передача

Любительские двигатели постоянного тока, применяемые в моделировании, имеют высокую частоту вращения вала — несколько тысяч оборотов в минуту. Но подключив к двигателю сколь-нибудь ощутимую нагрузку, вы обнаружите, что его вал не в состоянии повернуться даже на небольшой угол. С подобной проблемой сталкиваются все начинающие моделисты: у выбираемых ими двигателей высокая частота вращения, но низкий вращающий момент.

Самое очевидное решение данной проблемы заключается в приобретении двигателя специального типа: редукторного. *Редукторный двигатель*, как следует из названия, состоит из электродвигателя и редуктора. Редуктор понижает частоту вращения вала, но увеличивает его вращающий момент. Задача подбора редукторного двигателя для проекта не так уж и проста. Что предпочтительнее: зубчатая передача с передаточным отношением 6:1 или планетарная с отношением 26:1? Или все же лучше остановиться на комбинации червячной и планетарной передач, характеризующихся низким уровнем шума?

В этой главе вы познакомитесь с принципами функционирования и рабочими характеристиками отдельных передач и редукторных двигателей в целом. Кроме того, вы узнаете, по каким критериям они оцениваются и подбираются для собственных нужд. В начале главы содержатся общие сведения об устройстве передач и их конструктивных особенностях. Далее вы ознакомитесь с преимуществами и недостатками каждой из передач, что позволит вам правильно подбирать их для любых проектов.

7.1. Шестерни и механическая передача

Начинать изучение любой механической передачи нужно, несомненно, с описания шестерен, или зубчатых колес. Под *шестерней* подразумевается зубчатый элемент механической системы, закрепленный на валу двигателя.

Взаимодействуя или входя в зацепление с другим зубчатым элементом, полученная конструкция образует механическую передачу. Назначение передачи заключается в изменении вращающего момента, частоты вращения и/или направления вращения вала при подключении к нагрузке. В первой части главы мы рассмотрим, за счет чего достигается изменение в рабочих характеристиках. Далее вы познакомитесь с основными параметрами зубчатой передачи: шагом и зазором.

7.1.1. Передача энергии

Как рассказывалось в главе 2, для вычисления мощности двигателя достаточно умножить вращающий момент на частоту вращения вала. Математически эта зависимость представляется такой формулой:

$$P = \tau \omega$$

Предположим, что на валу двигателя закреплена (ведущая) шестерня. В свою очередь, она входит в зацепление с другой (ведомой) шестерней. В идеальном случае ведущая шестерня передает всю свою механическую энергию ведомой шестерне. В математическом виде это утверждение выглядит следующим образом:

$$\tau_o \omega_o = \tau_i \omega_i$$

Приведенная формула не означает, что шестерни одной передачи имеют одинаковый вращающий момент или частоту вращения. Чтобы удостовериться в этом, давайте рассмотрим механическую передачу, показанную на рис. 7.1. Здесь ведущая шестерня имеет всего шесть зубьев, а ведомая — десять.

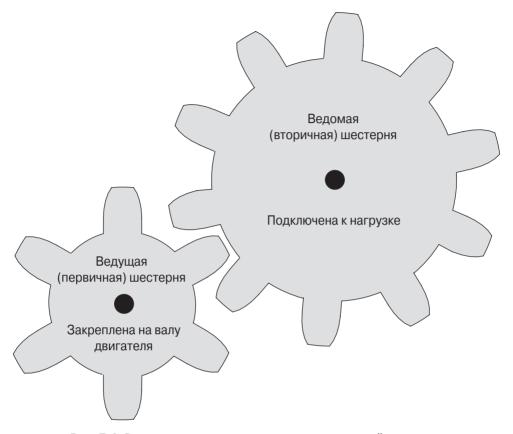


Рис. 7.1. Ведущая и ведомая шестерни механической передачи

За время, которое тратится ведущей шестерней на полный оборот, ведомая шестерня повернется только на шесть зубьев из десяти. Таким образом, угловая скорость вращения ведущей шестерни больше, чем ведомой. Снова записав данное утверждение в математическом виде, получим формулу ω_o = $0.6\omega_i$. Обозначив количество зубьев ведущей шестерни как N_i , а количество зубьев ведомой шестерни как N_o , зависимость между угловой скоростью и количеством зубьев на шестернях можно переписать так:

