

ИССЛЕДОВАНИЕ СТЕПЕНИ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗКИ ПО ДЛИНЕ ЗУБА НА ЗАМКНУТОЙ УСТАНОВКЕ

В. Р. ВОРОНОВ

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

Для испытания зубчатых передач наибольшее распространение получили установки с замкнутым контуром [1—4].

Нагружение зубчатых колес при работе по замкнутой схеме может осуществляться за счет сил упругих деформаций предварительно закрученного торсионного вала, но изменение нагрузки в стендах этого типа связано с значительной затратой времени и требует выключения установки на это время. Поэтому в нашем случае был использован спо-

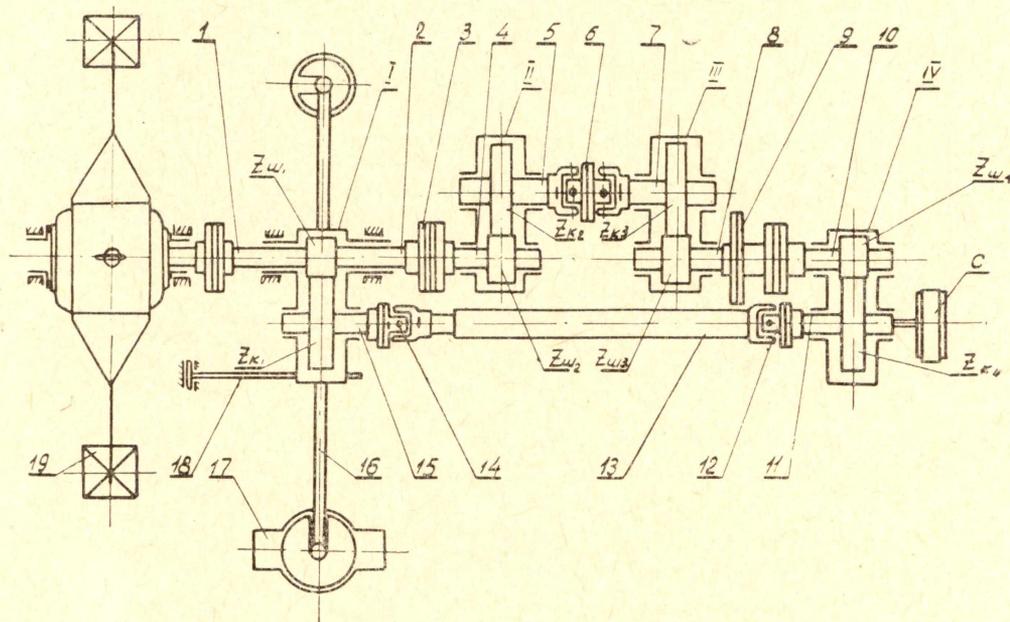


Рис. 1. Схема установки

соб загрузки, предложенный В. Н. Кудрявцевым [2], позволяющий осуществлять запуск установки в ненагруженном состоянии и изменять нагрузку на ходу.

Описываемая установка состоит из электродвигателя (А 42/4, мощностью $N = 2,8$ квт при $n = 1420$ об/мин) и четырех одноступенчатых редукторов, I, II, III, IV, соединенных между собой муфтами 3, 6, 9 и карданным валом 13 по замкнутой схеме (рис. 1).

Корпус нагрузочного редуктора подвешен на шарикоподшипниках в стойке так, что может поворачиваться относительно оси подвески 1, 2.

При приложении нагрузки Q к рычагу 16 нагрузочного редуктора I корпус редуктора поворачивается в сторону нагружения, а колесо $Z_{к1}$ стремится повернуться относительно шестерни $Z_{ш1}$. Поворот произойдет только в пределах упругих деформаций валов и выборки зазоров.

Зубья колес $Z_{ш1}$ и $Z_{к1}$ и всех других пар замкнутого контура, прижимаются друг к другу и нагружаются соответствующими усилиями, а валы — моментами.

