



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГКНТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

1

(21) 4874293/10
(22) 15.10.90
(46) 07.11.92. Бюл. № 41
(71) Белорусский политехнический институт
(72) А.И.Бобровник
(56) Флик Э.П. Механические приводы сельскохозяйственных машин. М.: Машиностроение, 1984, с.237.

(54) УСТРОЙСТВО ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА

(57) Изобретение относится к измерительной технике, а именно к устройствам для измерения крутящего момента. Сущность

2

изобретения: устройство для измерения крутящего момента содержит механическую передачу с закрепленными на валах прямозубыми цилиндрическими колесами и опорами качения, силоизмерительный датчик, при этом одна из опор выполнена в виде установленных в парной зеркальной последовательности двух радиально-упорных шариковых, либо роликовых подшипников с неравными углами контакта тел качения, а наружное или внутреннее кольцо опоры соединено с силоизмерительным датчиком, при этом опора выполнена с возможностью осевого перемещения. 5 ил.

Изобретение относится к области измерительной техники, а именно к устройствам для измерения крутящего момента.

Известны способы и устройства для измерения сил, деформаций и перемещений, возникающих под действием нагрузок. Силовоспринимающую и измерительную части. Силовоспринимающая часть содержит элементы для восприятия реакций механической системы и ее передачи на динамометр. Известны также датчики силы: индукционный, емкостной, виброчастотный и др. Однако эти устройства сложны, требуют применения специальных устройств при замерах крутящих моментов в механических передачах. Они не надежны и не долговечны и применяются только в исследовательских цепях.

Для контроля момента нагружения во время испытаний механических передач они оборудуются тензометрическими уст-

ройствами, а при исследованиях нагруженности вращающихся деталей используют тензорезисторы, соединенные по мостовой схеме, изолированные от попадания смазки и от механических повреждений слоем эпоксидной смолы с последующей передачей информации. Однако такие устройства для замера крутящего момента не могут длительно работать в механических передачах при значительных колебаниях температур, наличии запыленности, при вибрационной нагрузке, и требуют постоянного ухода и контроля. Поэтому современные механические приводы не имеют надежных систем управления скоростными режимами.

Целью изобретения является повышение надежности, долговечности, расширение диапазона измерения крутящего момента.

Поставленная цель достигается тем, что в известном устройстве замера крутящего момента, содержащем механическую пере-

дачу с закрепленными на валах прямоугольными цилиндрическими колесами и опорами качения, и силоизмерительный датчик, одна из опор выполнена в виде установленных в парной зеркальной последовательности двух радиально-упорных шариковых, либо роликовых подшипников с неравными углами контакта тел качения, а наружное или внутреннее кольцо опоры соединено с силоизмерительным датчиком, при этом опора выполнена с возможностью осевого перемещения.

Использование одной из опор механической передачи в качестве силовоспринимающего элемента без нарушения функциональной работы передачи позволяет отказаться от сложных датчиков и повысить надежность и долговечность системы.

Применение одной из опор в виде установленных в парной зеркальной последовательности двух радиально-упорных шариковых, либо роликовых подшипников с неравными углами контакта тел качения позволяет регулировать величину измеряемой осевой силы. Выполнение этой опоры с возможностью осевого перемещения дает возможность передать осевое усилие, пропорциональное крутящему моменту, регистрирующему устройству.

На фиг.1 показаны действующие в зубчатой передаче силы; на фиг.2 – нагрузки на опоры вала; на фиг.3 – опоры промежуточного вала; на фиг.4 – кинематическая схема редуктора с цилиндрическими колесами; на фиг.5 – схема действия сил на шариковый радиально-упорный подшипник.

Известно, что крутящий момент на валу механической передачи (редуктора, мультипликатора) различен и связан для прямоугольных цилиндрических колес соотношением

$$M_1 = \frac{F_t d_1}{2}; F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_{\omega} \quad (1)$$

где F_t – окружная сила; F_r – радиальная сила; α_{ω} – угол зацепления.

Действующие в зубчатой передаче силы в зависимости от конструкции вала и опор приводятся к оси вала (см. фиг.1).

