

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
ВОЛГОГРАДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра « Детали машин и ПТУ»

**Определение кинематических характеристик
и коэффициента полезного действия
планетарного редуктора**

*Методические указания к выполнению
лабораторной работы № 10*

РПК
"Политехник"

Волгоград
2006

УДК621.833.6

Определение кинематических характеристик и коэффициента полезного действия планетарного редуктора: метод. указ. к выполнению лабораторной работы № 10 / сост.: С. Ю. Кислов, В. А. Костюков; Волгоград. гос. техн. ун-т. – Волгоград, 2006. – 12 с.

Приводятся основные сведения о планетарных механизмах, аналитическом методе их кинематического исследования. Излагаются основы синтеза планетарных механизмов, получивших большое распространение в современной технике, методика теоретического и экспериментального определения коэффициента полезного действия и порядок выполнения работы.

Рекомендуется использовать студентами механических специальностей всех форм обучения при подготовке их к выполнению лабораторной работы по курсу «Теория механизмов и машин».

Ил. 2. Табл. 2. Библиогр.: 6 назв.

Рецензент В. И. Карлов

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Волгоградского государственного технического университета

© Волгоградский
государственный
технический
университет, 2006.

Цель работы: теоретическое и экспериментальное определение коэффициента полезного действия планетарного редуктора; определение передаточного отношения планетарного редуктора и его кинематических характеристик; сравнение экспериментальных и теоретических результатов.

1. Краткие сведения из теории

Планетарным называется зубчатый механизм, в котором имеется хотя бы одно зубчатое колесо с подвижной геометрической осью вращения, другими словами, механизм, в котором имеется хотя бы одно звено, совершающее сложное движение, подобное движению планет.

Планетарные механизмы, обладающие степенью подвижности $W \geq 2$, называются *дифференциальными*. Планетарные механизмы со степенью подвижности равной единице ($W=1$), называются планетарными передачами. Передачи, понижающие угловую скорость и увеличивающие крутящий момент, называются редукторами. Для увеличения угловой скорости служат мультипликаторы.

Колесо, совершающее сложное движение, называется *сателлитом*. Звено H , образующее с сателлитом вращательную пару называется *водилом*.

Звенья 1 , 2 и H , геометрические оси вращения которых, неподвижны и совпадают с основной осью планетарного механизма, называются основными звеньями. Основное звено может быть как подвижным, так и неподвижным.

Зубчатые колеса 1 и 2 называются центральными. При этом центральное зубчатое колесо внешнего зацепления называют солнечной шестерней, а внутреннего зацепления коронным колесом или эпициклом.

По числу основных звеньев такие механизмы являются трехзвенными и по классификации профессора В.Н. Кудрявцева обозначаются $2k-h$ (два центральных колеса и водило)

Планетарные механизмы получили широкое распространение в технике благодаря следующим преимуществам:

- малый вес и габариты за счет передачи мощности параллельными потоками;
- более высокий коэффициент полезного действия при рационально выбранной схеме;

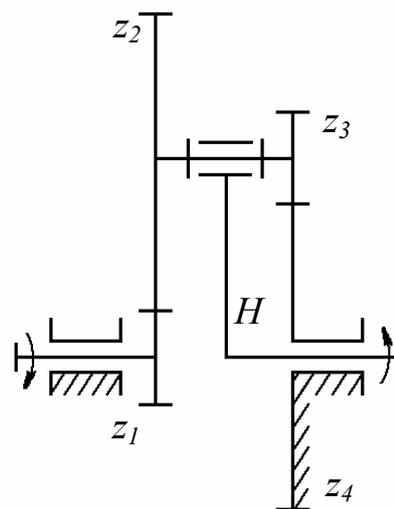


Рис. 1

- большое передаточное отношение в одной ступени;
- отсутствуют радиальные усилия основных звеньев, за счет чего разгружаются их опоры;
- возможность получения дифференциального движения.

К недостаткам планетарных механизмов относят:

- сложность выбора рациональной кинематической схемы;
- повышенную сложность изготовления и сборки.

Планетарный редуктор с внешними зубчатыми передачами (рис. 1) носит название редуктор Давида. Он появился в технике раньше других, что объясняется отсутствием передач с внутренним зацеплением, для которых требуется более высокий уровень технологии. Передачу применяют для получения больших передаточных отношений (до нескольких тысяч) когда к.п.д. не имеет значения, обычно используют при одном сателлите в несиловых передачах, например в приборостроении.