При приведении во вращение установки от электродвигателя по замкнутому контуру будет циркулировать поток мощности в направлении, указанном стрелкой (рис. 1). Электродвигатель подвешен на сферических шарикоподшипниках в стойках и может свободно поворачиваться относительно оси подвески 1, 2. Мощность электродвигателя расходуется только на покрытие потерь в установке. Замеряя реактивный момент на статоре двигателя, можно определить расходуемую мощность. Для предотвращения повреждения электродвигателя предусмотрена защита. Если в замкнутом контуре произойдет поломка какой-либо детали, то замыкание его нарушается, корпус редуктора повернется и через шток нажмет на кнопку «стоп» магнитного пускателя (рис. 2) и электродвигатель отключится. При заклинивании в установке

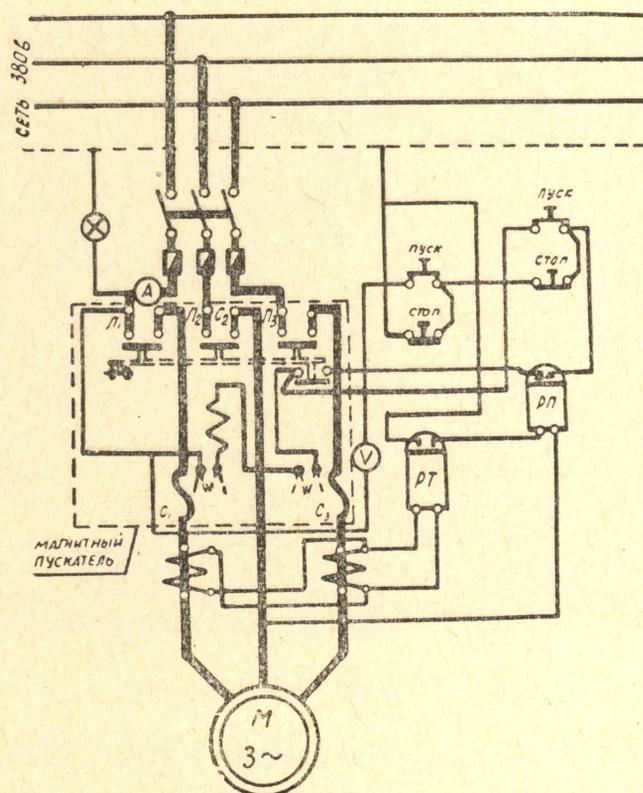


Рис. 2. Электрическая схема

резко возрастает нагрузка на электродвигатель и статор его, до этого находящийся в равновесии под действием груза P , расположенном на чашке 19 мотр-весов, повернется и через систему рычагов и шток нажмет на кнопку «стоп» и отключит двигатель. Для защиты электродви-

гателя в случае выпадения фазы на щите установлено реле максимального тока ИТ-816/1 (рис. 2).

Для того, чтобы иметь возможность проведения испытаний зубчатых колес с соблюдением определенных искусственных перекосов осей валов, в редукторах II и III предусмотрена установка валов на сферических шарикоподшипниках, смонтированных в специальных стаканах с эксцентричной расточкой. Редукторы II и III соединяются между собой двойным универсальным шарниром, допускающим работу установки при перекосе осей валов 5 и 7. Для установки нагрузочного редуктора в горизонтальное положение предусмотрена специальная дисковая муфта 9. Корпуса редукторов выполнены сварными, разъемными для упрощения сборки и разборки зубчатых передач.

На данной экспериментальной установке были проведены сравнительные испытания зубчатых колес по выявлению влияния конструкции обода зубчатых колес на распределение нагрузки по длине контактных линий и на нагрузочную способность передачи.

Исследования проводились на зубчатых колесах разной конструкции (рис. 3).

Экспериментальные шестерни и зубчатые колеса были изготовлены из одинакового материала ст. 3 без термообработки и имели твердость $HВ = 118—120$.

Все шестерни и колеса нарезались червячной фрезой за два прохода и удовлетворяют 8 степени точности по ГОСТ 3675-56, а чистота рабо-