$$\frac{\omega_o}{\omega_i} = \frac{N_i}{N_o}$$

Ведомая шестерня вращается медленнее, чем ведущая. Поскольку они обладают одинаковыми механическими мощностями ($\tau\omega$), ведомая шестерня должна иметь больший вращающий момент, чем ведущая. Соотношение вращающих моментов равно соотношению частот вращения, поэтому приведенную выше зависимость можно легко представить следующим образом:

$$\frac{\tau_o}{\tau_i} = \frac{\omega_i}{\omega_o} = \frac{N_o}{N_i}$$

В реальных устройствах шестерня, закрепленная на валу двигателя, обычно входит в зацепление с шестерней намного большего диаметра. Это значительно повышает общий вращающий момент устройства. На техническом языке такая конструкция получила название понижающей передачи, поскольку частота вращения ведомого вала ниже, чем вала двигателя. Соотношение частот вращения шестерен обычно представляется записью X:1, где X— степень повышения вращающего момента. Увеличение вращающего момента часто называют передаточным отношением. В технической документации также можно встретить термины передаточное число, коэффициент передачи и степень редукции.

Например, передаточное отношение 3:1 указывает на увеличение вращающего момента в три раза и троекратное понижение частоты вращения. При передаточном отношении 4:1 вращающий момент возрастает в четыре раза, и ровно в столько же раз падает частота вращения. Чтобы получить большее передаточное отношение, шестерни можно объединять между собой, образуя блоки шестерен. В частности, объединив две механические передачи со степенями редукции 5:1 и 6:1, легко получить блок шестерен с передаточным отношением 30:1 ($6\times5=30$). В результате вращающий момент на выходе устройства будет в 30 раз выше, чем на валу двигателя. *Блок шестерен* еще называют шестеренчатым блоком, а также рядом, или системой, зубчатых передач.

Наличие трения между зубьями шестерен не позволяет передавать всю мощность с вала ведущей шестерни на вал ведомой шестерни. Потеря мощности механической передачи выражается в виде показателя, называемого коэффициентом полезного действия (КПД). Для зубчатой передачи, состоящей из двух шестерен, он определяется по следующей формуле:

$$\eta_{nepedauu} = \frac{P_{eedomas}}{P_{eedowas}} = \frac{\tau_o \, \omega_o}{\tau_i \, \omega_i}$$

Высокоэффективными считаются передачи, коэффициент полезного действия которых составляет от 90 до 98%. Далее вы узнаете, что далеко не все типы передач имеют высокий КПД.

В главе 2 рассматривался такой показатель электродвигателя, как КПД. Было показано, что он равен отношению механической мощности двигателя ($\tau_i \omega_i$) к мощности потребляемой им электроэнергии (UI). Если зубчатая передача присоединена к валу электродвигателя, то КПД такого устройства вычисляется согласно приведенной ниже формуле.

$$\boldsymbol{\eta}_{\mathit{устройства}} = \boldsymbol{\eta}_{\mathit{двигателя}} \cdot \boldsymbol{\eta}_{\mathit{передачи}} = \left(\frac{\tau_i \omega_i}{UI}\right) \!\! \left(\frac{\tau_o \omega_o}{\tau_i \omega_i}\right) \!\! = \! \frac{\tau_o \omega_o}{UI}$$

В рассматриваемом случае КПД устройства вычисляется как произведение коэффициентов полезного действия всех составляющий его систем. Легко заметить, что чем больше шестерен в блоке зубчатой передачи, тем большего передаточного отношения можно достичь, но тем меньше будет КПД конечного устройства.

