

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ РОЛИКОВЫХ ОПОР ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ЛИТЕЙНЫХ МАШИН

При определении мощности электропривода центробежных литейных машин кроме технологических сопротивлений необходимо знать сопротивление качению опорных и центрирующих роликов. Если сопротивление от трения в роликовых подшипниках определяется через хорошо апробированную величину коэффициента трения, приведенного к цапфе, то экспериментальная величина коэффициента трения качения определена только для стандартных колес грузоподъемных кранов. Установить экспериментальные значения коэффициента трения качения опорных и центрирующих роликов по бандажам задача вряд ли осуществима ввиду многообразия нагрузок и диаметров. Отсутствие аналитической зависимости для определения трения качения приводит к неточности при определении величины мощности привода.

Первым, определившим аналитически величину трения качения шариковых подшипников считают О.Рейнольдса[1]. Он считал, что причина сопротивления качения шариков и роликов кроется в проскальзывании их в месте контакта. Если причина в скольжении, подшипники качения начали смазывать так же, как и подшипники скольжения. Это была, на наш взгляд, одна из дорогих ошибок, которая была допущена ученым, ибо тяжело подсчитать, сколько было зря перерасходовано смазочных материалов.

Только в 1955 г. Табор [2] экспериментально доказал, что роль трения скольжения в величине сопротивления качению незначительная (по нашим расчетам на скольжение приходится не более 1% от общей величины сопротивления качению). Табором получены аналитические зависимости для определения коэффициента трения качения как при первоначальном линейном так и точечном контактах.

При линейном контакте по Табору:

$$k = \alpha \frac{2b}{3\pi}, \quad (1)$$

где α – коэффициент гистерезисных потерь;

b – полуширина пятна контакта в теории упругости по формулам Герца [3];

при точечном контакте:

$$k = \alpha \frac{3b}{16}. \quad (2)$$

Однако наличие в формулах (1) и (2) коэффициента гистирезисных потерь свело на нет их практическое применение ввиду того, что его определение требовало больше времени и средств, чем определение самого k и, тем более что эта величина - не константа материала.

В [4] с использованием хорошо апробированных величин коэффициента трения качения для крановых колес получены следующие зависимости для определения коэффициента трения качения:

при линейном контакте

$$k = 0,225be^{-1,2R}; \quad (3)$$

при точечном контакте

$$k = 0,16be^{0,2R}, \quad (4)$$

где R – радиус тела качения в метрах.

Сравнение формул (1) и (3), (2) и (4) показывает, что коэффициент гистирезисных потерь достаточно точно описывается экспонентой.

Цель исследований. С использованием аналитических зависимостей для определения коэффициента трения качения найти сопротивление от качения по бандажам опорных и центрирующих роликов центробежных литейных машин.

Материал исследований

Рассмотрим сначала более простую конструкцию опор с бочкообразными роликами (рис.1).

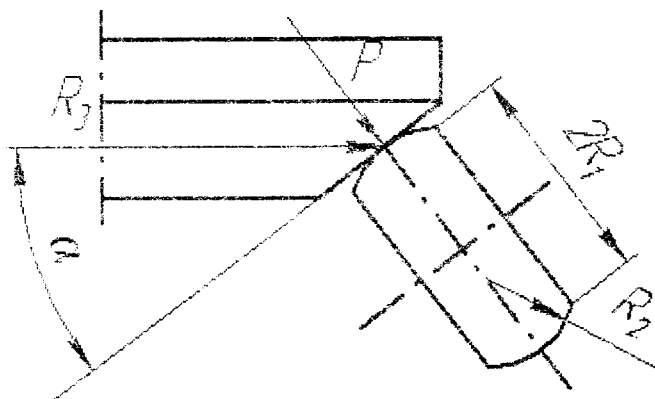


Рисунок - 1. Схема к определению сопротивления качения бочкообразных роликов

Величина контактных напряжений по формулам Герца [3] при условии, равенства модулей упругости ролик и бандажа (коэффициент Пуассона равен 0,3):

$$\sigma = 0,245n_p \sqrt[3]{PE \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right)^2}, \quad (5)$$

где n_p - коэффициент, зависящий от отношения коэффициентов в уравнении эллипса пятна контакта ролика и бандажа.

