

УСТАНОВКА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ШЕСТЕРЕН НА ИЗНОС И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ЗУБЦАХ.

Из различных видов передач, применяемых в технике, больше всего распространены зубчатые передачи. Естественно, что возникла проблема правильного и рационального их конструирования и изготовления. Чисто теоретические изыскания не могут дать достаточно точного решения этой проблемы, так как на эксплуатацию зубчатых передач влияют многочисленные факторы, теоретический учет которых труден или вообще невозможен.

С целью более надежного определения влияния этих факторов (материал зубчатых колес, термообработка, качество поверхности, форма профиля, угол зацепления, точность обработки, режим работы, смазка и проч.) на качество работы и долговечность зубчатой передачи, необходимо производить многочисленные эксперименты.

Очень большое значение в работе зубчатых передач имеет потеря на трение в зубцах, так как именно это трение ведет к прогрессирующему износу и выводу зубчатых колес из строя. Поэтому исследование влияния вышеуказанных факторов на КПД зацепления имеет исключительно важное значение. Кроме того, известно, что испытания зубчатых колес на износ требуют значительной затраты времени, ход же изменения КПД становится ясным уже через небольшой промежуток времени после начала испытания. Поэтому ищется возможность предсказать дальнейшее поведение зубчатых колес в отношении износа.

Ранее производились испытания для определения влияния различных факторов на КПД зубчатой передачи (включая опоры), в то время как с точки зрения трения износа нас интересуют только потери на трение в зубцах. Изменявшиеся при различных условиях испытания потери в опорах вносили определенные искажения в получаемые результаты.

Предлагаемая нами установка имеет целью исключить влияние опор при исследовании КПД зубцов. Кроме того, на этой установке могут производиться испытания зубчатых колес на износ.

Установка позволяет:

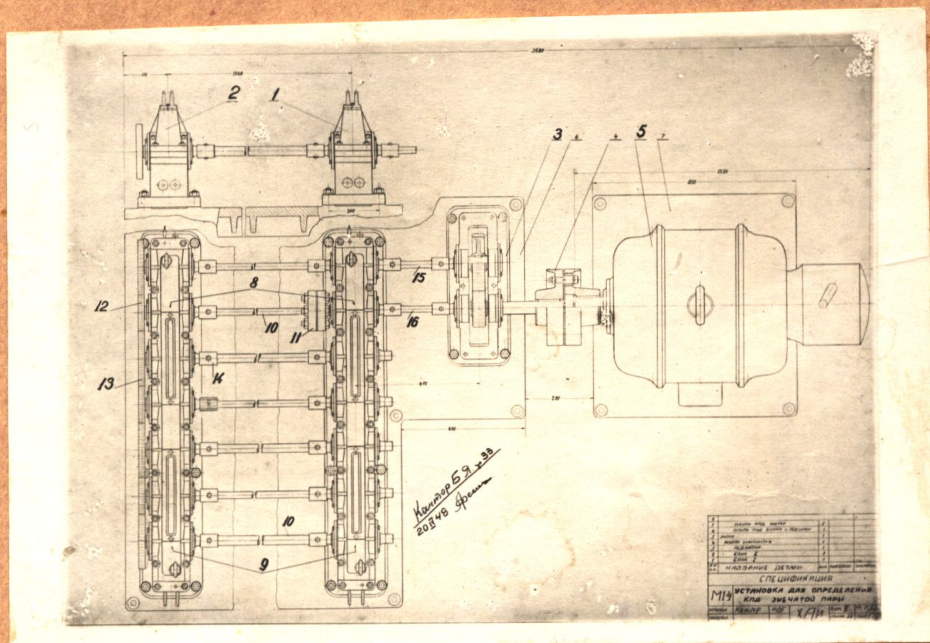
- 1/ Испытывать до шести зубчатых пар одновременно, при циркулирующей мощности 300 л.с. и числе оборотов в минуту от 400 до 4000,
- 2/ применять зубчатые колеса из разных материалов,
- 3/ изучать влияние двух различных масел одновременно,
- 4/ изменять температуру масла,
- 5/ изменять нагрузку зубцов.

Для испытания на износ использован известный принцип циркуляции мощности, который дает возможность затрачивать при испытаниях только мощность, равную по величине потерям на трение в установке.

В конструкции это выражено следующим образом.

Установка представляет собой два блока (1, 2, фиг. 1), в каждом из которых находится по 5 испытываемых колес. Колеса 8 и 9,

Фиг. 1) сидят на валах, связанных между собой торсионными валиками (10). На одном из последних сидит муфта (11), с помощью которой создается предварительная закрутка торсионных валиков, чем создается нагрузка на колеса, помещенные в блоках I и II (Фиг. 1).



Фиг. 1

Для определения потерь на трение в зубцах использован метод разделения мощностей, идущей на преодоление трения в опорах и зубцах. Решается это следующим образом.

Все испытуемые колеса сидят на своих валах, как показано на фиг. 2. Благодаря шлицевым буртам на ступице (1) и на валу (2) и кольцу 3 со шлицами колесо может быть закреплено относительно вала неподвижно, или - при снятом кольце (3) - свободно вращаться на игольчатом подшипнике (4).