7.1.2. Шаг между зубьями

В зубчатых передачах нет ничего сложного, пока не сталкиваешься с терминологией и техническими обозначениями, применяемыми для их описания. Например, в технической документации зубья шестерни могут характеризироваться записью " $48P\,90T$ ". В данном случае символ "T" обозначает зубья, и несложно догадаться, что речь идет о шестерне с $90\,$ зубьями (" $90\,$ T").

Символ "*P*" указывает шаг или расстояние между зубьями шестерни. Шестерни описываются как круговым, так и диаметральным шагом. Рабочие параметры шестерен зубчатой передачи, известной вам по рис. 7.1, наглядно проиллюстрированы на рис. 7.2.

В центральной части рис. 7.2 проведены две прямые пунктирные линии, расположенные перпендикулярно одна к другой. Одна из них соединяет центры шестерен, а вторая указывает направление их вращения. Место пересечения этих линий называется полюсом зацепления или точкой зацепления.

Поверх каждой шестерни изображена пунктирная окружность, проходящая через точку зацепления. Она называется делительной окружностью. Диаметр пунктирной окружности совпадает с диаметром делительной окружности, а радиус делательной окружности равен половине ее диаметра.

Под *круговым шагом* подразумевают расстояние между одинаковыми точками двух соседних зубьев. Круговой шаг измеряется вдоль делительной окружности. Если шестерни имеют разный круговой шаг, то они не будут правильно зацепляться.

Диаметральный шаг определяется как отношение количества зубьев к диаметру делительной окружности. В технической документации диаметральный шаг шестерни указывается после символа "P". В частности, маркировка "48P" указывает на то, что шестерня имеет 48 зубьев на дюйм диаметра ее делительной окружности. Кроме указанного, вам чаще всего будут встречаться обозначения "24P" и "32P". Как и в случае кругового шага, шестерни с разными диаметральными шагами в зацепление не войдут.

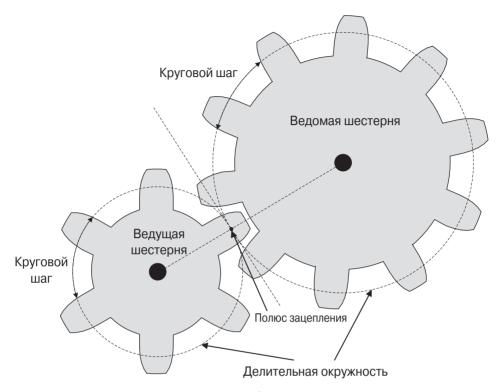


Рис. 7.2. Шаг зубьев шестерни

7.1.3. Зазор по окружности

В идеальной передаче зубья шестерен одной передачи зацепляются настолько плотно, что свободный зазор между ними не образуется. В результате даже малейшее движение ведущей шестерни приводит к повороту ведомой шестерни, а изменение направления вращения происходит синхронно для них обеих.

В реальных системах между зацепляемыми зубьями шестерен всегда остается немного свободного пространства. Это означает, что при небольшом угловом смещении ведущей шестерни ведомая шестерня остается неподвижной. К тому же изменение направления вращения ведомой шестерни вслед за ведущей выполняется с заметным запаздыванием. Такой эффект называется люфтом, или свободным ходом передачи. Люфт возможен только благодаря существованию между зубьями шестерен определенного зазора.

Не стоит думать, что зазор между зубьями делается случайно. Он совершенно необходим, чтобы предотвратить заклинивание шестерен, обеспечить доступ смазки к зубьям, а также компенсировать эффект температурного рас-

ширения материала. Для создания эффективного зазора между зубьями конструкторы шестерен делают расстояние между зубьями больше, чем ширина самих зубьев. Выражаясь техническим языком, можно сказать, что круговой шаг больше двойной ширины зуба. Еще один способ добавления зазора между зубьями передачи заключается в увеличении расстояния между шестернями.

Для вычисления зазора необходимо из расстояния между соседними зубьями вычесть ширину зуба. Оба исходных размера определяются на делительной окружности.

