

УСТРАНЕНИЕ ИЗБЫТОЧНЫХ СВЯЗЕЙ В МЕХАНИЗМАХ СДМ

Бул статьяда тиштүү редуктордун жүктү көтөрүү механизминин кинематикалык жубунун ашыкча байланыштары жана кыймылдарын аныктоо ыкмасы каралды. Редуктордун ашыкча байланышсыз өзү орнотулуучу схемасы сунушталды.

В данной работе описан способ определения избыточных связей и подвижностей в кинематических парах зубчатого редуктора механизма подъема груза. Предложена самоустанавливающаяся схема редуктора без избыточных связей.

In the given work the way of definition of superfluous communications and mobility in kinematic steams of a gear reducer of the mechanism of lifting of loads is described. The self-established scheme of a reducer without superfluous communications is offered.

Введение. При конструировании новых и исследовании существующих механизмов надо уметь определить в заданном механизме (при известных кинематических парах и их расположении), где и какие имеются подвижности и избыточные связи. При произвольных (в некоторых пределах) размерах звеньев механизм с избыточными связями нельзя собрать без деформирования звеньев. Поэтому такие механизмы требуют повышенной точности изготовления, в противном случае в процессе сборки звенья деформируются, что вызывает нагружение кинематических пар и звеньев значительными дополнительными силами (сверх основных внешних сил, для передачи которых механизм предназначен). При недостаточной точности изготовления механизма с избыточными связями трение в кинематических парах может сильно увеличиться и привести к заклиниванию звеньев, поэтому с этой точки зрения избыточные связи в механизмах нежелательны.

Постановка задачи. Для механизма подъема груза мостового крана разработана статически определяемая схема двухступенчатого редуктора с эвольвентным зацеплением зубьев.

Метод решения. Структурная формула А.П.Малышева /1/

$$q=W-6n+5pV+4pIV+3pIII+2pII+pI$$

и равноценная ей формула О.Г.Озола /2/

$$q = W + 6k - f(1)$$

дают одну зависимость между структурными параметрами механизма, а их много. Поэтому однозначного решения о выборе параметров механизма они не дают. Ответ на этот вопрос дает исследование подвижностей в контурах механизма, приведенное в работах /3-5/. Из формулы (1) найдем:

$$f = 6k + W - q,$$

где q – избыточные связи; W – подвижность, включая и местную; $k = p - n$ – число независимых контуров; f – арифметическая сумма подвижностей, разложенная по осям координат:

$$f = f_x^I + f_y^I + f_z^I + f_x^{II} + f_y^{II} + f_z^{II}$$

где f_x^I – сумма линейных подвижностей по оси x ; f_x^{II} – сумма угловых подвижностей вокруг оси x и так далее.

Большое удобство этой зависимости состоит в возможности пользоваться различными системами координат. Можно применять как прямоугольную, так и косоугольную систему координат, конечно, нельзя располагать все три оси в одной плоскости, так как тогда не будет учтена подвижность в направлении, перпендикулярном к этой плоскости. Для линейных и угловых подвижностей можно брать одинаковые или различные оси координат, а подвижность рассматривать под углом к данной оси координат, но обязательно отличным от 90^0 , чтобы она давала результирующую по этой оси координат.

Для одноконтурного механизма наличие всех трехугловых подвижностей является необходимым условием, чтобы контур сомкнулся без натяга, то есть

$$f_x^{II} \geq 1, f_y^{II} \geq 1, f_z^{II} \geq 1.$$

Отсутствие хотя бы одной из этих подвижностей будет означать натяг и избыточную связь.

