

УДК 621.771

А. П. Иванова, П.И. Штыцко

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА РАБОЧЕЙ КЛЕТИ СТАНОВ ХПТ

Постановка задачи – обоснование выбора элементов кинематических пар в подвижных соединениях приводного механизма рабочей клетки с целью получения самоустанавливающейся схемы без избыточных связей.

Рабочая клеть станов холодной прокатки труб (ХПТ) приводится в возвратно-поступательное движение с помощью кривошипно-шатунного механизма (рис.1,а), включающего две кривошипные шестерни 1, установленные на валу и два шатуна 2 и 4, соединенные с клетью 3. Кинематическую схему механизма обычно оценивают по наличию в ней избыточных связей и лишних подвижностей.

Структурный анализ механизма выполнен по формулам Чебышева П.Л. и Малышева А.П.. Существуют общие закономерности в строении самых различных механизмов, связывающие число степеней подвижности с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар. Математические выражения этих зависимостей носят названия структурных формул [1].

Для плоских механизмов степень подвижности определяется по формуле Чебышева П.Л.

$$W = 3n - 2p_1 - p_2, \quad (1)$$

а для пространственных по формуле Малышева А.П.

$$W = 6n - 5p_1 - 4p_2 - 3p_3 - 2p_4 - p_5, \quad (2)$$

где n – число подвижных звеньев; p_1, p_2, p_3, p_4 – число одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар. Схему механизма можно отнести к плоской, так как его звенья движутся в параллельных плоскостях. В схеме $n = 4$ и $p_1 = 5$, тогда $W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$.

В общее число наложенных связей может войти некоторое число q избыточных (повторных) связей, которые дублируют другие связи, не уменьшая подвижность механизма, а только обращают его в статически неопределенную систему. Механизмы с избыточными

связями требуют повышенной точности изготовления, в противном случае в процессе сборки звенья механизма деформируются, что вызывает нагружение кинематических пар дополнительными силами (сверх тех основных для которых механизм предназначен). В приводном механизме с избыточными связями трение в кинематических парах может сильно увеличиться и привести к заклиниванию звеньев, поэтому избыточные связи в этом механизме нежелательны. Производство приводных механизмов станков ХПТ можно отнести к массовому.

условие параллельности кривошипов. Учитывая, что в реальных конструкциях приводных механизмов возможны перечисленные выше особенности их изготовления, сборки и работы, то их кинематическую схему следует рассматривать, как пространственную. Количество избыточных связей q в этом случае необходимо определять по формуле Малышева А.П. [1].

$$q = W - 6n + 5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 \quad (3)$$

В приведенной на (рис.1а) схеме $n = 4, p_1 = 5, W = 2$.

$$q = 2 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 5 = 3$$

Другую структурную формулу предложил Озол Я.Г. [2]. Он поддерживает необходимость устранения избыточных связей и дает сразу формулу для их определения

$$q = W + 6 \cdot k - f, \quad (4)$$

где $k = p - n$ – число независимых контуров в механизме, отличающихся друг от друга, по крайней мере, одним звеном или одной кинематической парой; $f = p + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5$ – сумма подвижностей кинематических пар, p – количество кинематических пар, n – количество подвижных звеньев. На схеме приводного механизма (рис.1,а) $n = 4, f = 5, p_1 = 5 \cdot 1 = 5, k = 5 - 4$ и $q = 2 + 6 \cdot 1 - 5 = 3$ такое же как и по формуле Малышева А.П.

Методика исследования подвижностей в кинематических парах. При анализе кинематической схемы приводного механизма клетки (в которой известны кинематические пары и их расположение) необходимо уметь определить где и какие имеются подвижности и избыточные связи. Формулы Малышева и Озола дают одну зависимость между структурными параметрами, а их может быть несколько. Ответ на этот вопрос можно найти воспользовавшись исследованиями подвижностей механизмов, приведенными в работах [3] и [4]. В статье использованы основные теоретические положения этих работ, для структурного анализа приводного механизма рабочей клетки стана ХПТ. Сумму подвижностей кинематических пар, определяемую из уравнения (4) $f = 6 \cdot k + W - q$, раскладываем по осям координат. Так как f представляет собой арифметическую сумму, то и в разложение войдет арифметическая сумма: и $f = f'_x + f'_y + f'_z + f''_x + f''_y + f''_z$, где f'_x, f'_y, f'_z – сумма линейных

подвижностей по осям x, y, z ; f_x'', f_y'', f_z'' - сумма угловых подвижностей вокруг осей x, y, z .

Для одноконтурного механизма наличие всех трех угловых подвижностей является необходимым условием, чтобы контур сомкнулся без натяга, то есть $f_x'' \geq 1, f_y'' \geq 1, f_z'' \geq 1$

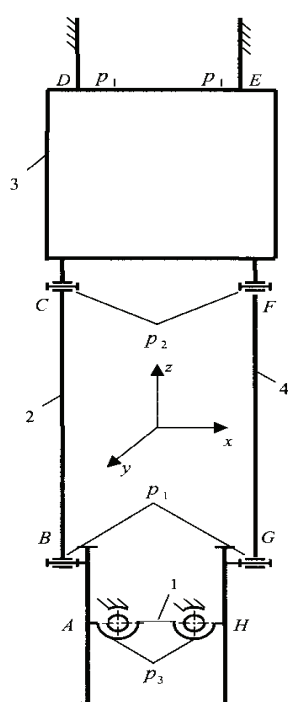
Отсутствие хотя бы одной из этих подвижностей будет означать натяг и избыточную связь.