7.2. Типы механических передач

Механические передачи служат для передачи энергии от ее источника к нагрузке с изменением вращающего момента, частоты и/или направления вращения. Первые зубчатые передачи были изобретены еще в средние века. На сегодняшний день инженерами разработано несколько сотен самых разных типов механических передач. Мы не будем изучать их все, а остановимся на рассмотрении только шести наиболее популярных передач: прямозубая цилиндрическая, косозубая цилиндрическая, коническая зубчатая, реечная (гайка-рейка), червячная и планетарная.

7.2.1. Прямозубая цилиндрическая передача

Эта передача самая простая, а потому была изобретена человечеством первой. Ее шестерни представляют собой цилиндры, на поверхности которых вырезаны зубья. Именно такие шестерни изображены в передачах, проиллюстрированных рис. 7.1 и 7.2. Валы, на которые надеты шестерни прямозубой передачи, всегда параллельны друг другу.

К основным характеристикам прямозубой цилиндрической передачи относятся количество зубьев и шаг между ними. Эти характеристики обозначаются параметрами XP и YT, где X— это диаметральный шаг (количество зубьев на дюйм диаметра), а Y— количество зубьев. Показанная на рис. 7.3 прямозубая шестерня производства компании Traxxas маркируется как "48Р 76T".

Основной недостаток прямозубой цилиндрической передачи проявляется в высоком уровне вибрации. Как было показано на рис. 7.2, одновременно в зацеплении находится только одна или две пары зубьев обеих шестерен — это значение называется коэффициентом перекрытия. Для прямозубых передач он принимает значения от 1,2 до 2. В разные моменты времени зубья либо находятся в полном зацеплении, либо вообще не соприкасаются между собой.



Рис. 7.3. Прямозубая шестерня 48*P* 76*T*

По мере увеличения частоты вращения непостоянство в зацеплении зубьев начинает проявляться в виде вибрации. Она приводит не только к ускоренному износу шестерен, но и разбалансирует всю систему. Самое заметное проявление вибрации — это характерный шум, издаваемый в том числе трансмиссией современных автомобилей.

В дополнение к вибрации частые удары зубьев друг о друга приводят к их деформации, что значительно понижает коэффициент полезного действия передачи и может стать причиной ее поломки.

7.2.2. Косозубая цилиндрическая передача

Чтобы снизить уровень вибрации в цилиндрической передаче, зубья прямозубых шестерен должны находиться в постоянном зацеплении между собой. Для этого инженерами была изменена их форма — так появилась косозубая цилиндрическая передача. В ней зубья расположены не перпендикулярно торцам шестерни, а под углом. На рис. 7.4 изображена косозубая шестерня HL20L производства компании Boston Gear.

В передаче с такой формой шестерен в зацеплении одновременно находятся нескольких пар зубьев. Коэффициент перекрытия передачи достигает значений 2,2—4. В результате передача механической энергии осуществляется плавнее, чем в прямозубой передаче, а вибрация, как и шум, заметно снижена.



Рис. 7.4. Косозубая шестерня HL20L

У косозубой передачи есть заметный недостаток. В процессе вращения вала на зубья шестерен воздействует сила, которая имеет составляющую, направленную перпендикулярно вращению (т.е. вдоль вала). Величина этой составляющей весьма существенна, чтобы ею пренебречь, и зависит от угла наклона зубьев. На рис. 7.5 проиллюстрировано, как она образуется.

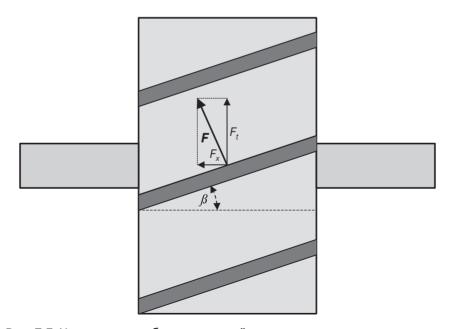


Рис. 7.5. Угол наклона зубьев и сила, действующая на шестерню вдоль вала

Как видно из рис. 7.5, угол наклона зубьев обозначен греческой буквой β . Если F — это полная сила, действующая на зуб шестерни, то ее составляющая вдоль оси вращения (вала) равна $F\sin(\beta)$, а составляющая вдоль направления вращения — $F\cos(\beta)$.