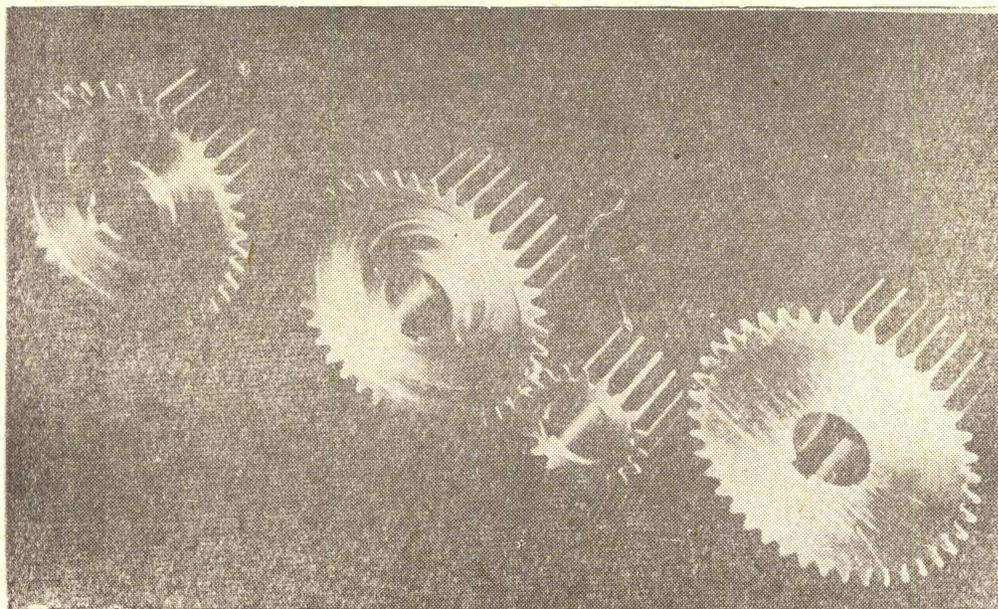


Рис. 3. Экспериментальные колеса

чей поверхности зуба соответствует шестому классу. Ширина шестерни 50 мм, а колеса — 46 мм.

Испытания проводились при постоянной нагрузке на рычаге нагрузочного редуктора $Q = 20$ кг, что соответствует контактным напряжениям $\sigma_k = 3000$ кг/см².

Установка работала по 8—10 часов в сутки, после чего делалась остановка для осмотра и фотографирования рабочих поверхностей зубьев и для доливки при необходимости масла до установленного уровня.

В процессе испытания проводились замеры момента на мотор-весах, температуры масляной ванны в каждом редукторе, числа циклов нагружений зубьев экспериментальных колес. Зубчатые колеса I и IV редукторов были установлены без перекоса, а во II и III редукторах был установлен искусственно перекося валов в 0,005 радиан.

Испытания показали, что колеса, зубья которых нарезаны на сплошном диске, очень чувствительны к перекосам. Ввиду малой податливости тела сплошного колеса нагрузка по длине зуба распределяется неравномерно. Поэтому наблюдается и неравномерный износ и образование ямок выкрашивания со стороны большей интенсивности нагрузки. Ямки выкрашивания постепенно распространяются на большую часть зуба, но неравномерность распределения нагрузки по длине зуба не исчезает даже при большом числе циклов нагружений. Зубчатые колеса с диском, расположенным посередине ширины колеса, имея более податливый обод, снижают неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, что, в свою очередь, сказывается на увеличении нагрузочной способности зубчатой передачи.

При постановке колес с диском, смещенным к одному краю колеса, неравномерность распределения нагрузки по длине зуба зависит от того, с какой стороны подводится момент. Зубчатое колесо с диском, сдвинутым в одну сторону, должно устанавливаться так, чтобы диск был расположен со стороны противоположной подводу крутящего момента. В этом случае происходит значительное выравнивание неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, вызванной перекосям валов.

Определение к.п.д. и моментов

Примем направление вращения вала 1 по часовой стрелке (рис. 4). В этом случае зубчатые колеса замкнутой установки будут вращаться в направлении, указанном на рис. 4.

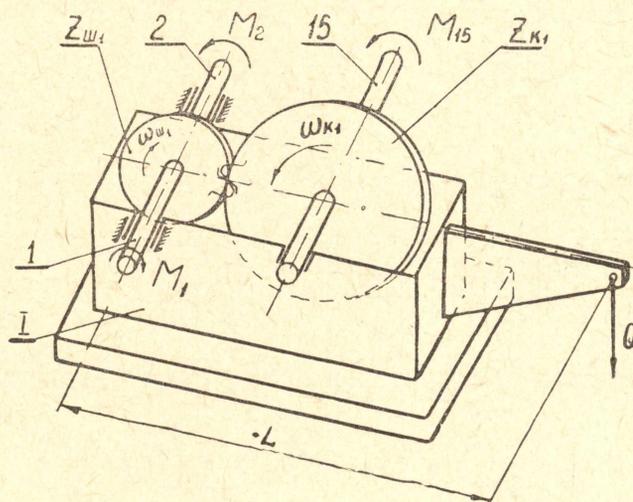


Рис. 4. Схема распределения моментов в нагрузочном редукторе

Соответственно шестерни $Z_{ш2}$, $Z_{ш4}$ и колеса $Z_{к1}$ и $Z_{к3}$ будут находиться в условиях работы ведущих колес, так как направление их вращения совпадает с направлением усилий, с которыми они воздействуют на сопряженные колеса, а шестерни $Z_{ш1}$, $Z_{ш3}$ и колеса $Z_{к2}$ и $Z_{к4}$ в условиях работы ведомых колес.

