

## МЕТОДЫ ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕН НА ИЗНОС.

Зубчатые передачи имеют самое широкое распространение во всех отраслях общего и специального машиностроения. Расчету, конструированию и технологии изготовления зубчатых колес посвящено весьма большое количество исследований, выполненных в СССР и за рубежом. Особенно много сделано на протяжении последних 15-20 лет. Однако и на сегодня ряд вопросов остается открытым, в частности, состояние расчетной практики требует дальнейших теоретических и экспериментальных поисков.

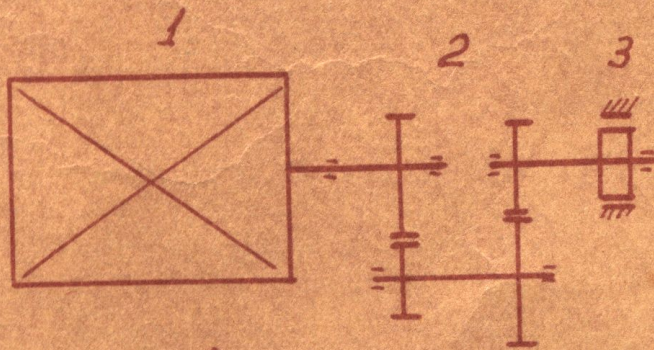
Основание этому лежит, в первую очередь, в сложности проблемы, в трудностях учета влияния многих параметров в отдельности и в сложном их переплетении.

На износ зубцов влияют такие моменты, как геометрическая форма зубцов, определяемая углом зацепления, характером корригирования; удельное скольжение; местное напряжение в контакте между эвольвентными поверхностями; род и качество смазки; состояние рабочих поверхностей после изготовления и приработки; жесткость валов и опор редуктора и т.д. Кроме того, на износ зубцов сказывается динамика зацепления, эффект которой пока не поддается достаточно точной оценке.

Сложность и многогранность проблемы вынуждает инженеров особо большое внимание уделять экспериментальному изучению износа шестерен на установках, в той или иной степени воспроизводящих реальные условия работы передач.

Существует две основных схемы для испытания зубчатых передач: прямая и замкнутая. Прямая схема приведена на фиг. 1.

- 1 - двигатель,
- 2 - испытываемые зубчатые колеса,
- 3 - тормоз.

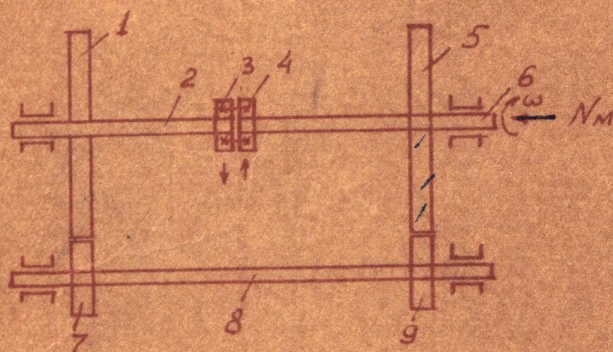


Фиг. 1



Такая схема испытаний обладает рядом существенных недостатков. Мощность двигателя почти целиком (до 98%) превращается в тепло на тормозе. При испытании крупных передач выделяется большое количество тепла, для поглощения которого необходимо применять сложные дорогостоящие устройства. При испытании расходуется большое количество энергии. Неравномерное торможение увеличивает динамику зацепления. Момент трения не может быть учтен достаточно точно. Кроме того при такой схеме не представляется возможным определить коэффициент полезного действия зубчатой передачи (на потери в зацеплении расходуется около - 2% от передаваемой мощности, а точность измерения мало отличается от этой величины). Установки получаются сложные и дорогие, в эксплуатации неудобны, эксперимент обходится дорого (большая мощность двигателя не используется рационально).

Более совершенной следует считать замкнутую схему, построенную на принципе использования циркулирующей мощности



Фиг. 2

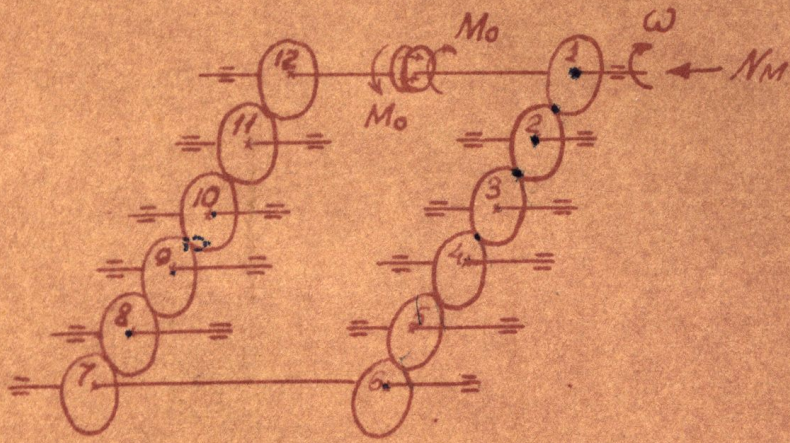
На фиг. 2 представлена простейшая схема механизма, в замкнутом контуре которого может быть вызвана циркуляция мощности.

