

Г.С.Труман.

### УСТАНОВКА ДЛЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ РЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.

Известные зависимости  $S_1 = S_2 e^{\mu \alpha}$  и  $2S_0 = S_1 + S_2$ ,

где:  $S_1$  - усилие в ведущей ветви работающей передачи,  
 $S_2$  - усилие в ведомой ветви работающей передачи,  
 $S_0$  - усилие предварительного натяжения,  
 $\mu$  - коэффициент трения,  
 $\alpha$  - угол обхвата,

применительно к расчету ременных передач не учитывают в работающей передаче влияния центробежной силы, скольжения ремня, геометрии передач и других факторов.

Великий русский ученый профессор Н.Е. Жуковский в своей классической работе "О скольжении ремня на шкивах" сумел уточнить аналитические зависимости с учетом физической стороны явлений, протекающих в работающем ременном приводе.

Работы русских ученых: Петрова, Жуковского, Цветаева, Беляева, Гутьяр, Иванова и др. исчерпывающе обрисовывают современное состояние теории ременных передач. Однако применение полученных аналитических зависимостей к расчету реальной ременной передачи осложняется отсутствием ряда исходных величин, которые могут быть получены только опытным путем.

Если для кожаных ремней, применение которых из года в год уменьшается, имеются некоторые экспериментальные исследования, то для прорезиненных и хлопчатобумажных ремней они весьма скудны.

В последнее время для получения тяговой способности ремней в СССР был проведен ряд экспериментальных исследований (НИИРП Главрезины, ИИЛ - Главтексткая, ЦИЛТМАШ), но, к сожалению, принятые схемы установок для испытания ремней обладают рядом существенных недостатков.

Обычно в испытательных установках мощность, передаваемая ремнем, должна полностью поглощаться нагрузочным устройством, что естественно ограничивает диапазон передаваемых мощностей и требует дорогостоящих установок.

В спроектированной нами установке для динамических испытаний ременных передач впервые применен известный принцип циркуляции мощности. Это дало возможность при приводном motore около 3 квт передавать испытываемыми ремнями до 30 квт.

Установка позволяет испытывать ремни шириной от 60 до 120 мм при отношениях  $d/D$  от 1/20 до 1/100, где

$d$  - толщина ремня

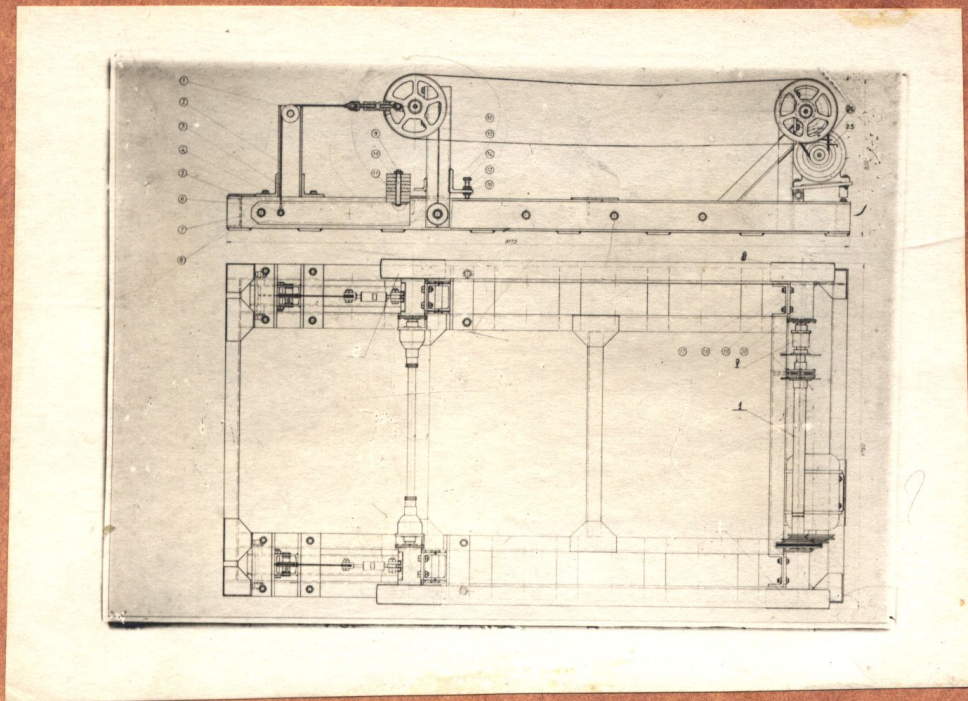
$D$  - диаметр шкива

Максимальная скорость ремня 50 м/сек.



Испитание ремней может производиться при постоянном натяжении, которое обеспечивается специальным натяжным устройством, или при постоянном межцентровом расстоянии.

На установке могут быть получены кривые скольжения, кривые зависимости долговечности ремня от скорости, от отношения  $\frac{v_1}{v_2}$ , от передаточного числа  $i$ , от материала шкива и ремня и т.д.



Фиг. 1

Принцип работы.

Мотор 25 с помощью клиновидной передачи 26 приводит во вращение замкнутую систему ременных передач (фиг. 1). Так как передаточное число  $i_{1-ii}$  больше передаточного числа  $i_{iii-iv}$ , то валки 1, а с ним и шкив I закрутятся относительно шкива III, и тем самым создается такое натяжение ремней, при котором мощность передается от I шкива ко II - и от V шкива к III-му, но шкивы I и III сидят на одном валу (как шкивы II и IV), поэтому мощность, подведенная к шкиву II, будет передана валом на шкив V, а мощность, подведенная к шкиву III, будет передана на шкив I. Для работы установки к шкиву I нужно подвести мощность, равную потерянной в системе (потери в ременной передаче, подшипниках). Так как  $i_{1-ii} > i_{iii-iv}$ , то валки будут закручиваться до тех пор, пока не начнут пробуксовывать ремни. Это является ненормальным в работе передачи. Для ограничения степени закрутки упругого валика между шкивами I и III накладываются фрикционная муфта проскальзывания У.