Нагрузка на первую и вторую опоры ведущего вала от окружной P и радиальной T сил составит соответственно

$$P_1 = P \frac{l_2}{l_1 + l_2}; P_2 = P \frac{l_1}{l_1 + l_2}; \quad (2)$$

$$T_1 = T \frac{l_2}{l_1 + l_2}; T_2 = T \frac{l_1}{l_1 + l_2}; \quad (3)$$

Результирующая с учетом угла трения ρ между зубьями

$$F_{r1} = \sqrt{P_1^2 + T_1^2} \frac{P}{\cos(\alpha_{\omega} + \rho)} \left(\frac{l_2}{l_1 + l_2} \right) \quad (4)$$

$$F_{r2} = \sqrt{P_2^2 + T_2^2} \frac{P}{\cos(\alpha_{\omega} + \rho)} \left(\frac{l_1}{l_1 + l_2} \right) \quad (5)$$

где l_1, l_2 – расстояния колеса до опор.

Отсюда

$$P = \frac{F_{r1} \cos(\alpha_{\omega} + \rho)(l_1 + l_2)}{l_1} \quad (6)$$

Тогда крутящий момент $M_1 = \frac{P d_1}{2} =$

$$= \frac{F_{r1} \cos(\alpha_{\omega} + \rho)(l_1 + l_2) d_1}{l_1} \quad (7)$$

Аналогично через результирующую реакцию второй опоры:

$$M_1 = \frac{F_{r2} \cos(\alpha_{\omega} + \rho)(l_1 + l_2) d_1}{l_2} \quad (8)$$

Таким образом крутящий момент прямо пропорционален величине результирующей реакции опор.

В зависимости от кинематической схемы передачи можно всегда определить величину крутящего момента через значение результирующей реакции одной из опор. Значения нагрузки на опоры вала промежуточного колеса (фиг.3) прямоугольной цилиндрической передачи

$$F_{rv} = 2P \frac{b}{a+b}; F_{rvi} = 2P \frac{a}{a+b};$$

Тогда

$$M_3 = \frac{P d_3}{2} = \frac{F_{rv} (a+b) d_3}{4b} \quad \text{или}$$

$$M_3 = \frac{P d_3}{2} = \frac{F_{rvi} (a+b) d_3}{4a}; \quad (9)$$

Известно, что в качестве опор редукторов широко применяют шариковые радиально-упорные и роликовые конические подшипники. Также известно, что у шариковых радиально-упорных и роликовых конических подшипников под действием радиальной нагрузки A возникает внутренняя осевая составляющая S , разгружающая их в осевом направлении

$$S = 1,3 A \operatorname{tg} \beta \quad (10)$$

где β – угол контакта тел качения.

Приведенная радиальная нагрузка R_n для двух подшипников с осевыми составляющими нагрузок S_1 и S_2

$$R_n = A + m(Q - S_1 + S_2) \quad (11)$$

где A – радиальная нагрузка на подшипник;

m – коэффициент приведения, учитывающий неодинаковое влияние на долговечность подшипника радиальной и осевой нагрузок;

Q – осевая нагрузка на подшипник.

При отсутствии осевой нагрузки

$$R_n = A + m(S_2 - S_1). \quad (12)$$

Радиальная нагрузка A при известной внутренней осевой S_1 равна

$$A_1 = \frac{S_1}{1,3 \operatorname{tg} \beta_1} \quad (13)$$

Один подшипник (радиально-упорный) применять нельзя, так как с увеличением радиальной нагрузки он будет разгружаться под действием осевой составляющей. Поэтому для опоры из двух подшипников применяют парную зеркальную установку с обязательной осевой затяжкой и расположением подшипников, когда оси качения шариков или роликов скрещиваются между подшипниками (схема X) или располагаются вне подшипников.

Для правильной работы радиально-упорных подшипников главное значение имеет осевой предварительный натяг. Правильно выбранный натяг обеспечивает плотное прилегание шариков к беговым дорожкам, уменьшает износ поверхностей качения, повышает нагружаемость и долговечность подшипников, предупреждает вращение шариков под действием гироскопических моментов и снижает коэффициент трения.