При применении таких передач необходимо помнить, что увеличение передаточного отношения резко снижает к.п.д., а при выходном водиле, начиная с некоторых значений возможно самоторможение.

Передаточное отношение будем обозначать – буквой U с тремя индексами. Нижние индексы обозначают звенья, между которыми определяется передаточное отношение, а порядок их записи направление движения. Верхний индекс – номер остановленного (заторможенного) звена. Например, $U_{IH}^{(4)}$ означает передаточное отношение от зубчатого колеса I к водилу H при остановленном звене 4 .

Механическим коэффициентом полезного действия механизма η называется отношение абсолютной величины работы моментов (сил) полезного сопротивления $A_{ПС}$ к работе движущих моментов (сил) $A_{Д}$ за время цикла установившегося движения $t_{Ц}$

$$\eta = \frac{|A_{ПС}|}{|A_{Д}|} . \quad (1)$$

Так как работы всех моментов (сил) совершаются за один и тот же промежуток времени, то они могут быть заменены средними значениями соответствующих мощностей

$$P_{ср} = \frac{A_{Ц}}{t_{Ц}} = M_{ср} \omega_{ср} ,$$

тогда

$$\eta = \frac{|P_{ПС}|_{ср}}{|P_{Д}|_{ср}} . \quad (2)$$

Коэффициент полезного действия исследуемого в работе планетарного редуктора может быть найден расчетным и экспериментальным путем, как отношение мощностей на выходе P_H и входе P_1 редуктора

$$\eta = \frac{P_H}{P_1} = \frac{M_H \cdot \omega_H}{M_1 \cdot \omega_1} = \frac{M_H}{M_1 \cdot U_{1H}^{(4)}}, \quad (3)$$

где M_1 – среднее за цикл значение приведенного к входному валу I планетарного редуктора вращающего момента движущих сил;

M_H – среднее за цикл значение приведенного к выходному валу H (водилу) планетарного редуктора момента сил сопротивления;

ω_1, ω_H – среднее за цикл значение угловых скоростей входного и выходного валов;

$$U_{1H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} \text{ – передаточное отношение планетарного редуктора.}$$

Теоретический коэффициент полезного действия данного редуктора можно найти по формуле:

$$\eta = \frac{1}{U_{1H}^{(4)}} [1 - (1 - U_{1H}^{(4)}) \cdot \eta_0], \quad (4)$$

где $\eta_0 = \eta_{3П}^2 \cdot \eta_{П}^3 \cdot \eta_{М}^2$ – коэффициент полезного действия обращенного механизма;

$\eta_{3П}$ – к.п.д. зубчатой передачи ($\eta_{3П} = 0,96 \div 0,99$);

$\eta_{П}$ – к.п.д. двух подшипников качения ($\eta_{П} = 0,98 \div 0,995$);

$\eta_{М}$ – к.п.д. эластичной муфты ($\eta_{М} = 0,98$).

К.п.д. любого механизма зависит от нагрузки. На холостом ходу полезная работа равна нулю и к.п.д. $\eta = 0$. Когда полезная работа небольшая, величина к.п.д. также мала, так как большая часть затрачиваемой энергии идет на преодоление потерь в механизме. С увеличением полезной работы к.п.д. растет до достижения номинальной нагрузки.

Дальнейшее увеличение полезной нагрузки приводит к падению к.п.д. из-за увеличения деформаций и нарушения условий смазки в передаче, что обуславливает рост потерь энергии. Значение к.п.д. найденное расчетным путем по формуле (4), соответствует номинальной нагрузке.

Для кинематического анализа планетарных механизмов обычно используют метод остановки водила (*метод Виллиса*). При этом всему планетарному механизму сообщается (мысленно) вращение с угловой скоростью водила ($-\omega_H$), т.е. водило мысленно останавливается, а другие остановленные звенья растормаживаются. Полученный механизм с обычной передачей называется *обращенным*. Мысленная остановка водила равноценна вычитанию его угловой скорости из угловых скоростей подвижных

колес. Тогда угловые скорости звеньев любого дифференциального механизма можно связать зависимостью:

$$U_{ab}^{(H)} = \frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_b - \omega_H}, \quad (5)$$

где ω_a и ω_b – угловые скорости двух любых зубчатых колес a и b дифференциального механизма;

ω_H – угловая скорость водила H ;

$U_{ab}^{(H)}$ – передаточное отношение обращенного механизма (вычисляется с учетом знака).