Чтобы компенсировать действие силы, направленной перпендикулярно направлению вращения, шестерни заключаются в упорные подшипники. Повышенный уровень трения косозубой передачи вызывает заметный нагрев шестерен. На это также приходится обращать внимание в реальных системах, поскольку потеря механической энергии на нагрев системы приводит к уменьшению коэффициента полезного действия передачи.

Для уменьшения воздействия силы, направленной перпендикулярно направлению вращения, были разработаны шестерни с зубьями, наклоненными в противоположных направлениях. Передача, в которой применяются шестерни такой формы, носит название *шевронная* (рис. 7.6).

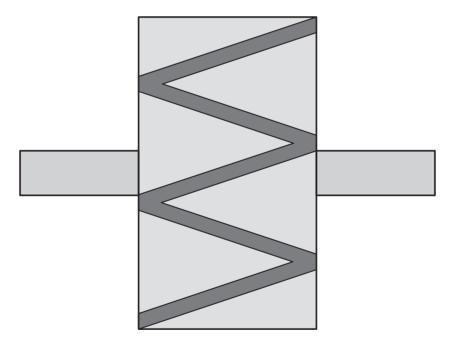


Рис. 7.6. Шестерня с наклоненными в двух направлениях зубьями, используемая в шевронной передаче

Чаще всего шестерни косозубой передачи закреплены на параллельно расположенных валах, но это не обязательное правило. Косозубые шестерни позволяют передавать механическую энергию и в других направлениях. Если оси косозубой передачи расположены под углом одна к другой, то такая пере-

дача называется скрещенной. Если валы, на которых закреплены шестерни, расположены под углом 90°, то говорят о перекрещенной передаче.

7.2.3. Коническая передача

Если в прямозубой передаче используются шестерни цилиндрической формы, то у конической передачи, как следует из названия, они представлены усеченными конусами. Конструкция типичной шестерни конической передачи показана на рис. 7.7.

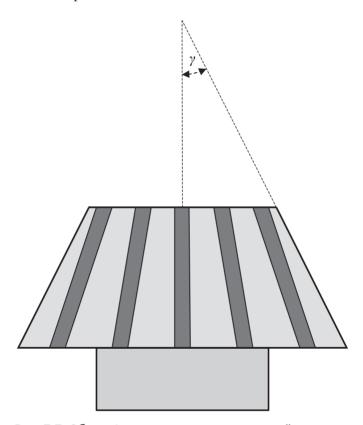


Рис. 7.7. Общая форма шестерен в конической передаче

Символом γ на рис. 7.7 обозначен *угол делительного конуса*. Угол взаимного расположения валов двух зацепленных конических шестерен равен сумме углов делительного конуса каждой из шестерен. Чаще всего угол делительного конуса каждой из шестерен передачи составляет 45°, а валы перпендикулярны друг другу. Внешне шестерни конической передачи выглядят так, как показано на рис. 7.8.



Рис. 7.8. Шестерни конической передачи, выставленные под рабочим углом

Если зубья расположены перпендикулярно поверхности конуса, то коническая передача называется *прямозубой*. Если шестерни передачи имеют изогнутые зубья, то коническая передача называется *спиральнозубой*. Как и косозубая цилиндрическая передача, спиральнозубая коническая передача обладает лучшим коэффициентом зацепления, чем прямозубая, а потому характеризуется меньшим уровнем вибрации и большей плавностью хода.

Разновидностью конической передачи считается спиральнозубая *гипоидная передача*, шестерни которой имеют не коническую, а гиперболоидную форму.