Необходимый натяг зависит от формы поверхностей качения, частоты вращения, температуры узла, коэффициента трения, величины рабочей нагрузки (радиальной и осевой).

При пружинном предварительном натяге в систему вводят спиральные или тарельчатые пружины, обеспечивающие натяг практически постоянной величины, почти независимо от износа поверхностей качения, колебаний линейных размеров и тепловых деформаций.

При установке парных подшипников с одинаковым углом контакта тел качения β и равномерной нагрузке подшипников радиальной силой суммарная составляющая сил равна нулю.

$$S = S_1 - S_2 = 0; \quad (14)$$

Для получения разности осевой составляющей опоры необходимо устанавливать подшипники с различными углами контакта тел качения β . Тогда

$$S_{z1} = S_1 - S_2 = 1,3A_1 \operatorname{tg} \beta_1 - 1,3A_2 \operatorname{tg} \beta_2 \quad (15)$$

Если принять, что радиальная нагрузка

$$A = A'_1 + A'_2 = \frac{A_1}{2} + \frac{A_1}{2}$$

$$\text{то } S_{z1} = \frac{1,3}{2} A_1 (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2) = 0,65 A (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2)$$

отсюда

$$A_1 = \frac{S_{z1}}{0,65 (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2)} = K_1 S_{z1} \quad (16)$$

$$\text{где } K_1 = \frac{1}{0,65 (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2)}$$

Радиальная нагрузка в опоре A равна результирующей реакции, F_{r1} , тогда

$$M_1 = \frac{S_{z1} \cos(\alpha_\omega + \rho) (l_1 + l_2) d_1}{0,65 (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2) 2} \quad (17)$$

т.е. $M_1 = K_1 K_2 S_{z1}$.

$$\text{где } K_2 = \frac{\cos(\alpha_\omega + \rho) (l_1 + l_2) d_1}{2}$$

Крутящий момент прямо пропорционален величине разности осевых составляющих опоры из 2-х подшипников.

Этой формулой можно воспользоваться если замеряется разность осевых составляющих подшипника. Если замеряется сумма осевых составляющих, то формула (16) имеет вид:

$$S_{z2} = S_1 + S_2 = 1,3A_1 \operatorname{tg} \beta_1 + 1,3A_2 \operatorname{tg} \beta_2$$

$$\text{Если } A = A'_1 + A'_2 = \frac{A_2}{2} + \frac{A_2}{2},$$

$$\text{то } S_{z2} = \frac{1,3 A_2}{2} (\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2)$$

Отсюда

$$A_2 = \frac{S_{z2}}{0,65 (\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2)} = K_2 S_{z2}$$

где

$$K_2 = \frac{1}{0,65 (\operatorname{tg} \beta_1 + \operatorname{tg} \beta_2)}$$

$$M = K_2^1 K_2^1 S_{z2} \quad (18)$$

Крутящий момент прямо пропорционален величине суммы осевых составляющих опоры из 2-х подшипников. Крутящий момент может быть замерен при установке 2-х подшипников с одинаковыми углами контакта тел качения β путем замера сжимающих или растягивающих сил на втулках, где устанавливаются внутренние или наружные кольца парных подшипников.

В этом случае A_1 определяется по формуле (13), а момент равен

$$M_1 = \frac{S_1 \cos(\alpha_\omega + \rho) (l_1 + l_2) d_1}{1,3 \operatorname{tg} \beta_1 l_2 2}$$

Механическая передача с прямыми цилиндрическими колесами представлена двухступенчатым редуктором, кинематическая схема которого представлена на фиг. 4. Здесь 1 - ведущий вал, 2, 3 - соответственно промежуточный и выходной вал. На валах жестко закреплены шестерни 4 и 6 и зубчатые колеса 5, 7. Валы устанавливают на опорах 8, 9, 10, 11, 12, 13. Предложенное устройство позволяет измерить крутящий момент на любом из валов 1, 2, 3. В качестве силовоспринимающего элемента может быть использована одна из опор 8, 9, 10, 11, 12, 13. Для этого одна из опор, например 8, должна быть выполнена с возможностью передачи радиальной нагрузки и перемещения опоры в осевом направлении. При приложении нагрузки вторая опора этого вала 7 должна исключать осевое перемещение вала.