Валы 2 и 8 связаны двумя зубчатыми передачами. Зубчатые колеса, сидящие на одном валу, одинаковы, благодаря чему возможно привести всю систему во вращение. Вал 2 разрезан и в соединении двух половин поставлена муфта 3-4. Поворачивая одну полуфту относительно другой и скрепляя их при наличии указанного углового смещения, мы создаем в схеме начальный момент  $M_0$  (момент закрутки), вызывающий нагрузку зубцов шестерен. Приведя систему во вращение с угловой скоростью  $\omega$  с помощью мотора у вала 6, мы получаем так называемую циркулирующую мощность  $N_s = M_0 \omega$ .

Мощность  $N_M$ , подводимая от мотора, расходуется исключительно на покрытие потерь в зубчатых парах и подшипниках, поскольку же эти потери относительно невелики, мы можем всегда обеспечить положение, при котором  $N_u$  на много больше  $N_M$ .

Схема испытаний на фиг. 2 может быть значительно развита (фиг. 3) за счет введения промежуточных зубчатых колес, чем эффективность эксперимента значительно повышается. Этот момент является весьма серьезным, если учесть длительность испытания





Фиг. 3

на износ при многих миллионах оборотов шестерен за время каждого испытания.

Схема, показанная на фиг. 3, позволяет создать очень экономичную установку для испытания. Энергия двигателя при этой схеме расходуется лишь на покрытие потерь, а зубчатые передачи нагружены потенциальной циркулирующей мощностью.

Зависимость между циркулирующей мощностью  $N_g$  и мощностью двигателя может быть приближенно определена следующим образом:

- Положим:
- $N_g$  — циркулирующая мощность
  - $N_M$  — мощность двигателя
  - $\eta_m$  — механический коэффициент полезного ~~действия~~ действия зацепления, с учетом потерь в подшипниках
  - $N_{i-j}$  — мощность передаваемая от вала  $i$  к валу  $j$
  - $N_{z_{i-j}}$  — потери в зацеплении

К колесу 1 подходит мощность  $N_1 = N_g + N_M$ . При передаче мощности  $N_1$  от колеса 1 на колесо 2 потеряем мощность

$$N_{z_{1-2}} = (1 - \eta_m)(N_M + N_g)$$

следовательно передаваемая мощность

$$N_2 = \eta_m (N_M + N_g)$$

Для всей схемы может быть составлен следующий ряд уравнений

$$N_{z_{1-2}} = (1 - \eta_m)(N_M + N_g)$$

$$N_{z_{2-3}} = (1 - \eta_m) \eta_m (N_M + N_g)$$

$$N_{z_{3-4}} = (1 - \eta_m) \eta_m^2 (N_M + N_g)$$

$$- - - - -$$

$$- - - - -$$

$$- - - - -$$

$$N_{z_{(n-1)-n}} = (1 - \eta_m) \eta_m^{n-2} (N_M + N_g)$$

Мощность мотора  $N_M$  расходуется на преодоление потерь, т.е.

$$N_M = \sum N_{z_{i-j}}$$



или

$$N_m = N_{z_{1-2}} + N_{z_{2-3}} + N_{z_{3-4}} + \dots + N_{z_{(n-1)-n}} =$$

$$= (1 - \eta_m)(N_m + N_y)(1 + \eta_m + \eta_m^2 + \dots + \eta_m^{n-2})$$

обозначая  $n - 2 = k$  и суммируя геометрическую прогрессию имеем:

$$N_m = (1 - \eta_m)(N_m + N_y)(1 + \eta_m + \eta_m^2 + \dots + \eta_m^k) =$$

$$= (1 - \eta_m)(N_m + N_y) \frac{1 - \eta_m^{k+1}}{1 - \eta_m}$$

откуда

$$N_m = N_y \frac{1 - \eta_m^{k+1}}{\eta_m^{k+1}}$$

При  $n = 10$  и  $\eta_m = 0,98$   $N_m \approx 0,15 N_y$

Установка, изготовленная по схеме 3 позволяет просто и с большой степенью точности определить кпд зубчатой передачи. Для этого достаточно при  $N_y = const$  исключить из схемы по одному зубчатому колесу с каждой стороны и замерить на какую величину изменится мощность  $N_m$ . Исключение 2-х колес из схемы уменьшит потери примерно на 1/6 часть, а эта величина легко может быть замерена. Последовательно исключая передачи можно будет составить полную картину распределения потерь по схеме и определить кпд каждой передачи. Метод определения кпд зубчатой передачи и зубчатой пары в отдельности описан в работе Б.Я. Кантора.

По замкнутой схеме с использованием циркулирующей мощности можно соединять блоки с шестернями, редукторы и отдельные пары.

В сборнике описан ряд установок спроектированных по этой схеме. Установки позволяют проводить в широких масштабах исследования в областях прочности, усталости и износа зубчатых передач.

Как указывалось выше, определение кпд зубчатой пары, передачи, редуктора по прямой схеме встречает большие трудности, а иногда и невозможно. В описанных ниже установках эти вопросы более или менее полно решены и могут иметь применение в промышленности (например определение кпд заводских редукторов). На установках можно изучать влияние массы, температур, точности изготовления, коррекции зубцов и других факторов, создавая различные условия для работы колес. Все установки отличаются экономичностью и сравнительно высокой производительностью.

$$N_m = N_y \frac{1 - \eta_m^k}{\eta_m^k}$$

$$\eta_m^k N_m = N_y - N_y \eta_m^k$$

$$\eta_m^k (N_m + N_y) = N_y$$

$$\eta_m^k = \frac{N_y}{N_m + N_y} = \sqrt[k]{\frac{1}{\frac{N_m}{N_y} + 1}}$$