

**К ВОПРОСУ ИСПЫТАНИЙ ПЕРЕДАЧ С ПЕРЕСЕКАЮЩИМИСЯ
ОСЯМИ НА ЗАМКНУТЫХ УСТАНОВКАХ**

А. Е. БЕЛЯЕВ, Ю. С. СЕМЕНОВ, Т. Ю. ИЩЕНКО, В. М. ИЩЕНКО

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Ввиду известных преимуществ замкнутых установок перед разомкнутыми [1, 2] они получили широкое распространение при испытаниях зубчатых передач. При создании установки, предназначенной для испытания шариковых передач с пересекающимися осями, разработанных на кафедре прикладной механики ТПИ, выявились определенные затруднения в решении аналитических зависимостей для определения к. п. д. передач. Эти затруднения обусловлены тем, что в отличие от замкнутых установок для испытания цилиндрических передач в установках для испытания передач с пересекающимися осями нельзя ограничиться двумя парами зубчатых колес, а необходимо минимум четыре пары. Кроме того, поскольку установки предназначены для испытания нового типа передач, требовалось предусмотреть возможность исследования влияния таких факторов, как изменение угла пересечения осей и изменение передаточного числа, что вызвало дополнительные трудности в конструктивном оформлении стенда.

Цель настоящей статьи: показать предлагаемые авторами варианты решения этих вопросов.

Анализ возможных схем установок показал, что конструктивно осуществить изменение угла пересечения осей φ (при различных передаточных числах, например: $i = 2 \div 6$) в одной установке в широких пределах ($0 \div 90^\circ$) практически не представляется возможным. В связи с этим было выбрано три значения угла φ (90° , 60° и 30°), которые были реализованы на двух отдельных установках: одна — для $\varphi = 90^\circ$, другая — для $\varphi = 30^\circ$ и 60° . Основанием к этому послужило то, что $\varphi = 90^\circ$ является наиболее распространенным случаем в практике машиностроения, а углы 30° и 60° удобно осуществить в одной установке; кроме того, эти значения φ являются промежуточными между $\varphi = 0$ (передачи с параллельными осями) и $\varphi = 90^\circ$.

Схемы установок показаны на рис. 1. Как видно из рис. 1, установки выполнены в различном конструктивном исполнении. Установка для $\varphi = 90^\circ$ (рис. 1, а) состоит из двух одинаковых редукторов, каждый из которых включает две пары испытуемых передач. Это позволяет получить большую компактность установки и, как показано ниже, избежать при определении к. п. д. сложной аналитической зависимости, не имеющей строгого решения.

В установке, показанной на рис. 1, б) (для $\varphi = 30^\circ$ и 60°), оказалось конструктивно удобнее каждую из испытуемых передач поместить в от-

дельном корпусе, так как в противном случае конфигурация корпуса становится очень сложной.

Поскольку принцип работы замкнутых установок для испытания зубчатых передач достаточно широко известен в технической литературе, а условные обозначения деталей (за исключением шариковых передач) на рис. 1 соответствуют стандартным, ограничимся лишь кратким описанием установок.