7.2.4. Реечная передача

Если цилиндрическая передача изменяет направление и некоторые другие характеристики вращательного движения, то реечная передача позволяет преобразовать вращательное движение в линейное. Реечная передача состоит из зубчатой рейки и прямозубой или косозубой цилиндрической шестерни. Для простоты можно рассматривать реечную передачу как вариант цилиндрической передачи, в которой одна из шестерен имеет бесконечный радиус.

В большинстве систем ведущей выступает шестерня, а ведомой — рейка. Упрощенная конструкция реечной передачи представлена на рис. 7.9.

Реечная передача часто применяется в рулевом управлении современных автомобилей. При повороте рулевого колеса, закрепленного на одном валу с шестерней, зубчатая рейка толкает поперечные рулевые тяги, которые поворачивают передние колеса в соответствующем направлении. Чем больше оборотов совершает рулевое колесо (зубчатая шестерня), тем на больший угол поворачиваются колеса.

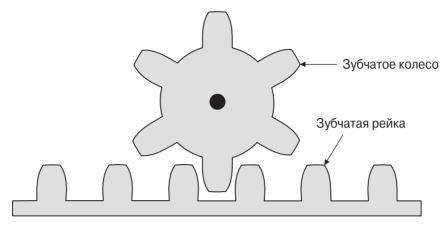


Рис. 7.9. Конструкция реечной передачи

Кроме изменения типа движения реечная передача обеспечивает понижение передаточного числа, благодаря чему максимальный выворот колес достигается только при нескольких полных оборотах рулевого колеса.

7.2.5. Червячная передача

На первый взгляд, червячная передача кажется весьма странной конструкцией, хотя по принципу действия напоминает винт. Она состоит из червяка и червячной шестерни. Червяк представляет собой продолговатый винт цилиндрической формы, на поверхности которого по всей длине нанесена специальная резьба.

Но в то время как обычный винт вкручивается в гайку, вращение червяка приводит к прокручиванию червячной шестерни, которая своими зубьями входит в зацепление с витками резьбы. Чаще всего в качестве ведомой в червячной передаче используется прямозубая или косозубая цилиндрическая шестерня.

Как и коническая передача, червячная передача изменяет направление вращения ведущего вала на 90°. Вариант червячной передачи с прямозубой цилиндрической ведомой шестерней показан на рис. 7.10.

Каждый оборот червяка приводит к прокручиванию червячной шестерни всего на один зуб. Таким образом, изменение передаточного отношения зависит от количества зубьев на ведомой шестерне. Обычно червячные передачи обладают передаточным отношением 20:1, 100:1 и даже 300:1. Обеспечение высокого передаточного отношения при компактном форм-факторе — это основная особенность червячной передачи.

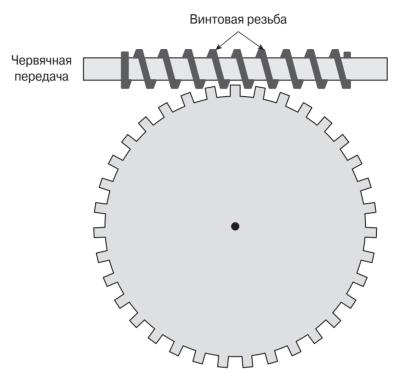


Рис. 7.10. Конструкция червячной передачи

Обратите внимание на то, что передача механической энергии в червячной передаче осуществляется только в одном направлении. В передаче, показанной на рис. 7.10, вращать можно только червяк, который, в свою очередь, поворачивает ведомую шестерню. А вот вращение червячной шестерни не приведет к вращению червяка. Таким образом, ведущий вал не зависит от ведомого вала.

При вращении червячной шестерни ее зубья находятся в постоянном зацеплении с витками резьбы червяка, что обеспечивает низкий уровень шума и вибрации. Вследствие постоянного трения червячная передача характеризуется высоким уровнем потерь мощности, вызванных нагревом шестерен. Вполне очевидно, что чем больше передаточное отношение червячной передачи, тем ниже ее коэффициент полезного действия.