Для линейных подвижностей при избытке угловых подвижностей выполнение аналогичного условия необязательно вследствие того, что линейное сближение при сборке может происходить не только за счет линейной подвижности кинематических пар, но и за счет поворота звеньев вокруг оси, перпендикулярной к направлению линейной подвижности. Поэтому линейную подвижность можно заменить угловой подвижностью около оси, перпендикулярной к направлению линейной подвижности, необходимо только проверить наличие звена, которое при этом повороте дало бы линейное перемещение в нужном направлении, а также чтобы эта возможность не нарушалась в некоторых положениях механизма, например, в мертвых точках. Применим этот метод для структурного анализа двухступенчатого редуктора механизма подъема груза,

применяемого в мостовых кранах (рис. 1, а). Количество контуров в этом механизме определим по формуле

$$k = p - n = 5 - 3 = 2.$$

Контуров целесообразно начинать рассматривать с первой ступени, а затем переходить ко второй. При рассмотрении подвижности первого контура ABCA можно отнести к нему подвижности всех пар, которые в него входят. Если в нем обнаружатся избыточные связи, то они останутся как избыточные связи в механизме, так как последующие контуры (например, CDEC) не могут их устранить. Общая подвижность этого контура будет подвижностью механизма. С местной подвижностью дело обстоит иначе, она зависит от того, к какому звену относится. Если местную подвижность имеет звено, входящее в следующий контур, то она войдет в число подвижностей этого контура и может служить для устранения в нем избыточных связей. Если местную подвижность имеет звено, не входящее в следующие контуры, то она остается местной подвижностью механизма. Рассмотрим подвижности в контурах механизма редуктора. В нем два независимых контура, в качестве которых возьмем показанные на рис. 1, а и 2, а. Выберем следующие оси координат рис. 1, б и 2, б: оси x_1 и x_2

направляем по нормальям к поверхностям зубьев; оси y_1 и y_2 – по касательным к профилям; ось z – по оси колес.

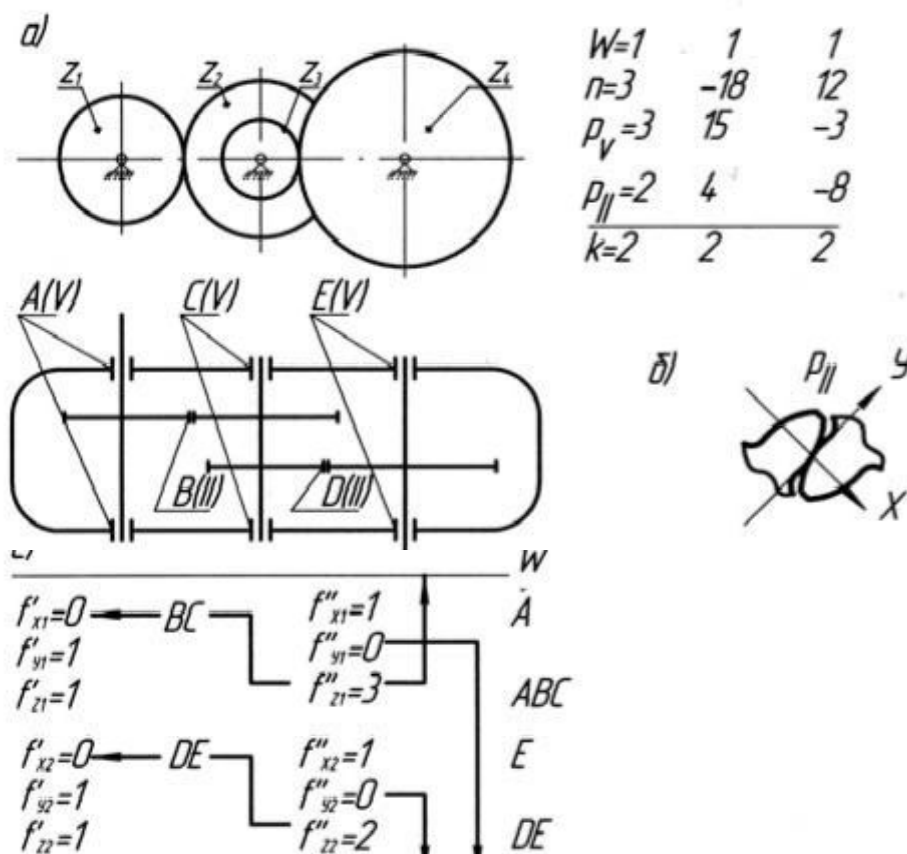


Рис. 1. Применяемый редуктор: а – кинематическая схема; б – контакт зубьев первой ступени редуктора; с – таблица распределения подвижностей в кинематических парах

Рассмотрим линейные подвижности: по нормальям они отсутствуют: $f^l_{x1}=0$ и $f^l_{x2}=0$; по касательным – скольжение зубьев $f^l_{y1}=1$ и $f^l_{y2}=1$; по оси z в обоих контурах – продольная подвижность в зацеплении $f^l_{z1}=1$ и $f^l_{z2}=1$.