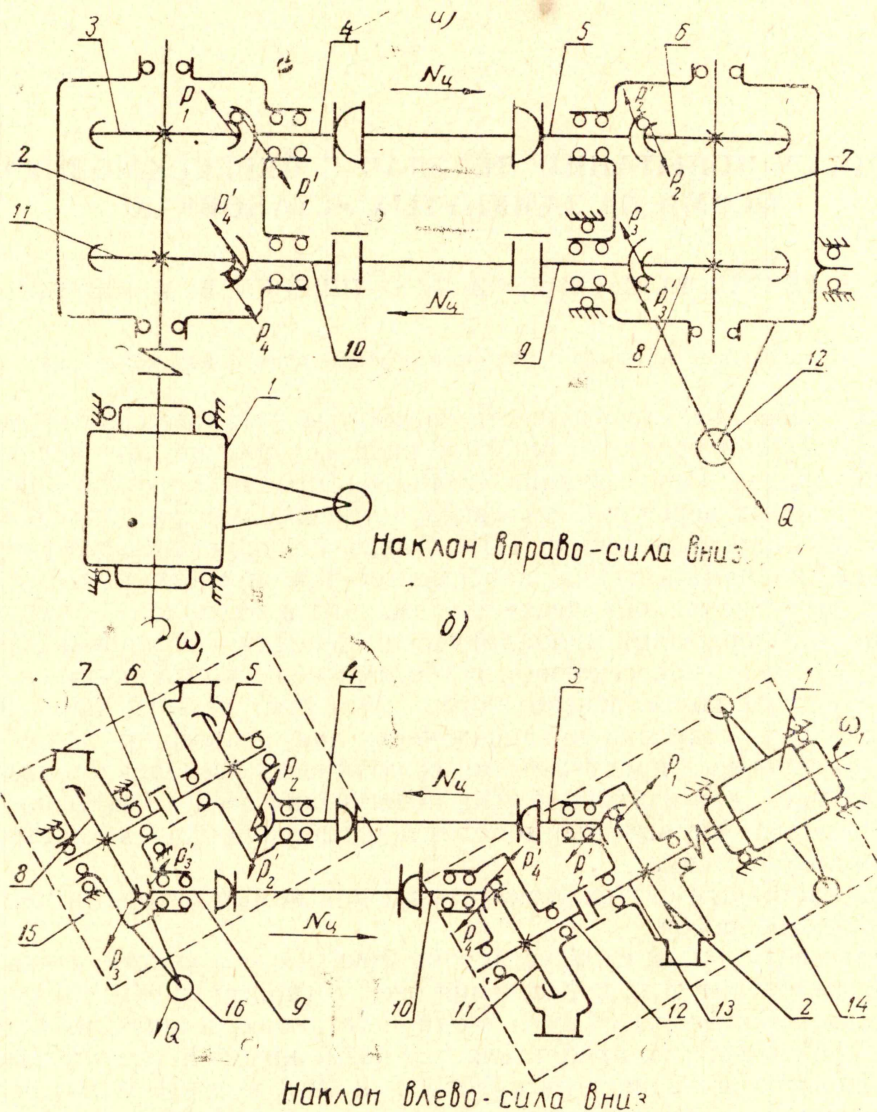


Рис. 1. Схемы установок для испытания передач с пересекающимися осями: а) — при угле пересечения осей $\varphi = 90^\circ$, б) — при угле пересечения осей $\varphi = 30^\circ$ и 60°

Нагружение замкнутого контура установок осуществляется по способу проф. В. Н. Кудрявцева [1] с помощью грузов Q (12 и 16, рис. 1, а) и 1, б) соответственно), приложенных к рычагам корпусов нагружающих редукторов. Последние подвешены в опорах на шарикоподшипниках и могут поворачиваться относительно осей опор. Схемы сил, действующих на элементы передач, показаны на рис. 1 (сила P с соответствующим индексом приложена к колесу, сила P' с соответствующим индексом — к вал-шестерне).

Привод испытываемых колес установок осуществляется с помощью электродвигателей постоянного тока 1, что позволяет изменять скорость

вращения в широких пределах. Мощность электродвигателя 1 расходуется лишь на покрытие различных потерь в установке. Для измерения момента, а следовательно, и расходуемой мощности, статор электродвигателя подвешен на опорах качения.

В установке, показанной на рис. 1, б), корпуса редукторов приспособлены как для передач с углом $\varphi = 30^\circ$, так и для передач с $\varphi = 60^\circ$. Подшипники вал-шестерни каждого редуктора помещены в специальном стакане, на противоположных торцах каждого редуктора расточены гнезда под стаканы одинакового диаметра: одно для случая $\varphi = 30^\circ$, другое для $\varphi = 60^\circ$. Поэтому при замене зацепления с углом пересечения осей 30° на 60° достаточно переставить стакан с вал-шестерней с одного торца корпуса редуктора на противоположный, положение же колеса относительно корпуса редуктора не меняется. Вал-шестерни у обоих видов зацепления одинаковы, различны лишь колеса.