Для возможности замера крутящего момента в подвижной опоре устанавливаем передаточную систему с преобразованием радиальной нагрузки в осевую составляющую. Если рассмотреть схему действия сил на шариковый радиально-упорный подшипник (фиг.5), то на внутренние 14 и наружные 15 кольца и тело качения 16 действуют соответственно Q_r^b , Q_r^H , Q_z радиальные силы и осевые силы Q_a^b , Q_a^H , Q_a .

На фиг.3 представлена одна из опор вала для преобразования радиальной силы в разность осевых составляющих двух радиально-упорных подшипников. Здесь 17 – левый подшипник, 18 – правый подшипник, имеющий соответственно внутренние и наружные кольца 19, 20, 21, 22, 24 имеет специальный рабочий участок N для наклейки незодатчиков с целью замера усилий сжатия или растяжения между подшипниками 17 и 18 устанавливается распорная упругая втулка 25, а подшипники стягиваются гайкой 26.

На фиг.4 представлена схема действия сил в опоре, состоящей из 2-х радиально-упорных подшипников. Здесь S_i -осевые составляющие, F_r -радиальные составляющие. Сумма осевых составляющих опоры из 2-х подшипников может быть в зависимости от схемы установки для внутренних или наружных колец равна сумме или разности этих сил:

$$S_{\Sigma 1} = S_{i1}' + S_{i2}'';$$

$$S_{\Sigma 2} = S_{i1}'' + S_{i2}';$$

На фиг.5 представлена конструкция ведущего вала редуктора с подвижной опорой 8, состоящей из подшипников 17, 18. Втулка 24 имеет наружный шлицевой участок с целью осевого перемещения без ее проворачивания в корпусе. Второй конец втулки – плавающий, опирается на шип 27, устанавливаемый в крышке подшипникового узла 28. С технологических соображений и возможности ремонта в корпусе установлена шлицевая втулка 29. На крышке 28 зацепляется индикатор, измеряющий осевое перемещение втулки 24. При небольших нагрузках осевое усилие воспринимается пружиной индикатора, а при значительных нагрузках устанавливаются тарельчатые

пружины между торцами втулки 24 и шипа 27.

При работе редуктора под действием передаваемого крутящего момента будет возникать в опоре 8 суммарная реакция радиальных сил определяемая по формулам 5,8.

Так как под действием радиальной нагрузки в шариковых радиально-упорных подшипниках 17, 18 будут возникать внутренние осевые составляющие, то внутренняя втулка 23 (или правый конец вала 1) будут растягиваться, а в наружном кольце 24 кроме радиальных сил воспринимаемых втулкой 29 и шипом 27 будут возникать осевые составляющие, направленные навстречу друг другу. Под действием осевой составляющей рабочий упругий участок втулки 24 будет сжиматься, и его правый конец переместится влево, а вместе с ним и чувствительный элемент индикатора.

В формулу для замера крутящего момента 17, 18 нужно ввести масштабный коэффициент μ , учитывающий чувствительность индикатора

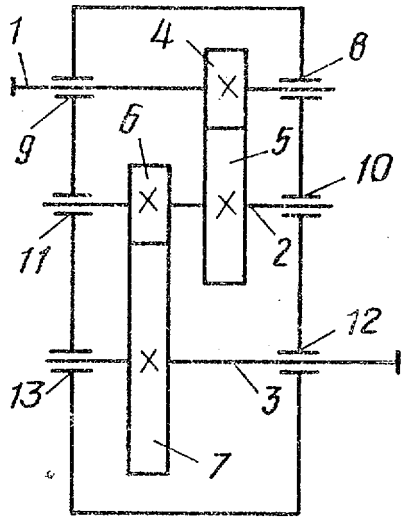
$$M = \mu K_1 K_2 T_1,$$

где T_1 – показания индикатора (регистрирующего устройства).