Например, при проектных значениях конструктивных параметров $R_3=1050$ мм; $R_1=250$ мм; $P=10$ кН; $[\sigma]=600$ МПа величине R_2 в первом приближении соответствует $R_2=1,2$ м и $n_p=0,97$. Во втором приближении $R_2=0,95$ м.

Полуширина пятна контакта [3] в направлении качения

$$b = 0,6985 n_b \sqrt[3]{\frac{P}{E} \frac{1}{1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3}}, \quad (6)$$

где n_b - коэффициент, зависящий от тех же величин, что и n_p . При принятых значениях $n_b=0,8$ и $b=1,11$ мм, величина коэффициента трения качения составит (4) $k=0,185$ мм. Сопротивление качению четырех опорных роликов

$$W_k = \frac{4Pk}{R_1} = 29,6 \text{ Н.}$$

Отметим, что в точной постановке величину R_1 необходимо брать с

учетом высоты сегмента $h = R_2 - \left(R_2^2 - \frac{B^2}{4} \right)^{1/2}$, где B - ширина ролика. Однако, в большинстве случаев эта добавка незначительная, составляющая 1...3 мм.

Сопротивление трению в подшипниках при коэффициенте трения для роликовых подшипников $\mu=0,015$ [8] и диаметре цапфы

$d = 2R_1/5$ составит 120 Н, что в четыре раза превышает сопротивление качению W_k .

Найдем еще одну составляющую сопротивления возникающей от скольжения точек пятна контакта. Этот вид скольжения появляется вследствие разных путей, пройденных точками пятна контакта при вращении опорного бандажа формы. Длина ось пятна контакта выйдет из удвоенной величины, полученной по формуле (6), а длина другой оси вычисляется по этой же формуле при замене n_b на n_d .

При указанных выше величинах: $a=2,22$ мм и $b=3,52$ мм, разница путей центров давления полуэллипсов пятна контакта составит $16a/3$, а сопротивление скольжению четырех роликов будет равно $\frac{64aPf}{3R_3} = 68 \text{ Н.}$

С целью центровки вращающейся формы ролики машины имеют коническую бочкообразную форму (рис. 2). Поскольку угол между перпендикуляром к поверхности качения и прямой радиуса поверхно-

сти ролика незначительный, то увеличением нагрузки P , на ролики можно пренебречь, и расчет вести по упрощенной схеме (рис. 1).

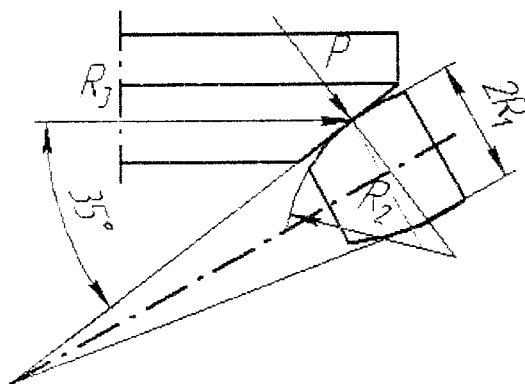


Рисунок - 2. Схема к определению сопротивления качения конических бочкообразных роликов

Анализ проведенных расчетов позволяет сделать вывод о том, что предложенный способ аналитического определения сопротивления качению позволяет разделить сопротивление от трения роликов на три составляющие:

- 1) сопротивление от трения в подшипниках роликов (55%);
- 2) сопротивление от скольжения поверхности ролика по бандажу (31%);
- 3) сопротивление от качения ролика по поверхности бандажа (14%).

ЛИТЕРАТУРА.

1. Reynolds O. On rolling friction. – Philos. Trans. Roy. Soc., 1875. – p. 155.
2. Tabor D. The mechanism of rolling friction: the elastic range. – Proc. Roy. Soc., 1955. – p. 198.
3. Справочник по сопротивлению материалов/ Писаренко Г.С., Яковлев А. П. Матвеев В.В. Киев: Наукова думка, 1988. – 736 с.
4. Бондаренко Л.М. Аналітично-експериментальне визначення коефіцієнта тертя кочення/ Будівництво України, 2001.- с. 47 – 48.
5. Справочник по кранам: В 2 т. Т.2/ Александров М.П., Гохберг М.М., Ковин А.А. и др. – Л.: Машиностроение, 1988. – 559 с.