Редукторы и электродвигатели установки (рис. 1, б)) закреплены на двух плитах 14 и 15. При перестройке установки для испытания передач с одного угла φ на другой карданные шарниры, соединяющие с помощью промежуточных валов вал-шестерни 3, 4 и 9, 10 отсоединяются от последних, в редукторах производится соответствующая замена передач на другой угол φ , затем плиты 14 и 15 (вместе со закрепленными на них редукторами и электродвигателем) поворачиваются на раме установки на 90° (по часовой стрелке относительно положения, показанного на рис. 1, б)) и вал-шестерни 3, 4 и 9, 10 вновь соединяются с помощью тех же карданных шарниров и промежуточных валов.

Установки позволяют проводить испытания шариковых сферических и эвольвентных конических зацеплений на контактную, изломную прочность и износостойкость, а также позволяют определять к. п. д. зацепления.

Для определения усилий в испытываемых передачах и к. п. д. зацеплений необходимо иметь зависимости, позволяющие получить к. п. д. передач и величины крутящих моментов на валах.

Как известно, у ведущих зубчатых колес силы в зацеплении направлены против их вращения, у ведомых — по вращению. Согласно схемам сил в замкнутом контуре (рис. 1) при вращении вала электродвигателя по часовой стрелке (ω_1) ведущими зубчатыми колесами являются 3, 5, 8, 10 (рис. 1, а) и 2, 4, 8, 10 (рис. 1, б), а ведомыми 4, 6, 9, 11 (рис. 1, а) и 3, 5, 9, 11 (рис. 1, б). Направление циркуляции потока мощности ($N_{\text{ц}}$) в замкнутом контуре обозначено стрелками на рис. 1. При изменении направления вращения на обратное ведущие и ведомые колеса меняются местами, меняется на обратные направления и циркуляция потока мощности.

Если принять к. п. д. замедляющих и ускоряющих передач одинаковыми, как это делается при определении к. п. д. эвольвентных передач на замкнутых установках, то можно получить формулы для определения к. п. д. передач замкнутого контура, а также крутящие моменты на валах при различных направлениях вращения (табл. 1).

Поскольку в установке, показанной на рис. 1, а), испытываемые передачи смонтированы лишь в двух корпусах редукторов и угловые скорости входного 5 и выходного 9 валов нагружающего редуктора одинаковы, то при определении к. п. д. одной передачи (η) независимо от направления вращения вала электродвигателя 1 получаем одно и то же квадратное уравнение

$$M_{12} \cdot i \cdot \eta^2 + M_1 \cdot \eta - M_{12} \cdot i = 0, \quad (1)$$

которое легко решается, учитывая тот факт, что η может быть только положительной величиной.

В установке же, показанной на рис. 1, б), каждая передача выполнена в виде отдельного редуктора, входной 7 и выходной 9 валы нагружающего редуктора имеют различные угловые скорости, поэтому при определении η получаем (в зависимости от направления вращения вала электродвигателя 1) различные уравнения.

При вращении по часовой стрелке (ω_1 , рис. 1б)

$$M_{16} \cdot i \cdot \eta^4 - M_1 \cdot \eta^3 + M_1 \cdot i \cdot \eta^2 - M_{16} \cdot i = 0, \quad (2)$$

при вращении против часовой стрелки

$$M_{16} \cdot i \cdot \eta_4 + M_1' \cdot i \cdot \eta^2 - M_1' \cdot \eta - M_{16} \cdot i = 0. \quad (3)$$

Уравнения 2 и 3 не имеют строгого решения, их можно решить лишь приближенно (например, с помощью уравнения Кардана). Можно предложить также и следующий прием. При испытаниях передач в момент определения к. п. д. производится замер момента M не только при принятом направлении вращения, но и при противоположном, тогда уравнения 2 и 3 можно решать совместно. Результат такого решения приведен в табл. 1.