Так для планетарного механизма изображенного на рис.1 согласно формуле (5)

$$U_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H}, \quad (6)$$

где $U_{14}^{(H)}$ – передаточное отношение обращенного механизма, которое еще называют внутренним передаточным отношением.

Более удобную форму уравнения (6) получим, решив его относительно ω_1 :

$$\omega_1 = \omega_H(1 - U_{14}^{(H)}) + \omega_4 U_{14}^{(H)}. \quad (7)$$

Уравнение (7) является основным кинематическим уравнением трехзвенного дифференциального механизма, устанавливающим связь между угловыми скоростями его основных звеньев.

Принято считать, что передаточное отношение колес с внешним зацеплением является отрицательным (колеса вращаются в противоположные стороны), а передаточное отношение колес с внутренним зацеплением – положительным (направление вращения совпадает).

$$U_{14}^{(H)} = U_{12}^{(H)} \cdot U_{34}^{(H)} = \left[-\frac{z_2}{z_1} \right] \cdot \left[-\frac{z_4}{z_3} \right] = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \quad (8)$$

Так как в планетарном редукторе по рис.1 остановленным звеном будет звено 4 $\omega_4 = 0$, то уравнение (7) примет вид

$$\omega_1 = \omega_H(1 - U_{14}^{(H)}). \quad (9)$$

Тогда передаточное отношение планетарного редуктора

$$U_{1H}^{(4)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - U_{14}^{(H)}. \quad (10)$$

Рассчитав $\omega_1 = \pi n_1/30$, из (10) определим угловую скорость водила

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{U_{14}^{(H)}}. \quad (11)$$

Угловые скорости спутников можно определить с помощью формулы Виллиса, записанной для колес z_1, z_2

$$U_{12}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H}, \quad (12)$$

где $U_{12}^{(H)} = -\frac{z_2}{z_1}$.

Абсолютная угловая скорость спутников определяется из (12)

$$\omega_{2,3} = \frac{\omega_1 + \omega_H(U_{12}^{(H)} - 1)}{U_{12}^{(H)}}. \quad (13)$$

Для выбора подшипников спутников при проектировании планетарных механизмов из (12) определим относительную скорость спутников:

$$\omega_{2,3\text{отн}} = \omega_2 - \omega_H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{U_{12}^{(H)}}. \quad (14)$$

2. Особенности проектирования планетарных передач

Известно, что в планетарных механизмах нельзя произвольно назначать числа зубьев центральных колес и спутников. Обычно с целью упрощения определения чисел зубьев допускается (где это возможно) отклонение значения передаточного отношения от заданного в пределах 1 – 5%.

Расчет чисел зубьев планетарных передач связан с рядом особенностей.

- Они должны быть соосными. Условие соосности требует, чтобы геометрические оси водила и центральных колес располагались на одной прямой. Условие соосности выражается через радиусы начальных окружностей. Для передачи на рис. 1 условие соосности

$$\frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{d_{w3}}{2} + \frac{d_{w4}}{2}, \quad (15)$$

или для передачи с нулевыми колесами при одинаковых модулях

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4, \quad (16)$$

- Должно соблюдаться условие сборки, которое заключается в том, чтобы зубья каждого спутника могли одновременно войти в зацепление с обоими центральными колесами. После установки первого спутника колесо 1 по отношению к колесу 2 займет строго определенное положение. При желании поместить второй спутник на заданном расстоянии от первого может оказаться, что его не удастся одновременно ввести в зацепление с колесами 1 и 2.

Проще всего правильная сборка осуществляется, если сателлиты равномерно располагать по окружности водила. Это упрощает изготовление и позволяет избежать противовесов.

Условие сборки имеет следующий вид:

$$\frac{z_1 \cdot z_3 - z_4 \cdot z_2}{k} = C, \quad (17)$$

где k – число сателлитов;

C – произвольное целое число.

- Условие соседства требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга. При двухвенцовом сателлите опасность задевания более вероятна у большего венца сателлита. Допустим $z_2 > z_3$. Тогда условие соседства для пары колес внешнего зацепления

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq z_2 + 2. \quad (18)$$

3. Устройство и принцип действия лабораторной установки

Установка состоит (рис. 2) из узла электродвигателя с тахометром, нагрузочного устройства и испытуемого редуктора, закрепленных на общем основании 20.