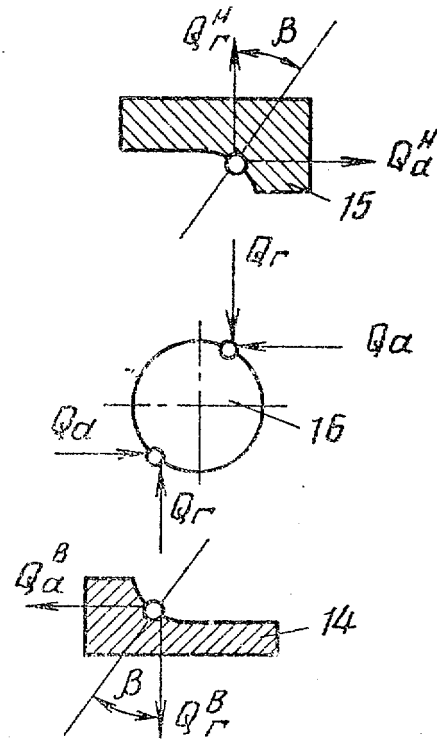
По величине показаний индикатора судят о величине крутящего момента. Преимущество данного устройства заключается в том, что наружное кольцо не вращается. Возможны и другие схемы, когда неподвижно внутреннее кольцо.

Формула изобретения

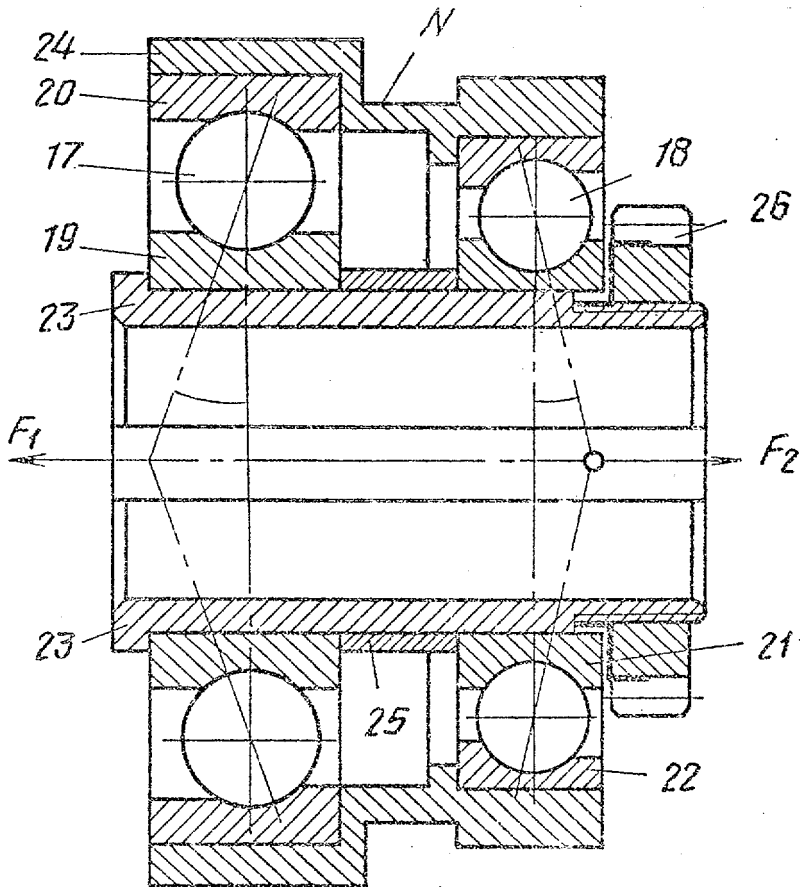
Устройство для измерения крутящего момента, содержащее механическую передачу с закрепленными на валах прямозубыми цилиндрическими колесами и опорами качения, и силоизмерительный датчик, отличающееся тем, что, с целью повышения надежности и долговечности одна из опор выполнена в виде установленных в парной зеркальной последовательности двух радиально-упорных шариковых либо роликовых подшипников с неравными углами контакта тел качения, а наружное или внутреннее кольцо опоры соединено с силоизмерительным датчиком, при этом опора выполнена с возможностью осевого перемещения.



