\pi d_{\text{cp}}^2}{zy_{\text{max}}} \delta g \text{tg}\gamma_0.$$

Учитывая, что $y_{\text{max}} = l_2 (\sin\gamma_0 - \sin\gamma_{\text{пр}})$ (см. рис. 2) окончательно получим

$$c = \frac{\pi d_{\text{cp}}^2 \delta g}{zl_2 (\sin\gamma_0 - \sin\gamma_{\text{пр}})} \text{tg}\gamma_0.$$

Зная жесткость пружины, минимальный ее ход и максимальное усилие можно по известной методике [4] рассчитать ее основные параметры.

Для определения массы грузиков, что позволит определить его геометрические размеры, предполагаем, что в шарнирных соединениях рычагов с прижимными дисками возникает сосредоточенная сила N . Тогда вращающий момент на ведомом валу

$$T_{\text{max}} = fN \frac{d_{\text{cp}}}{2} z,$$

отсюда

$$N = \frac{2T_{\text{max}}}{fd_{\text{cp}} z}. \quad (6)$$

Силу, которую необходимо создавать грузиком в начале движения

$$F = 2Ntg\gamma_0 = \frac{4T_{max}tg\gamma_0}{fd_{cp}z} = F_{ин}, \quad (7)$$

где $F_{ин} = m\omega_b^2 R_0$ – центробежная сила инерция.

Тогда

$$\frac{4T_{max}tg\gamma_0}{fd_{cp}z} = m\omega_b^2 R_0.$$

Отсюда

$$mz = \frac{4T_{max}tg\gamma_0}{fd_{cp}\omega_b^2 R_0}. \quad (8)$$

Принимая во внимание выражения (4),(6),(8) для произведения mz , названного нами характеристичным числом центробежной фрикционной муфты, получим

$$mz = \frac{32 \left(I_n \frac{\omega_b}{t_p} + T_p \right) tg\gamma_0}{f\omega_b^2 k (4l_2 \sin\gamma_0 + k)}, \quad (9)$$

где $k = d_b + d_\phi + 4l_{np}$.

Зная характеристичное число центробежной фрикционной муфты в дальнейшем задачу можно решить двумя путями: задаваться массой или числом параллельно работающих преобразующих механизмов и определить число грузиков z или их массу.

Следует отметить, что число параллельно работающих механизмов z должно удовлетворять неравенству $z \geq 2$. Для динамического равновесия их необходимо распределить равномерно по периметру окружности среднего диаметра прижимных дисков, т.е. центры шарнирных соединений рычагов с прижимными дисками должны находиться на этой окружности.

Из рис.2 следует, что среднюю ширину муфты, учитывая также ширину δ обода прижимных дисков, можно определить из выражения

$$B_{cp} \approx 2[S_{ор} + (1,5...2)\delta],$$

где $S_{ор} = l_2 \cos\gamma_{np}$ – параметр, определяющий конечное положение прижимного диска.

Окончательные геометрические размеры центробежной фрикционной муфты можно откорректировать после ее конструирования на основе полученных числовых значений d_{cp} , B_{cp} , d_b , d_ϕ , l_2 , m_{np} , z .

Пример: определить основные параметры центробежной фрикционной муфты, $I_n = 70\text{Нм}^2$, $t_p = 60\text{с}$, $\omega_b = 150\text{с}^{-1}$.

В результате расчета по выше приведенной методике получены: $d_{cp} = 200\text{мм}$, $B_{cp} = 385\text{мм}$, $d_b = 25\text{мм}$, $d_\phi = 33\text{мм}$, $l_2 = 185\text{мм}$, $z = 4$ (задаемся), тогда получаем $m_{np} = 0,385\text{кг}$.

Литература

1. Патент на корисну модель № 23165. МПК А01С7/00. Відцентрова фрикційна муфта / Амбарцумянц Р.В., Горкавенко Е.А. ; Одеська національна академія харчових технологій. – Оpubл 10.05.2007, бюл. № 6.
2. Детали машин : т. 2 / [под ред. Н.С. Ачеркана]. – М. : Машгиз, 1953. – 560 с.
3. Поляков В.С. Муфты. Конструкции и расчет / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш. – [4-е изд., перераб. и доп.]. – Л. : Машиностроение, 1973. – 336 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. Т. 2 / [под ред. И.Н. Жестковой]. – [8-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Машиностроение, 2001. – 912 с.

Надійшла 20.11.2012 р.

Статтю представляє: д.т.н. Амбарцумянц Р.В.