

Л. И. Александров, Н. П. Артеменко, Л. М. Фельдман

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ РЕДУКТОРОВ ШАХТНЫХ КОНВЕЙЕРОВ И ВОПРОСЫ ИХ ИСПЫТАНИЯ

Широкое развитие машиностроения, сопровождаемое увеличением скоростей и рабочих нагрузок, предъявляет более высокие требования к создаваемым конструкциям машин. Одним из основных требований является повышение их долговечности.

Особое значение приобретает повышение долговечности машин и механизмов, работающих в шахтах. Широкая механизация трудоёмких процессов в угольной промышленности, предусмотренная новым пятилетним планом, придаёт вопросам долговечности исключительную актуальность. Даже, сравнительно, небольшое повышение долговечности шахтных механизмов, при существующем объёме механизации, может дать огромный экономический эффект.

В настоящее время в угольной промышленности широкое применение для транспортировки угля находят скребковые конвейеры. Эксплуатация таких конвейеров в шахтах обычно сопровождается усиленным износом. Наиболее узким местом является привод конвейера и его основное звено-редуктор.

В полной мере это относится также к редукторам шахтных скребковых конвейеров СКР-11, изготовляемых Харьковским заводом «Свет шахтера». Кафедра деталей машин ХАИ по заданию завода наметила ряд мероприятий, позволяющих повысить долговечность этих редукторов.

Редуктор СКР-11 представляет собой двухступенчатую цилиндрико-коническую передачу с общим передаточным отношением $i = 20$. Передаваемая мощность редуктором $N = 11,4$ квт, число оборотов ведущего вала $n = 1470$ об/мин. Для передачи движения от редуктора к приводному валу конвейера на тихоходном валу его консольно закреплена звездочка для втулочно-роликовой цепи.

Смазка зубчатых передач осуществляется окунанием.

По характеру работы конвейера редуктор испытывает толчкообразную нагрузку. Основным видом повреждения редуктора является быстрый износ зубчатых колёс и подшипников.

Почти главной причиной, вызывающей преждевременный износ указанных деталей редуктора есть проникновение в маслянную ванну взвешенной в воздухе угольной пыли. Это объясняется тем, что полость редуктора не соединена непосредственно с окружающей средой. При нагреве редуктора давление заключённого в нём воздуха увеличивается и он частично вытесняется наружу.

Когда же нагрузка на редуктор уменьшается или он останавливается, температура внутри него падает, происходит разрежение находящегося в нём воздуха, и тогда за счёт перепада давлений засасывается снаружи воздух

со взвешенными в нём частицами внутрь редуктора. Таким образом, можно сказать, что редуктор в процессе работы всё время «дышит».

Попадающие внутрь него частицы смешиваются с маслом и образуют массу, способствующую износу зубчатых колёс и подшипников.

В результате износа подшипников, особенно ролико-конических, нарушается взаимное расположение валов, что, в свою очередь, приводит к нарушению зацепления передач, создаёт в работе их толчки, удары и тому подобное, приводя тем самым к сокращению срока службы редуктора.

Практика эксплуатации редукторов показывает, что наиболее сильно подвергается износу коническая передача и особенно ведущая шестерня. Это может быть объяснено следующим: окружная скорость конической передачи значительно выше, чем цилиндрической, что при наличии в зацеплении абразивных частиц резко усиливает износ (истирание). Кроме того, даже незначительные погрешности в зацеплении, возникшие в процессе изготовления, монтажа и эксплуатации, могут оказать сильное влияние на неравномерность распределения нагрузки по длине зуба и увеличение удельного скольжения, что, в свою очередь, влечёт за собой повышенный износ зубьев.

В результате указанных причин срок службы шестерни во многих случаях не превышает двух месяцев, несмотря на изготовление этой передачи из высококачественной легированной стали 12ХНЗА.