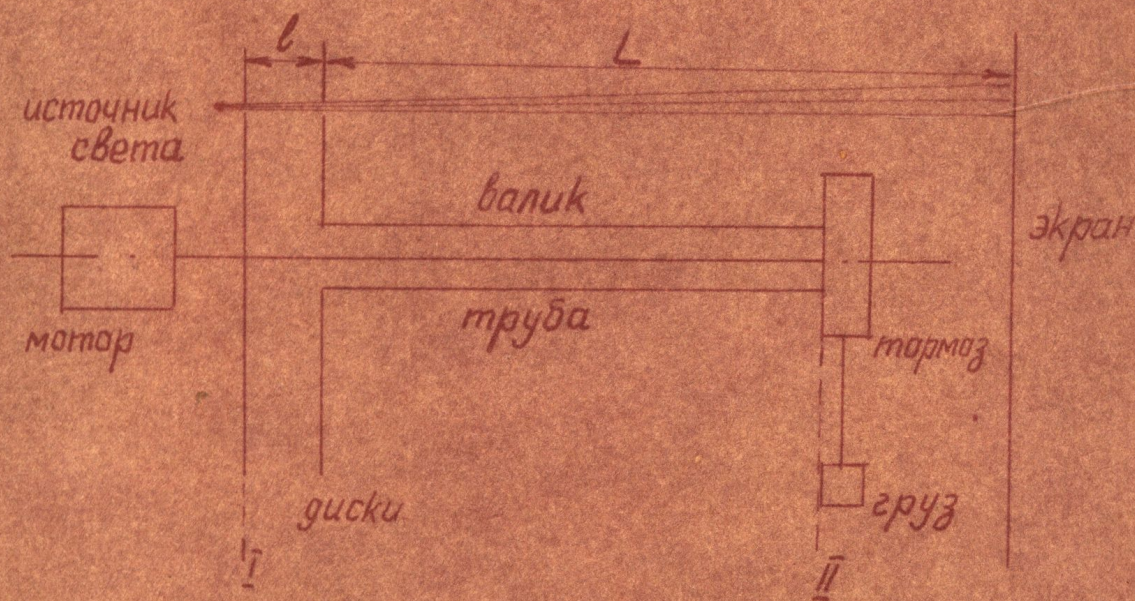
Возможность испытания при различных межцентровых расстояниях обеспечивается переносной стойкой 12. Для испытания при постоянном натяжении служит натяжное устройство 2. Оно состоит из троса, прикрепленного одним концом к качающейся стойке, а другим - к рычагу с грузом, который создает натяжение.

Для испытания при постоянном межцентровом расстоянии служит упорное устройство 15, в котором натяжение создается за счет ввинчивания упорного болта.



Вся установка смонтирована на сварной раме 7.

Для определения циркулирующей в системе мощности измеряется угол закрутки упругого валика. Зная размеры и материал валика, можно определить момент, соответствующий углу закрутки. По известному моменту и числу оборотов валика определяется мощность, передаваемая ремнями.



Фиг. 2

Для измерения угла закрутки упругого валика применен метод "светового рычага" (фиг. 2). Между источником света и экраном находятся два диска с отверстиями. Один диск закреплен на конце упругого валика, а второй - на трубе, закрепленной на втором конце упругого валика. При быстром вращении дисков мы будем наблюдать на экране неподвижное световое пятно. Положение пятна на экране зависит от относительного поворота дисков (т.е. от поворота сечения I валика относительно сечения II). Точность измерения угла закрутки растет вместе с ростом отношения  $\frac{L}{l}$ , но вместе с ростом точности уменьшается резкость пятна. Наиболее выгодное отношение  $\frac{L}{l}$  может быть получено опытным путем.

В качестве примера рассмотрим, как на установке могут быть получены кривые скольжения.

Под кривыми скольжения мы понимаем кривые зависимости скольжения ремня от коэффициента тяги ременной передачи. Коэффициентом тяги называется отношение окружного усилия на шкиве к сумме усилий в ветвях. По полученным опытным путем кривым скольжения для данного типа ремня выбираются наиболее выгодные условия работы. Обозначим через  $\xi$  - скольжение, через  $n_1$  и  $n_2$  соответственно действительные числа оборотов ведущего и ведомого валов, через  $i$  - теоретическое передаточное число. Тогда  $\xi$  в процентах выразится

$$\xi = \frac{n_1 - i n_2}{n_1} 100\%$$



Зная  $i = \frac{D_2}{D_1}$

где  $D_1$  - диаметр ведущего шкива,

$D_2$  - диаметр ведомого шкива,

$n_1, n_2$  , мы определим  $\psi$

Коэффициент тяги можно найти, зная предварительное натяжение ветвей  $S_0$  и окружное усилие  $P$ .  $S_0$  может быть измерено, а  $P$  определено как  $\frac{2M_1}{D_1}$ , где  $M_1$  - крутящий момент на 1 шкиве.

Считая, что суммарное натяжение ветвей неизменно, можно найти

$$\psi = \frac{P}{2S_0}$$

где  $\psi$  - коэффициент тяги.

Последовательно изменяя с помощью фрикционной муфты величины передаваемого ремнями окружного усилия и измеряя соответствующую каждому значению величину проскальзывания ремня, мы можем построить кривую скольжения

$$\psi = f(\varphi)$$

для испытуемого ремня при заданной окружной скорости.