Таблица 1

Углы пересечения осей	Выражение для КПД	
$\varphi = 90^\circ$	$\eta = \frac{-M_1 + \sqrt{M_1^2 + 4M_{12}^2 \cdot i^2}}{2M_{12} \cdot i}$	
$\varphi = 30$ и 60°	$\eta = \frac{(M_1 - M_1') \cdot i + \sqrt{[(M_1 - M_1') \cdot i]^2 + 4M_1 \cdot M_1' \cdot \cos^2 \varphi}}{2M_1 \cdot \cos \varphi}$	
Моменты на валах при вращении вала двигателя ω_1		
	По часовой стрелке	Против часовой стрелки
	$\varphi = 90^\circ$	
	$M_2 = \frac{M_{12} \cdot i}{(1 + \eta^2) \cdot \eta}$	$M_2 = \frac{M_{12} \cdot i \cdot \eta^3}{1 + \eta^2}$
	$M_4 = M_5 = \frac{M_{12}}{1 + \eta^2}$	$M_4 = M_5 = \frac{M_{12} \cdot \eta^2}{1 + \eta^2}$
	$M_7 = \frac{M_{12} \cdot i \cdot \eta}{1 + \eta^2}$	$M_7 = \frac{M_{12} \cdot i \cdot \eta}{1 + \eta^2}$
	$M_9 = M_{10} = \frac{M_{12} \cdot \eta^2}{1 + \eta^2}$	$M_9 = M_{10} = \frac{M_{12}}{1 + \eta^2}$
	$\varphi = 30$ и 60°	
	$M_3 = M_4 = \frac{M_{16}}{(i - \eta \cos \varphi) \cdot \eta}$	$M_3 = M_4 = \frac{M_{16} \cdot \eta^3}{i \cdot \eta - \cos \varphi}$
	$M_6 = M_7 = \frac{M_{16} \cdot i}{i - \eta \cos \varphi}$	$M_6 = M_7 = \frac{M_{16} \cdot i \cdot \eta}{i \cdot \eta - \cos \varphi}$
	$M_9 = M_{10} = \frac{M_{16} \cdot \eta}{i - \eta \cos \varphi}$	$M_9 = M_{10} = \frac{M_{16}}{i \cdot \eta - \cos \varphi}$
	$M_{12} = M_{13} = \frac{M_{16} \cdot i - \eta^2}{i - \eta \cos \varphi}$	$M_{12} = M_{13} = \frac{M_{16} \cdot i}{(i \cdot \eta - \cos \varphi) \cdot \eta}$

В формулах 1, 2, 3 и в формулах, представленных в табл. 1, индексы при моментах на валах соответствуют обозначениям валов на рис. 1, а M_1 — момент на валу электродвигателя 1. При определении η для $\varphi=30^\circ$ и 60° , M_1 — при вращении по часовой стрелке, а M_1' — против часовой стрелки M_{12} и M_{16} — моменты на корпусах нагружающих редукторов, создаваемые грузами 12 и 16 (рис. 1, а) и 1, б) соответственно) относительно осей опор, в которых подвешены корпуса нагружающих редукторов, i — передаточное число от вал-шестерни к колесу.

Моменты на колесах замкнутого контура, за исключением колес 11 и 2 (рис. 1, а) и 1, б) соответственно), равны моментам на соответствующих валах. Моменты на колесах 11 и 2, поскольку они расположены рядом с электродвигателем 1, равны алгебраической сумме моментов вала 2 или 13 (рис. 1, а) и рис. 1, б) соответственно) и момента M_1 на валу электродвигателя.

На основе проведенного анализа можно заключить, что если не превалируют соображения конструктивного характера, то установки для испытания передач с пересекающимися осями предпочтительнее выполнять по схеме рис. 1, а) (с двумя корпусами редукторов), так как в этом случае к. п. д. передачи определяется с большей точностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Кудрявцев. Замкнутые установки для испытания зубчатых передач. М., Вестник машиностроения № 10, 1951.
2. Ю. С. Семенов. Замкнутая установка для испытания зубчатых передач переменной нагрузки. Известия ТПИ, т. 96, ч. 1, изд. ТГУ, Томск, 1959.