Рассмотрим угловые подвижности: по нормальям верчение зубьев $f^{l1}_{x1}=1$; $f^{l1}_{x2}=1$ по касательным в парах II угловая подвижность отсутствует $f^{l1}_{y1}=0$ и $f^{l1}_{y2}=0$ подвижности вокруг оси z – вращение в парах V; качение зубьев в обоих зацеплениях II (рис. 1, а и 1, б). Вращение в подшипниках первого и промежуточного валов отнесем к первому контуру, а выходного вала – ко второму. Качение зубьев в зацеплениях – соответственно к первому и второму контуру $f^{l1}_{z1}=1+2$; $f^{l1}_{z2}=2$.

В правом верхнем углу кинематической схемы редуктора приведена таблица подсчета подвижностей по структурным формулам: в среднем столбце – условия связи по формуле Малышева, а в правом – подвижности по формуле О.Г. Озола. На рис. 1, с приведена таблица подвижностей. Кинематические пары, линейные подвижности которых вошли в таблицу, будем располагать в ее левом столбце, а кинематические пары, у которых в таблицу вошли угловые подвижности, – в правом. Замену линейной подвижности угловой изображаем зигзагообразной стрелкой, идущей от угловой подвижности к линейной. На стрелке обозначаем звено, поворачиваемое при этой замене. Первой в этом обозначении пишем кинематическую пару, угловая подвижность которой идет на замену. Это важно, чтобы одно и то же звено не использовать дважды, путем поворота вокруг той же оси (звено можно поворачивать вокруг разных осей).

Рассмотрим траекторию угловых подвижностей.

Начнем с f^{l1}_{z1} – одна пойдет на замену линейной подвижности f^l_{x1} , одна – на замыкание контура и одна остается, как подвижность механизма; во втором контуре f^l_{x2} – одна пойдет на замыкание контура и одна на замену f^l_{x2} . В механизме остается одна подвижность и две избыточные связи. Проверим количество избыточных связей по формуле О.Г.Озола

$$q = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - (3 + 2 \cdot 4) = 2.$$

Как было отмечено выше, избыточные связи в механизме нежелательны, так как в процессе эксплуатации возможны заклинивания элементов кинематических пар, появления значительных дополнительных нагрузок из-за перекоса, изгиба, растяжения звеньев, чрезмерного изнашивания кинематических пар. Основное правило

проектирования схемы механизма без избыточных контурных связей можно сформулировать в форме условия сборки замкнутых кинематических цепей (контуров) механизма: кинематическая цепь механизма должна собираться без натягов даже при наличии отклонений расположения поверхностей и отклонения размеров звеньев, а также положения осей кинематических пар /4/.