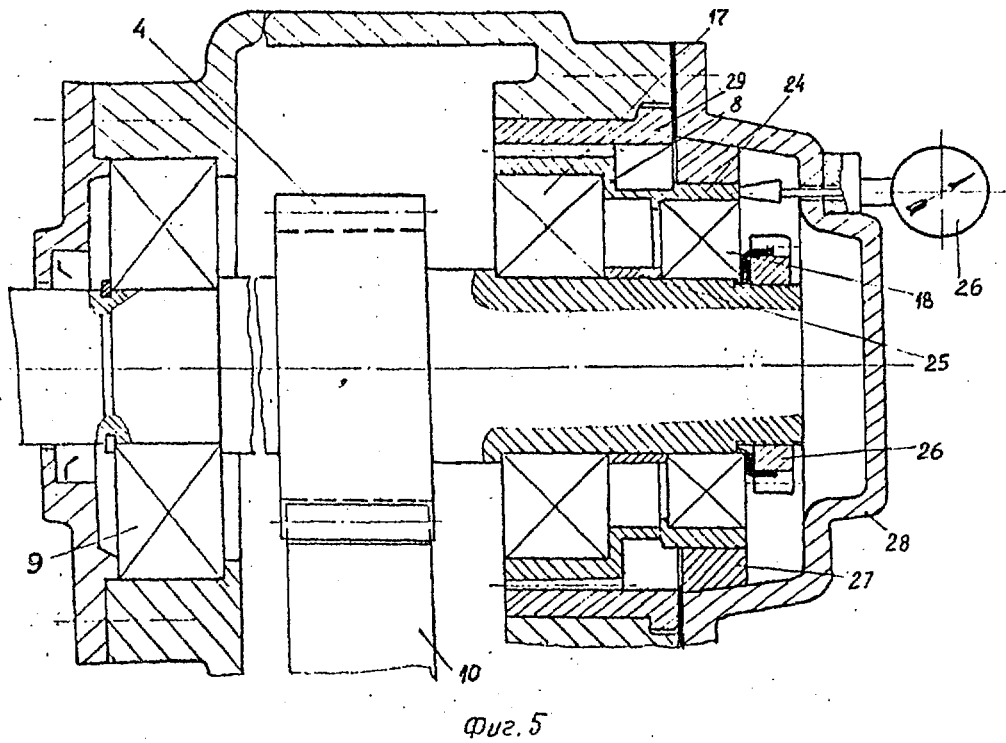
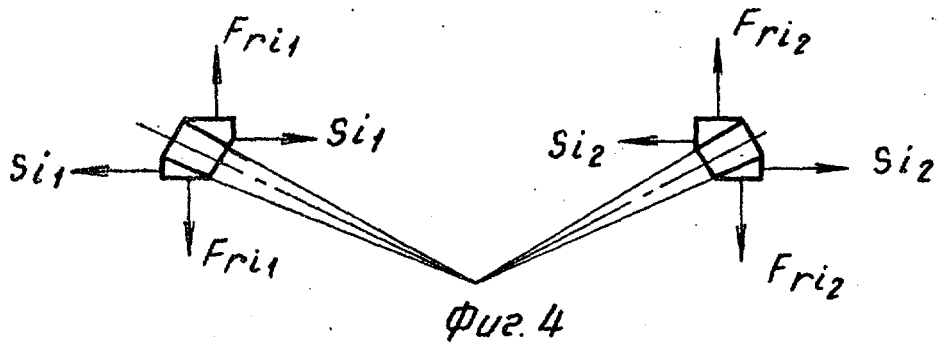
фиг. 1



фиг. 2



фиг. 3



Редактор С. Кулакова Составитель Т. Ишкова Корректор Н. Мимокова
 Техред М. Моргентал

Заказ 3920 Тираж Подписное
 ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР
 113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., 4/5