7.2.6. Планетарная передача

Планетарная передача имеет высокое передаточное отношение, но в отличие от червячной передачи направление вращения, а также оси ведущего и ведомого валов в ней совпадают. В ней отсутствуют силы, направленные в сторону от направления вращения.

Состоит планетарная передача из сборки взаимозацепленных зубчатых колес. Именно поэтому она часто рассматривается не как передача, а как целый привод или система зубчатых колес. В упрощенном виде конструкция планетарной передачи имеет вид, показанный на рис. 7.11.

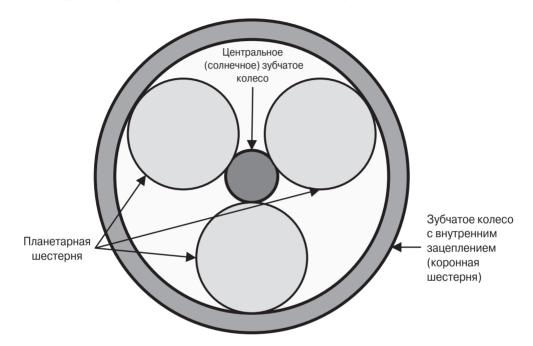


Рис. 7.11. Внутреннее устройство планетарной передачи

В планетарной передаче всегда имеются две шестерни с общей осью вращения: внутренняя центральная (или *солнечная*) шестерня и внешнее зубчатое колесо с внутренним зацеплением (или *коронная шестерня*). Вспомогательные планетарные шестерни входят в зацепление как с солнечной шестерней, так и с зубчатым колесом с внутренним зацеплением.



ПРИМЕЧАНИЕ

Зубья шестерен на рис. 7.11 не изображены. Чаще всего в планетарной передаче применяются прямозубые или косозубые цилиндрические шестерни.

Все планетарные шестерни связаны между собой посредством единого вращающегося элемента передачи, называемого *водилом*. Наличие в системе водилы позволяет всем планетарным шестерням равномерно вращаться

вокруг общей солнечной шестерни. Таким образом, в планетарной передаче вокруг общей оси вращаются сразу три элемента: солнечная шестерня, коронная шестерня и водило планетарных шестерен.

Передаточное отношение планетарной передачи зависит от того, какие из трех элементов конструкции связываются с ведущим и ведомым валами. Обычно на ведущем валу крепится солнечная шестерня, а водило связывается с ведомым валом. В подобном случае не только достигается высокое передаточное отношение, но и обеспечивается передача вращающего момента сразу на все планетарные шестерни. Такой вариант планетарной передачи находит применение в системах с высоким уровнем нагрузки, в которых обычные блоки зубчатых шестерен неприменимы.

7.3. Редукторные двигатели

При создании моторизованных устройств и моделей транспорта вам точно не придется напрямую работать с механическими передачами. Достаточно приобрести электродвигатель с интегрированной передачей нужного типа. Такие двигатели получили название *редукторных*. Конечно, при создании действующей модели автомобиля можно обойтись и без использования редукторных двигателей. Но они совершенно незаменимы в более сложных проектах, в частности, в робототехнических устройствах и моделях водного транспорта.

Промышленностью выпускается огромное количество моделей редукторных двигателей самых разных типов. Помимо цены они различаются передаточным отношением и типом шестерен, применяемых в передачах. Имея четкое представление о преимуществах и недостатках передач каждого типа, вы легко подберете правильную модель редукторного двигателя для любого проекта.

Редукторные двигатели, с которыми мне доводилось работать, оснащались приводами, содержащими прямозубые и косозубые цилиндрические шестерни. Выходной (ведомый) вал подобных приводов устанавливается параллельно, но не соосно (ведущему) валу электродвигателя. Пример такого двигателя показан на рис. 7.12. Он производится компанией SainSmart и обеспечивает передаточное отношение 29:1.