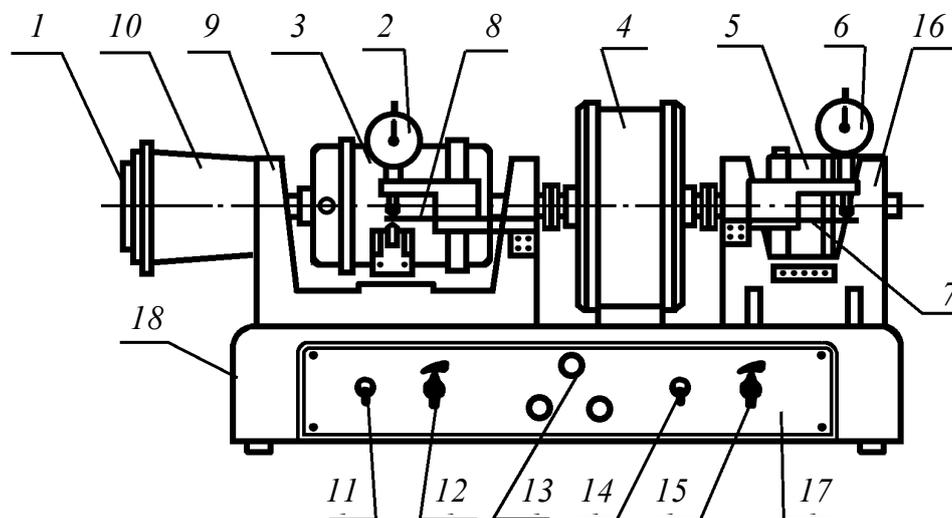


Рис. 2

На узле электродвигателя и нагрузочном устройстве установлены измерительные приборы.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 9, закрепленном на основании 18. Слева на кронштейне имеется цилиндрический корпус 10, в который вмонтирован тахометр 1, показывающий частоту вращения электродвигателя n_1 . На кронштейне установлено также измери-

тельное устройство, позволяющее определять крутящий момент на валу электродвигателя M_1 . Состоит оно из индикатора часового типа 2, шток которого упирается в плоскую пружину 8.

Так как двигатель балансирующего типа, то есть его статор может вращаться вокруг общей оси вместе с якорем, то, при включенном электродвигателе реактивный момент статора (равный по абсолютному значению моменту на валу якоря M_1) поворачивает статор. Закрепленный на статоре кронштейн давит на пружину 8, которая, деформируясь, перемещает шток индикатора 2. Стрелка индикатора показывает величину M_1 (цена деления шкалы индикатора 3,2 Н·мм).

Якорь электродвигателя эластичной муфтой соединен с входным валом редуктора 4, а ведомое звено редуктора (H) эластичной муфтой соединено с ротором нагрузочного устройства 5.

Редуктор имеет съемную крышку, позволяющую изучить его конструкцию и определить числа зубьев колес.

Нагрузочное устройство 5, закрепленное на кронштейне 16, представляет собой магнитный порошковый тормоз, который создает тормозной момент, имитирующий рабочую нагрузку на ведомом звене редуктора M_H .

На кронштейне 16 закреплено также измерительное устройство, состоящее из плоской пружины 7 и индикатора часового типа 6, шток которого упирается в пружину.

При подаче тока в обмотку электродвигателя магнитная смесь оказывает сопротивление вращению ротора нагрузочного устройства, создавая тормозной момент и поворачивая его статор. Закрепленный на статоре кронштейн давит на пружину 7, которая, деформируясь, перемещает шток индикатора 6. Стрелка индикатора показывает величину момента сопротивления M_H (цена деления шкалы индикатора 20 Н·мм).

На основании 18 закреплена панель управления 17, на которой размещены:

- тумблеры 11 и 14, включающие, соответственно, электродвигатель и нагрузочное устройство;
- ручки 12 и 15 потенциометров, позволяющие бесступенчато изменять частоту вращения двигателя n_1 и силу тока в электромагните нагрузочного устройства;
- контрольная лампочка 13, загораясь, указывает, что двигатель находится под напряжением;

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с установкой и конструкцией планетарного редуктора. Снять крышку планетарного редуктора 4 и определить количество

сателлитов k и эластичных муфт, а также выяснить какие подшипники установлены в редукторе.

