

и вращения ведомых звездочек корректировку центра $j+1$ -той звездочки следует осуществлять по выражению:

$$\Delta u_{j+1} = \min \left\{ \bar{u}_{j+1} - u_{j+1} \right\}, \quad (8)$$

где u_{j+1} - отклонения передаточного числа от среднего значения \bar{u}_{j+1} .

На основе представленных исследований и с целью автоматизированного анализа и синтеза роликовых цепных контуров нами разработаны соответствующие компьютерные программы.

Summary. Methodological principles of mathematical modeling and synthesis of chain-drive contours are expounded in this article.

The aim of investigation - to work out universal geometrically kinematics synthesis method for two and multi-shaft contours, which provides drive's pulling force and driven chain-wheels' smooth motion. Mathematical model of chain contour is universal and suitable for any orientation and configuration contours regardless of the number of chain-wheels. The geometrically kinematics synthesis of chain-drive contains four stages:

- calculation of the chain contour motion starting position's recycling period;
- theoretical investigation of multi-shaft chain contour's number;
- founding of the optimal chain contour's selection criterions;
- optimization of the chain contour.

Перелік посилань:

1. Томашунс И.А., Узклингис Г.А. Анализ методов геометрического расчета двухзвездочных цепных передач// Тр. Латв. СХА. - Елгава, 1983. - Вып. 215. - С. 38-45.
2. Томашунс И.А., Узклингис Г.А., Доминиекс Л.А. Возможные варианты кинематических схем многоваловых цепных передач// Изв.вузов. - М.: Машиностроение, 1987. - № 3. - С. 31 - 35.
3. Узклингис Г.А., Толмачев В.В., Томашунс И.А. Методы расчета ресурса роликовых цепей по критерию износостойкости// Тр. Латв. СХА. - Елгава, 1988. - Вып. 252. - С. 20 - 28.
4. Узклингис Г., Томашунс И., Доминиекс Л. Геометрический расчет цепных передач. - Елгава: ЛСХА, 1983. - 116 с.
5. Томашунс И.А., Узклингис Г.А., Доминиекс Л.А. Новый метод геометрического расчета роликовых передач// Вестник машиностроения. - М., 1985. - № 7. - С. 26 - 28.
6. Томашунс И.А., Узклингис Г.А., Доминиекс Л.А. Исследование изменения передаточного числа роликовой цепной передачи// Тр. Латв. СХА. - Елгава, 1985. - Вып. 230. - С. 52 - 61.

УДК 531.7(088.8)

Л. Роганов, В. Попов

(Донбасская государственная машиностроительная академия, г.Краматорск)

СПОСОБЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ЗВЕНЬЯХ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ

Анотація. Подані способи і конструкції стелів та методику для визначення моменту тертя в шарнірах приводних ланцюгів і коефіцієнта корисної дії в ланцюгових передачах.

КПД передач используется во многих технических расчетах: определении потерь мощности, определении потребной мощности двигателя при известной отбираемой у механизма мощности и, наоборот, определении отдаваемой механизмом мощности при известной мощности двигателя во всех тепловых расчетах механизмов. Аналитическое определение КПД практически невозможно. Приводимые в справочной

литературе численные значения КПД различных передач есть усредненные цифры различных испытаний и могут быть использованы только для приблизительных или ориентировочных расчетов. Во всех ответственных случаях (тепловые расчеты) КПД передач (механизмов), как правило, определяют экспериментально.

Для экспериментального определения потерь энергии в передачах и, в частности, в цепных, нашли применение специальные стенды двух типов: с активным гашением подводимого к передаче момента (механическими, гидравлическими, электрическими, электромагнитными порошковыми) и с замыканием выходного момента в контур. Второй тип стендов предполагает наличие двух одинаковых передач (механизмов), составляющих кинематически замкнутый контур. Контур подвергается внутреннему нагружению путем закручивания заданным (испытательным) моментом одного из валов передачи. При вращении системы заданный момент циркулирует внутри контура, две передачи взаимно нагружают друг друга.