Если выходной вал редукторного двигателя располагается по центру корпуса, то в нем, скорее всего, применяется планетарная передача. Выходной вал, "торчащий" из боковой части корпуса редукторного двигателя, указывает на применение в нем червячной или конической зубчатой передачи. Существуют и комбинированные варианты. Компании Maxon Motors удается сочетать в одном редукторном двигателе и червячную, и планетарную передачи.



Рис. 7.12. Внешний вид редукторного двигателя с передаточным отношением 29:1, выпускаемого компанией SainSmart

Редукторные двигатели находят широкое применение в робототехнике и других высокоточных механизмах, поэтому часто снабжаются всевозможными датчиками. В частности, редукторный двигатель, показанный на рис. 7.12, оснащен датчиками на эффекте Холла, а также импульсным датчиком положения. Они обеспечивают угловое разрешение на уровне $360^{\circ}/64 = 5,625^{\circ}$.

7.4. Резюме

Впервые столкнувшись с электродвигателями, используемыми в моделировании, я был поражен их низким вращающим моментом. Мне казалось, что чем тяжелее двигатель и чем больше тока он потребляет, тем выше его вращающий момент. Времена разочарований прошли, а для увеличения вращающего момента я успешно использую механические передачи.

Изменение вращающего момента механической передачей выражается как X:1, где X — степень увеличения вращающего момента ведомого вала по отношению к ведущему. Этот показатель, называемый передаточным отношением, зависит от соотношения количества зубьев на приходящих в зацепление шестернях. Если ведущая шестерня имеет N_i зубьев, а ведомая шестерня — N_o , то вращающий момент ведомого вала будет в N_o/N_i больше, чем ведущего.

Кроме количества зубьев шестерни характеризуются расстоянием или шагом между ними. Делительной называют условную окружность, по которой осуществляется зацепление текущей шестерни с другой шестерней. Круговой шаг определяется расстоянием между соседними зубьями, отмеренным на делительной окружности. Диаметральный шаг рассчитывается как соотношение количества зубьев шестерни к диаметру ее делительной окружности. Для того чтобы две шестерни приходили в зацепление, у них должны совпадать оба параметра: круговой и диаметральный шаги.

Большая часть главы содержит описание механических передач основных типов. Прямозубая цилиндрическая передача — самая простая и наиболее распространенная. Она состоит из зубчатых колес разного диаметра и характеризуется высоким уровнем шума и вибрации. Зубья на шестернях косозубой цилиндрической передачи расположены под углом, что позволяет существенно уменьшить вибрацию и шум. Несмотря на явные преимущества, косозубая цилиндрическая передача характеризуется заметно меньшим КПД, чем прямозубая, поскольку на ведомый вал передается только часть мощности ведущего вала.

Коническая зубчатая и червячная передачи применяются в системах, в которых требуется изменить направление передачи механической энергии. В них ведомый вал располагается под определенным углом (чаще всего под прямым) к ведущему валу. Червячная передача обладает ощутимо большим передаточным отношением, чем коническая зубчатая передача, но сильнее нагревается и имеет из-за этого существенно меньший коэффициент полезного действия.

Для преобразования вращательного движения в линейное и обратно используется реечная передача.

Комбинация в одном блоке нескольких шестерен называется приводом. С технической точки зрения планетарная передача — это механический привод, состоящий из нескольких зубчатых колес, которые вращаются вокруг общего центра. Передаточное отношение такого привода зависит от того, какие элементы планетарной передачи связываются с ведущим и ведомым валами.

Под редукторным двигателем подразумевают устройство, в котором мощность от электродвигателя на выходной вал передается через одну или несколько механических передач. Разобравшись в особенностях и характеристиках механических передач всех основных типов, вам не составит большого труда правильно подобрать редукторный двигатель для любого проекта. Не забывайте о том, что любая передача приводит к понижению коэффициента полезного действия системы, а также вызывает нагрев устройства, что может привести к непредвиденной поломке оборудования.