Улучшение эксплуатационных качеств редукторов шахтных конвейеров СКР-11, по нашему мнению, может быть достигнуто за счёт ряда мероприятий, а именно:

1. Устранение возможности попадания в редуктор взвешенных абразивных частиц.

Это может быть достигнуто:

а) устройством отдушины, снабжённой воздушным фильтром. В качестве фильтрующего элемента могут быть использованы применяющиеся в респираторах для аналогичной цели фильтрующие материалы;

б) установкой надёжных уплотнений в местах выхода валов из редуктора.

Этот метод, по нашему мнению, не может полностью предотвратить попадание взвешенных частиц в редуктор, так как через уплотнения проникает воздух, количество которого зависит от перепада давлений в редукторе и окружающей среде;

в) устройством принудительной циркуляционной системы смазки, с очисткой смазки с помощью масляных фильтров.

Циркуляционная смазка является весьма эффективным средством, предотвращающим попадание угольной пыли на трущиеся поверхности. Однако сложность этого устройства и необходимость более тщательного ухода за редуктором служит основанием рекомендовать этот метод лишь в крайнем случае;

г) попадание в редуктор угольной пыли можно также предотвратить, создавая в нём давление, несколько превышающее давление окружающей среды. Этот метод легко осуществим при наличии в шахте сжатого воздуха.

2. Повышение износостойкости рабочих поверхностей зубьев за счёт подбора соответствующей термической или термохимической обработки, а также за счёт применения других материалов.

3. Изменение типа зацепления зубчатых передач, например, применение косозубых или спиральных колёс.

4. Подбор коррекции зацепления с целью уменьшения удельного скольжения на рабочих профилях зубьев.

5. Улучшение конструкции подшипниковых узлов, обеспечивающих необходимое взаимное расположение валов и сохранение правильного зацепления в процессе эксплуатации.

6. Выбор надлежащего сорта смазки.

Эффективность того или другого мероприятия может быть выявлена на основании стендовых испытаний, в которых следует воспроизвести условия работ, близких к эксплуатационным.

Существующие методы стендовых испытаний зубчатых колёс можно разделить на две-три группы:

1) испытание по прямой схеме, когда мощность, передаваемая редуктором, поглощается специальным тормозом;

2) испытание по замкнутой схеме, когда редукторы нагружаются внутренними силами и в замкнутом контуре возникает, так называемая, циркулирующая мощность [1, 2]. В этом случае мощность двигателя расходуется только на преодоление вредных сопротивлений и, следовательно, может быть намного меньше, чем в первом случае.

Отсутствие тормоза значительно упрощает эксплуатацию установки, так как отпадает необходимость в отводе мощности.

Испытания по замкнутой схеме находят в последнее время все более широкое применение ввиду их очевидных преимуществ. Однако, существующие схемы не позволяют изменять нагрузку в процессе работы. Это в значительной мере ограничивает область применения замкнутых схем, поскольку изменение нагрузки требует длительных остановок.

Исключение представляет замкнутая схема испытаний зубчатых передач, предложенная В. Н. Кудрявцевым [3]. Эта схема позволяет изменять нагрузку в процессе испытаний, однако требует применения специальных качающихся корпусов, что ограничивает её применимость исследованиями отдельных зубчатых пар.

Учитывая, что в процессе испытания редукторов шахтных конвейеров СКР-11 необходимо либо изменять нагрузку без остановки стенда, либо поддерживать её постоянство в течение длительного времени; нами разработан для завода «Свет шахтера» ряд установок, удовлетворяющих такие требования. Так как отвод мощности редуктора осуществляется с помощью втулочно-роликовой цепи, последняя введена в качестве одного из связующих элементов в замкнутый контур большинства разработанных вариантов.

При разработке испытательных стендов принималась во внимание также возможность использования их для обкатки редукторов.

В соответствии с поставленными задачами разработаны следующие варианты установок¹⁾.

В а р и а н т I (см. рис. 1).