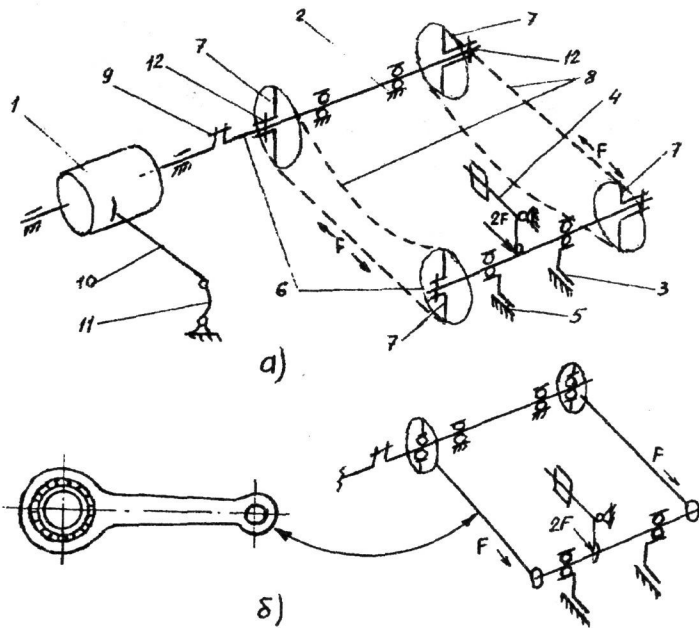
Стенды с замкнутым силовым контуром не требуют сложных, громоздких, дорогостоящих тормозных устройств, подводимый к стенду вращающий момент расходуется только на преодоление собственных потерь в системе, а так как потери эти невелики, при незначительной мощности вращающего двигателя позволяют испытывать очень мощные передачи. Основной недостаток таких стендов - необходимость обязательно иметь две идентичные передачи.

На рис. 1 схематично показана конструкция стенда с замкнутым силовым контуром для испытания цепных передач [1].

Стенд состоит из следующих составных частей: баланс-двигатель 1, неподвижная бабка 2, подвижная бабка 3, устройство для создания полезного натяжения ведущих ветвей испытываемых цепных передач. Все составные части смонтированы на стендовой плите 5.

В неподвижной и подвижной бабках размещены параллельно друг другу валы 6, на консольных частях которых укрепляются попарно одинаковые звездочки 7 двух исследуемых цепных передач 8. При монтаже передач цепь вводится в зацепление со звездочкой так, чтобы одна из ветвей (в последующем ведущая) была короче другой, причем у двух параллельных передач эти укороченные ветви должны размещаться с противоположных сторон. Например, у левой (по положению на рис. 1) передачи - снизу, у правой - сверху. Если теперь перемещением подвижной бабки растянуть контур определенной силой $2F$, у левой передачи силой $\frac{2F}{2} = F$ натянется нижняя ветвь, у правой - верхняя (более короткая), причем на плече, равном половине диаметра звездочек, они создадут в кинематически замкнутом контуре (левая передача-вал, правая передача-вал) определенный момент.

Баланс-двигатель 1 муфтой 9 соединен с валом неподвижной бабки и служит для приведения замкнутого контура в движение. Приспособление для уравнивания статора баланс-двигателя состоит из отбалансированного рычага определенной длины 10 и пружинного силоизмерителя 11. Звездочки 7 соединяются с валами шпонками 12.



а) измерение потерь в передаче; б) измерение потерь в подшипниках.

Рисунок 1 - Схема стенда для измерения потерь в цепной передаче

На валу двигателя укреплен тахогенератор, позволяющий непрерывно измерять скорость вращения вала (на схеме не показан). Двигатель имеет приспособление для бесступенчатого регулирования скорости вращения.

Устройство 4 для создания заданного (испытательного) момента может быть рычажно-грузовым либо любым другим (пружинным, пневматическим, гидравлическим).