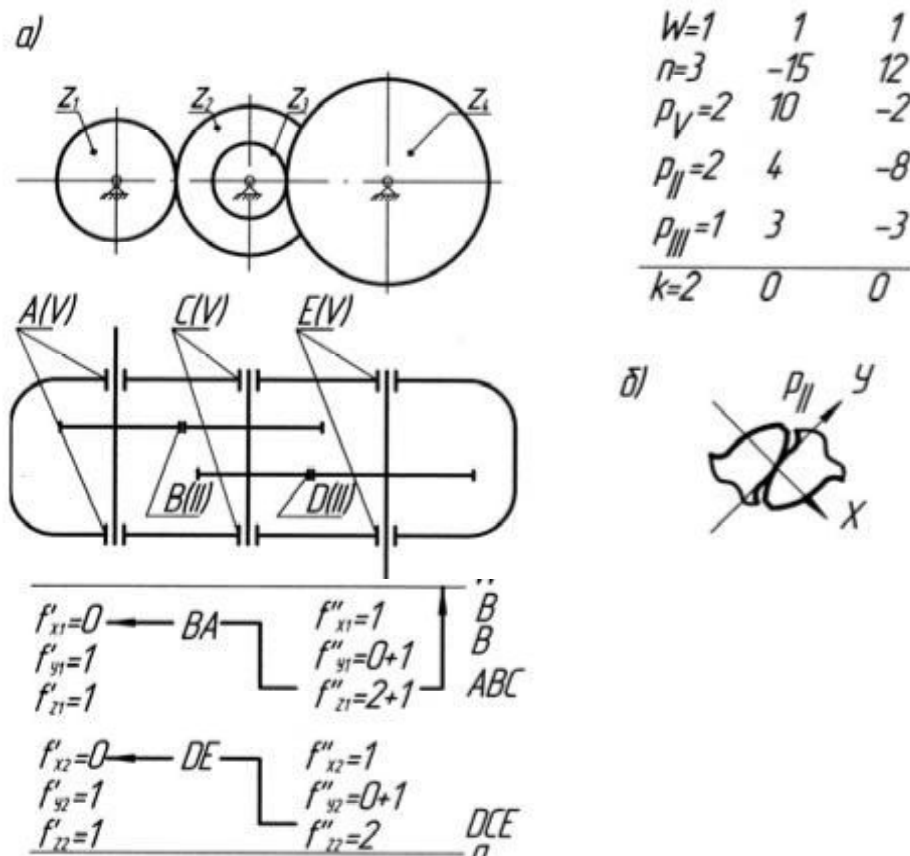


Рис. 2. Модернизированный редуктор: а – кинематическая схема; б – контакт зубьев второй ступени редуктора; в – таблица распределения подвижностей в кинематических парах

Для устранения избыточных связей в механизме рассматриваемого редуктора необходимо увеличить подвижность его кинематических пар не менее чем на две единицы. С этой целью установим промежуточный вал на сферические подшипники типа 1000 или 3000, накладывающие на относительное движение звеньев три условия связи (класс подшипников III). Каждый из этих подшипников имеет три независимых возможных перемещения. Так как по касательным в парах II (рис. 2, в) угловая подвижность отсутствует, то на замыкание контуров пойдут подвижности пары III, которые и обеспечат самоустанавливаемость. При этом $f^{II}_{y1}=0+1=1$ и $f^{II}_{y2}=0+1=1$.

Подвижность вокруг осей z – вращение в парах V , качение зубьев в обоих зацеплениях II и вращение в паре III, которое отнесем к первому контуру. Поэтому для первого контура

$$f_{z1}^{II} = 1 + 2 = 3 \text{ и для второго } f_{z2}^{II} = 2.$$

Рассмотрим распределение подвижностей (рис. 2, с). В каждом контуре по одной подвижности f_{z2}^{II} пойдет на замену f_x^I и f_{x2}^I .

Это возможно вследствие поворота ведущего и ведомого колес. Остается одна свободная подвижность $f_{z2}^{II} f$ в первом контуре, которая и будет общей подвижностью механизма.

Проверим избыточные связи по формуле Озола [2] для передачи с промежуточным валом, установленным на сферические подшипники:

$$q = W + 6k - f = 1 + 6 \cdot 2 - (2 \cdot 1 + 3 \cdot 1 + 2 \cdot 4) = 0.$$

Результаты определения q , полученные методом распределения подвижностей и по формуле О.Г.Озола, совпадают.

Выводы: Исследование контурных связей позволило установить, что в схеме редуктора имеются две избыточные связи, направленные вокруг касательной вдоль длины зубьев. Наиболее вероятная причина появления этих связей – неравномерное распределение нагрузки по длине зубьев и перекосы осей колес. Для получения статически определимой самоустанавливающейся схемы редуктора следует его промежуточный вал устанавливать на сферические подшипники типа 1000 или 3000. Это даст возможность обеспечить с достаточной точностью линейный контакт зубьев.

Список литературы

1. Малышев А. П. Теория структурного анализа и синтеза сложных плоских и пространственных механизмов. – М: ГИЛП, 1958. – 467 с.
2. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 432 с.
3. Теория механизмов и машин / Фролов К.В., Попов С.А. и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
4. Решетов Л. Н. Определение подвижностей и избыточных связей в механизме // Изв. вузов. Машиностроение. – 1971. – № 8. – С. 71-79.