2. Тумблерами 11 и 14 включить электродвигатель 3 и нагрузочное устройство 5 .
3. Поворотом рукоятки 12 потенциометра установить стрелку тахометра 1 на заданную частоту вращения n_1 .
4. Плавно поворачивая рукоятку 15 , установить на индикаторе 6 заданные значения тормозного момента M_H , поддерживая при этом заданную частоту вращения электродвигателя по тахометру 1 с помощью рукоятки 12 и определить значения момента M_1 по индикатору 2 . Полученные значения занести в таблицу 1 .
5. Изменяя частоту вращения двигателя поворотом рукоятки 12 , для заданной величины тормозного момента $M_H = const$ по индикатору 2 определить значения момента M_1 для пяти заданных значений n_1 . Полученные значения занести в таблицу 2 .
6. Выключить тумблеры 11 и 14 .
7. Для случаев $n_1 = const$ и $M_H = const$ по формулам (11), (13), (3) и (4) определить угловую скорость электродвигателя ω_1 , водила ω_H , сателлитов $\omega_{2,3}$ и к.п.д. планетарного редуктора. Результаты расчетов занести в таблицы 1 и 2 .

Таблица 1

$n_1 = const$									
№	$M_H,$ Н·мм	$M_1,$ Н·мм	$n_1,$ об/мин	$n_H,$ об/мин	$\omega_1,$ c^{-1}	$\omega_H,$ c^{-1}	$\omega_{2,3},$ c^{-1}	$\eta_{\text{Э}}$	$\eta_{\text{Т}}$
1									
2									
3									
4									
5									

Таблица 2

$M_H = const$									
№	$M_H,$ Н·мм	$M_1,$ Н·мм	$n_1,$ об/мин	$n_H,$ об/мин	$\omega_1,$ c^{-1}	$\omega_H,$ c^{-1}	$\omega_{2,3},$ c^{-1}	$\eta_{\text{Э}}$	$\eta_{\text{Т}}$
1									
2									
3									
4									
5									

8. По результатам расчетов построить графики:

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{э}}(M_{\text{H}}) \text{ при } n_1 = \text{const};$$

$$\eta_{\text{э}} = \eta_{\text{э}}(n_1) \text{ при } M_{\text{H}} = \text{const}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое планетарный механизм? Планетарный редуктор? Дифференциальный механизм?
2. Как называются звенья планетарного механизма?
3. Что такое обращенный механизм?
4. Как осуществить переход от планетарного механизма к обращенному?
5. Как осуществить переход от дифференциального механизма к планетарному редуктору?
6. Напишите формулу Виллиса для обращенного механизма.
7. Является ли обращенный механизм планетарным?
8. Напишите формулы для определения передаточного отношения планетарного редуктора и обращенного механизма.
9. Каковы достоинства и недостатки планетарных передач?
10. Каким условиям должны удовлетворять числа зубьев колес планетарного редуктора?
11. Начиная, с какого количества сателлитов необходимо проверять на условия соосности, сборки и соседства?
12. Цель кинематического исследования планетарного редуктора.
13. Что такое механический коэффициент полезного действия механизма? (физический смысл, формула)
14. Пределы изменения к.п.д. любого механизма.
15. Что такое явление “самоторможения”? Влияние этого явления на к.п.д. механизма.
16. Чему равен общий к.п.д. последовательно и параллельно соединенных механизмов? Какое из этих соединений обеспечивает больший к.п.д.?
17. Как можно определить к.п.д. обращенного не планетарного редуктора?
18. Что такое абсолютная угловая скорость сателлита?
19. Для чего определяется относительная угловая скорость сателлита?

Рекомендуемая литература

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин, М: Наука, 1988. – 640 с.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов /К. В. Фролов, С. А. Попов и др. под ред. К. В. Фролова.– М: Высш. шк., 1987.– 496 с.
3. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин :Учеб. пособие для вузов.– М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит.,1990.– 592 с.
4. Гавриленко В. А. Теория механизмов: Учеб. для вузов, – М.: Высш. шк., 1973 – 510 с.
5. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М. – Л.: Машиностроение, 1966 – 306 с.
6. Кирдяшев Ю. Н. Многопоточные передачи дифференциального типа. – Л.: Машиностроение, 1981 – 224 с.

Составители: Сергей Юрьевич Кислов
Владимир Александрович Костюков

Определение кинематических характеристик и коэффициента полезного действия планетарного редуктора

*Методические указания к выполнению
лабораторной работы № 10*

Темплан 2006 г. Поз. №

Подписано в печать 27.04.2006

Формат 60 × 84 1/16. Бумага газетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 0,7.

Тираж 500 экз. Заказ . Бесплатно.

Волгоградский государственный технический университет.

400131 Волгоград, просп. им. В. И. Ленина, 28.

РПК «Политехник»

Волгоградского государственного технического университета.

400131 Волгоград, ул. Советская, 35.