Баланс-двигатель измеряет все потери в замкнутом контуре, которые складываются из потерь в испытываемых передачах, подшипниках валов и подшипниках ротора двигателя. С целью измерения потерь в собственных узлах стенда он имеет специальное приспособление, состоящее из двух жестких тяг, которыми можно заменить в контуре исследуемые цепи. Тяги (рис. 1, б) на подшипниках (таких же, как у вала подвижной бабки) закрепляются на валу неподвижной бабки вместо звездочек или рядом с ними и неподвижно присоединяются к валу подвижной бабки. В контуре создаются те же нагрузки, что и при испытании передач. Если теперь включить стенд, баланс-двигатель будет измерять только потери в подшипниках. Чистые потери в передачах ($T_{п. передач}$) находятся как разность потерь в контуре ($T_{п. конт}$) и потерь в собственных подшипниках стенда ($T_{подш}$).

Недостатками такого способа измерения потери в передачах являются: необходимость ремонта стенда в процессе испытания (установка тяг, возможное сжатие звездочек и цепей); ограничение межосевого расстояния испытываемых передач (должно быть равным межосевому расстоянию на тягах).

Эти недостатки можно устранить, если звездочки 7 на ведущем валу 6 установить на подшипниках 13 одинаковыми с подшипниками на ведомом валу 6. Шпонки 12 при этом выполняются легко сменными (убираемыми). Схема такого стенда показана на рис. 2.

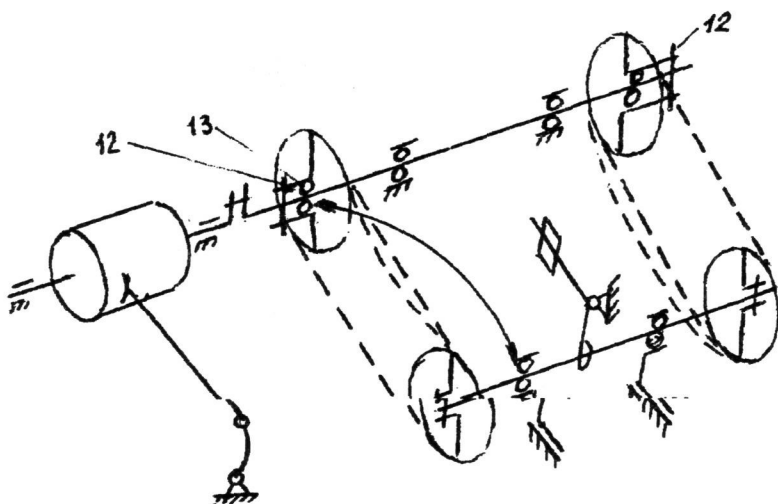


Рисунок 2 - Схема модернизированного стенда

При такой конструкции испытательного стенда во время испытания цепных передач шпонки 12 связывают звездочки 7 с ведущим валом 6, идет замер потерь в передачах (Тп.передач). Затем убирают шпонки 12, задняя бабка, смещаясь, выравнивает натяжение ветвей, оставляя при этом неизменными нагрузки на 4 подшипника ведущего вала. Стенд включается в работу и производится измерение потерь в подшипниках стенда.

Такая конструкция стенда более удобна в эксплуатации, не ограничивает межосевое расстояние испытательных передач, сокращается время испытаний. Если звездочки 7 выполнить с торцевым креплением к дискам, связанным с валами, то можно, меняя звездочки, испытывать цепи с разными шагами.

Стенд был реализован в лаборатории кафедры "Детали машин" ДГМА со следующими техническими параметрами:

- максимальное усилие натяжения ведущих ветвей испытываемых передач - 25000Н;
- мощность двигателя - 9 кВт;
- частота вращения двигателя (регулируемая)- $0 \div 2000$ 1/мин;
- высота центров валов - 500 мм;
- межосевое расстояние (регулируемое) - $750 \div 2500$ мм.

Проводились научные исследования и лабораторные работы со студентами по определению КПД цепных передач. Стенд показал хорошую работоспособность, точность измерений лежала в пределах 5-10%.

Подобные стенды можно рекомендовать для испытательных лабораторий вузов и промышленных предприятий.

Summary. Methods of stand construction and techniques for defining friction moment in drive chains joints and efficiency in chain drives are presented.

Перелік посилань:

1. А.с. 808885 СССР МКИ 01 3/22. Способ определения момента трения в звеньях передач/ Попов В.Л.; Оpubл. 28.02.81. - Бюл. №8.