Рассмотрим условие равновесия нагрузочного редуктора (рис. 4)

$$M_H + M_1 - M_{15} - M_2 = 0, \quad (1)$$

где $M_H = Q \cdot L$ — момент, приложенный к корпусу нагрузочного редуктора I;

Q — вес груза на рычаге нагрузочного редуктора;

L — расстояние от точки приложения силы до оси вращения редуктора I;

M_1 — момент, подводимый от электродвигателя к валу I;

M_{15} — момент, с которым вал 15 действует на колесо $Z_{к1}$;

M_2 — момент, с которым вал 2 действует на шестерню $Z_{ш1}$.

Обозначим через $M_{ш1}$ момент, с которым шестерня $Z_{ш1}$ действует на вал 2.

$$\text{Тогда} \quad M_2 = M_{ш1} + M_1. \quad (2)$$

$$\text{Из (1) и (2) имеем} \quad M_H - M_{15} - M_{ш1} = 0. \quad (3)$$

$$\text{Но} \quad M_{ш1} = M_{15} \cdot \frac{Z_{ш1}}{Z_{к1}} \cdot \eta_1, \quad (4)$$

так как шестерня $Z_{ш1}$ — ведомая; η_1 — к. п. д. нагрузочного редуктора

$$M_{к1} = M_{15} = \frac{M_{ш1}}{\eta_1 \cdot \frac{Z_{ш1}}{Z_{к1}}}; \quad (5)$$

Из (3) и (5) имеем

$$M_H = \frac{M_{ш1}}{\frac{Z_{ш1}}{Z_{к1}} \cdot \eta_1} + M_{ш1}.$$

Выразим теперь моменты на всех валах замкнутого контура через известный момент

$$M_{ш1} = \frac{M_H}{1 + \frac{Z_{к1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1}}. \quad (6)$$

Из равенств (5) и (6) получим

$$M_{к1} = \frac{M_H}{\left(1 + \frac{Z_{к1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1}\right)} \cdot \frac{Z_{к1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1}. \quad (7)$$

Остальные моменты определяются по следующим зависимостям:

$$M_{к4} = \frac{M_{к1}}{\eta_{14} \cdot \eta_{12}}; \quad M_{к4} = M_{ш1} \cdot \frac{Z_{к1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14}}, \quad (8)$$

$$M_{ш4} = \frac{M_{к4}}{\frac{Z_{к4}}{Z_{ш4}} \cdot \eta_{IV}}; \quad M_{ш4} = M_{ш1} \cdot \frac{Z_{к1} \cdot Z_{ш4}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14} \cdot Z_{к4}}, \quad (9)$$

$$M_{ш3} = \frac{M_{ш4}}{\eta_9}; \quad M_{ш3} = M_{ш1} \cdot \frac{Z_{к1} \cdot Z_{ш4}}{Z_{ш1} \cdot \eta_1 \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14} \cdot Z_{к4}}. \quad (10)$$

Так как колесо Z_{K_3} — ведущее, то

$$M_{K_3} = \frac{M_{ш3}}{\eta_{ш1} \cdot \frac{Z_{ш3}}{Z_{K_3}}}; \quad M_{K_3} = \frac{M_{ш1} \cdot Z_{K_1} \cdot Z_{ш4} \cdot Z_{K_3}}{Z_{ш1} \cdot Z_{K_4} \cdot Z_{ш3} \cdot \eta_I \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{ш3} \cdot \eta_{ш4} \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14}}, \quad (11)$$

$$M_{K_2} = \frac{M_{K_3}}{\eta_6}; \quad M_{K_2} = M_{ш1} \cdot \frac{Z_{K_1} \cdot Z_{ш4} \cdot Z_{K_3}}{Z_{ш1} \cdot Z_{K_4} \cdot Z_{ш3} \cdot \eta_I \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{ш3} \cdot \eta_{ш4} \cdot \eta_6 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14}}. \quad (12)$$