Для линейных подвижностей при избытке угловых подвижностей выполнение аналогичного условия необязательно, так как 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 вокруг 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.

Результаты исследования. Применим этот метод к приводному механизму у которого все кинематические пары одноподвижные (рис.1,а). Оси координат на кинематической схеме механизма направим как показано на рисунке. Подвижности кинематических пар вносим в таблицу (рис.1,б), линейные в левый столбец, а угловые в правый. Замену линейной подвижности угловой изображаем зигзагообразной стрелкой, идущей от угловой подвижности к линейной. На стрелке обозначаем звено, поворачиваемое при этой замене. Первой в этой замене пишем кинематическую пару, угловая подвижность которой идет на замену. Это важно, чтобы одно и то же звено не использовалось дважды путем поворота вокруг той же оси (звено можно поворачивать вокруг разных осей). Из трех возможных перемещений вокруг оси x одна пойдет на замыкание контура, одна на замену f_z и одна останется как подвижность механизма. В механизме остаются три избыточных связи, которые создают натяги вокруг осей y и z , а также натяг вдоль оси x . Наличие в механизме трех избыточных связей подтверждается также формулами Малышева и Озола. На (рис.1,а), в правом верхнем углу, приведена

таблица подсчета по структурным формулам: в среднем столбце – количество связей по формуле Малышева, а в правом – подвижности по формуле Озола.

Для того чтобы механизм был статически определимый (не имел избыточных связей) необходимо сумму подвижностей в кинематических парах увеличить не менее чем на три единицы. В точках С и F одноподвижные кинематические пары p_1 заменим на двухподвижные p_2 , а в точках А и Н – на трехподвижные (рис.2,а). Как следует из таблицы распределения подвижностей (рис. 2,б) в этой схеме избыточных связей нет.



а

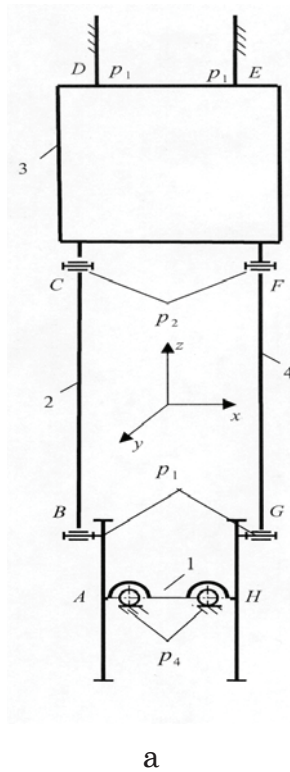
$W = 2$	2	2
$n = 4$	-24	6
$p_1 = 4$	20	-4
$p_2 = 1$	2	-4
$K = 1$	0	0

			$W = 2$
AH	$f'_x = 1$	$f''_x = 3$	CF, BG, AH
DE	$f'_y = 2$	$f''_y = 1$	AH
	$f'_z = 0$	$f''_z = 1$	AH
			$q = 0$

б

Рисунок 2 - Кинематическая схема механизма: а) p_2 – в точках С, F; p_3 – в точках А, Н; б) таблица подвижностей.

В другом варианте (рис.3,а) в точках А и Н поставим четырехподвижные кинематические пары p_4 (что достигается применением шариковых или роликовых двухрядных подшипников типа 1000 или 3000), а в остальных соединениях оставим одноподвижные p_1 . В этом варианте также отсутствуют избыточные связи (рис.3,б).



$W = 2$	2	2
$n = 4$	-24	6
$p_i = 5$	25	-5
$K = 1$	3	3

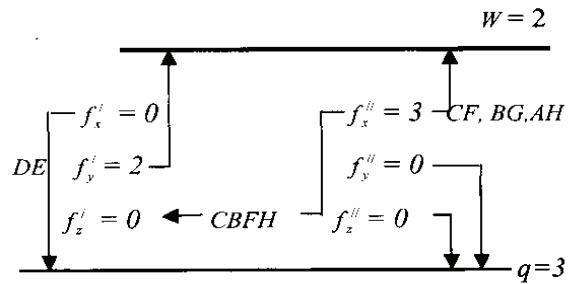


Рисунок 3 - Кинематическая схема механизма: а) р4 - в точках А,Н; б) таблица подвижностей

Выводы. Проведенный анализ кинематической схемы приводного механизма с помощью структурных формул Малышева и Озола позволил установить, что в схеме есть три избыточных связи. Этот прием удобен для проверки заданной или выбранной схемы механизма. Возможность уменьшения, или полного устранения, избыточных связей выполнена путем изучения подвижностей в замкнутом контуре, в котором подвижности раскладывались по трем осям координат. Уменьшение количества избыточных связей получено за счет увеличения подвижностей кинематических пар в замкнутом контуре.

Предложено два варианта схемы без избыточных связей (самоустанавливающиеся механизмы), которые собираются без натягов в кинематических парах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 383с.
2. Озол О.Г. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1984. – 432с.
3. Решетов Л.Н. Определение подвижностей и избыточных связей в механизмах. – Известия ВУЗОВ. – М.: Машиностроение, 1971, №8, с.71-79.

4. Шамайденко Н.Е. Опыт построения схемы образования механизмов. – ТР. ВЗМИ. Исследования по динамике механизмов и машинных агрегатов. – 1969, вып. IX – с.194 – 212.