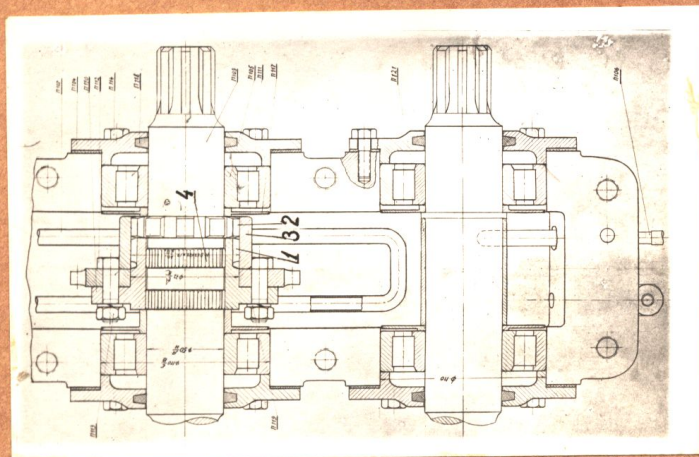
На левых концах валов блока I (Фиг. 1) сидят на шпонках колеса (12), по диаметру равные соответствующим испытуемым колесам в этом же блоке II. Правые концы валов шлицевыми муфтами (14) связаны с торсионными валиками (10), а правые концы последних такими же муфтами связаны с валами блока I. В блоке I диаметры колес равны соответствующим диаметрам колес в блоке II. Редуктор (3) отделяет мощность, идущую на колеса (12) от мощности, идущей в основную систему, нагруженную моментом, созданным при помощи муфты закрутки (11).

При испытаниях все подопытные колеса кроме (8) и (9) сидят свободно на валах, - могут вращаться на игольчатых подшипниках.

Описанная конструкция имеет целью для всех колес, находящихся в блоках, создать одинаковые угловые скорости внешней ободки (ступицы) и внутренней ободки (вала). Тогда иглы подшипников не будут вращаться относительно своих осей (внутренние и внешние ободки будут неподвижны относительно друг друга).

и, следовательно, не будет расходоваться мощность на трение в этих подшипниках.

При работе системы мощность на трение в опорных подшипниках валов колес будет передаваться через вал (15) и колеса (13), а мощность на трение в зубцах через вал (16).



Фиг. 2

Если, включив электромотор, замерить с помощью электрогенератора момент на валу (16) и умножить его на величину угловой скорости, то мы получим суммарную мощность, идущую на трение в зубцах всех зубчатых пар.

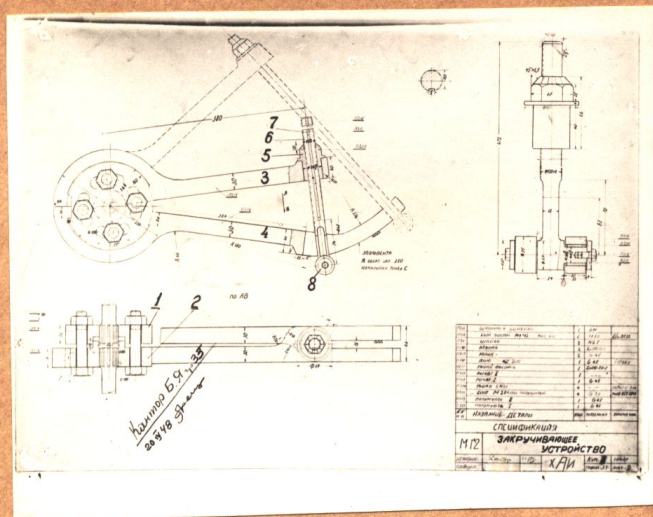
Сняв по одному колесу из каждого блока и закрепив, ставшие теперь крайними, колеса неподвижно относительно своих валов с помощью колец (2) (фиг. 2), будем вращать систему с прежней нагрузкой и оборотами. Разность между прежним значением мощности и полученным новым даст сумму потерь на трение в зубцах бывших крайних зубчатых пар блоков I и II.

Если эти зубчатые пары находятся в одинаковых условиях, то потери на трение в зубцах одной пары равны половине общей суммы потерь на обоих крайних парах (в блоке I и II).

Продолжая поступать таким же образом и дальше, мы можем получить потери на трение в любой из зубчатых пар, поставленных на испытание.

Приспособление для закрутки (фиг. 3) представляет собой две полуфты (1) и (2) с наружными выемками, в которые могут быть введены зубцы рычагов (3, 4). Перпендикулярно к оси рычага (3) сделано сверление, в котором вращается гайка (5). В гайке ходит винт (6) со шкалой (7). На конце винта укреплены два ролика (8), катящиеся по направляющим рычага (4).

Поворачивая гайку мы сближаем рычаги и, тем самым, за счет сил упругости торсионных валликов создаем крутящий момент в системе. Момент закрутки прямо пропорционален относительному углу



Фиг. 3

поворота рычагов. Перемещение винта (со шкалой) относительно гайки будет прямо пропорционально этому углу и, следовательно, моменту закрутки, если конец винта на котором находится ролик, будет двигаться по эвольвентным направляющим, как это и запроектировано. Благодаря конструкции мы одновременно с нагружением системы читаем по шкале величину момента.

Точность этого метода повышается тем, что при малом угле закрутки торсионного валика (7) угол относительного поворота рычагов велик (50°). Для разметки шкалы необходимо нагрузочную систему тарировать.