Тогда

$$M_{ш2} = \frac{M_{K_2}}{\frac{Z_{K_2}}{Z_{ш2}} \cdot \eta_{ш1}}; \quad (13)$$

$$M_{ш2} = M_{ш1} \cdot \frac{Z_K \cdot Z_{ш4} \cdot Z_{K_3} \cdot Z_{ш2}}{Z_{ш1} \cdot Z_{K_4} \cdot Z_{ш3} \cdot Z_{K_2} \cdot \eta_I \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{ш3} \cdot \eta_{ш4} \cdot \eta_6 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14}}.$$

Момент на валу 2

$$M_2 = \frac{M_{ш2}}{\eta_3}; \quad (14)$$

$$M_2 = \frac{M_{ш1} \cdot Z_{K_1} \cdot Z_{ш4} \cdot Z_{K_3} \cdot Z_{ш2}}{Z_{ш1} \cdot Z_{K_4} \cdot Z_{ш3} \cdot Z_{K_2} \cdot \eta_I \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{ш3} \cdot \eta_{ш4} \cdot \eta_3 \cdot \eta_6 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14}}.$$

Принимая во внимание, что

$$\eta_I \cdot \eta_{ш1} \cdot \eta_{ш3} \cdot \eta_{ш4} \cdot \eta_3 \cdot \eta_6 \cdot \eta_9 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{14} = \eta_{з.к.}, \quad (15)$$

а

$$Z_{ш1} = Z_{ш2} = Z_{ш3} = Z_{ш4} \quad \text{и} \quad Z_{K_1} = Z_{K_2} = Z_{K_3} = Z_{K_4}$$

имеем

$$M_2 = \frac{M_H}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.}} \quad (16)$$

или из (6) и (16)

$$M_2 = \frac{M_{ш1}}{\eta_{з.к.}}, \quad (17)$$

следовательно, из (2) и (17) получим

$$M_1 = M_2 \cdot (1 - \eta_{з.к.}). \quad (18)$$

Откуда

$$M_1 = \frac{M_H \cdot (1 - \eta_{з.к.})}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.}}. \quad (19)$$

Но из (18)

$$\eta_{з.к.} = \frac{M_2 - M_1}{M_2} \quad (20)$$

или

$$\eta_{з.к.} = \frac{M_{ш1}}{M_{ш1} + M_1}. \quad (21)$$

Из уравнения (6) и (21) получим выражение для определения к. п. д. замкнутого контура

$$\eta_{з.к.} = \frac{M_H}{M_H + M_1 \cdot \left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right)} \quad (22)$$

При соблюдении соосности валов 2 и 4, 5 и 7, 8 и 10, 11 и 15, к. п. д. соединительных муфт можно принять примерно равными единице, поэтому

$$M_{ш1} = \frac{M_H}{1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}};$$

$$M_2 = M_{ш2}; \quad M_{ш2} = \frac{M_H}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.}};$$

$$M_{K_2} = M_{K_3}; \quad M_{K_2} = \frac{M_H \cdot \eta_{II} \cdot Z_{K_2}}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.} \cdot Z_{ш2}}; \quad (23)$$

$$M_{ш3} = M_{ш4}; \quad M_{ш3} = \frac{M_H \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III}}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.}}; \quad (24)$$

$$M_{K_4} = M_{K_1}; \quad M_{K_4} = \frac{M_H \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV} \cdot Z_{K_4}}{\left(1 + \frac{Z_{K_1}}{Z_{ш1} \cdot \eta_I}\right) \cdot \eta_{з.к.} \cdot Z_{ш4}}, \quad (25)$$

где

$$\eta_{з.к.} = \eta_I \cdot \eta_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{IV}.$$

При отключенных промежуточных испытываемых редукторах II и III, когда 3 и 9 соединены напрямую промежуточным валом, и если соблюдена соосность валов 2 и 10, 11 и 15, имеем

$$\eta_{з.к.} = \eta_I \cdot \eta_{IV},$$

отсюда можно определить η_I и η_{IV} , после чего, подключив редукторы II и III, определить их к. п. д. и по приведенным выше формулам подсчитать моменты на валах установки. Зная крутящие моменты, можно найти усилия на зубьях зубчатых колес замкнутого контура.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. М. Брумберг. Испытания зубчатых передач замкнутым способом. Вестник инженеров и техников, № 4, 1936.
2. В. Н. Кудрявцев. Замкнутые установки для испытания зубчатых передач. Вестник машиностроения, № 10, 1951.
3. Ю. С. Семенов. Замкнутая установка для испытания зубчатых передач при переменной нагрузке. Известия ТПИ, т. 96, ч. I, 1960.
4. Г. К. Трубин. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. Машгиз, 1962.