Замкнутый контур в этом варианте осуществляется соединением вала мотора 1 с ведущими валами испытуемых редукторов 2, 3 и цепью, охватывающей звёздочки выходных валов. Эта цепь натягивается специальным рычагом 6 со звёздочкой 5. Нагрузка создаётся натяжным устройством и величина её контролируется пружинным динамометром.

В а р и а н т II (см. рис. 2).

В замкнутом контуре, кроме испытуемых редукторов 3, 4, имеется также цилиндрический редуктор 2, служащий для соединения ведущих валов редукторов 3, 4 и передачи вращения от электродвигателя 1.

Выходные звёздочки редукторов соединены с помощью цепей 5, 6 с промежуточным валом 7 таким образом, что одна из ветвей каждой цепи остаётся

¹⁾ Проектирование установок выполнено студентами III курса ХАИ — А. Ф. Бреховым, Л. Ф. Вишневым, Ю. И. Ивонным, Ю. П. Петровым, В. А. Ткаченко, В. И. Холякко, Ю. К. Чеховым — в порядке реального курсового проектирования.

не натянутой. (Выбор нагруженных ветвей определяет направление силового потока). Нагрузка системы осуществляется с помощью натяжного устройства, отклоняющего рычаг 8 вместе с зацепленным на нём промежуточным валом 7.

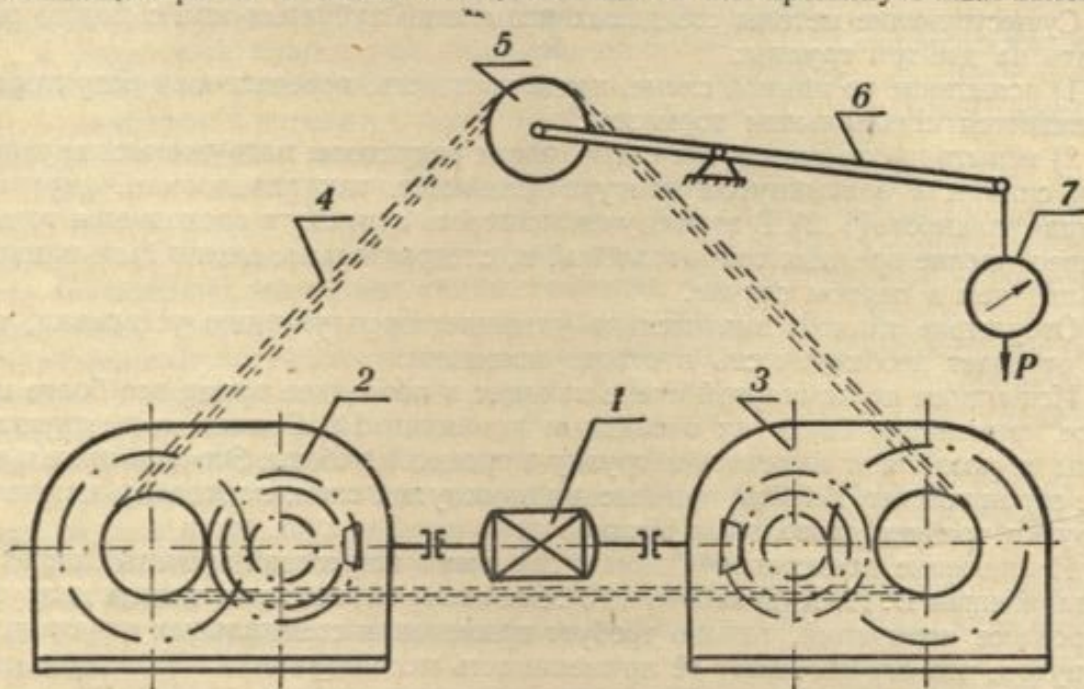


Рис. 1. 1 — Электродвигатель, 2, 3 — испытуемые редукторы, 4 — втулочно-роликовая цепь, 5 — звёздочка, 6 — рычаг, 7 — динамометр.

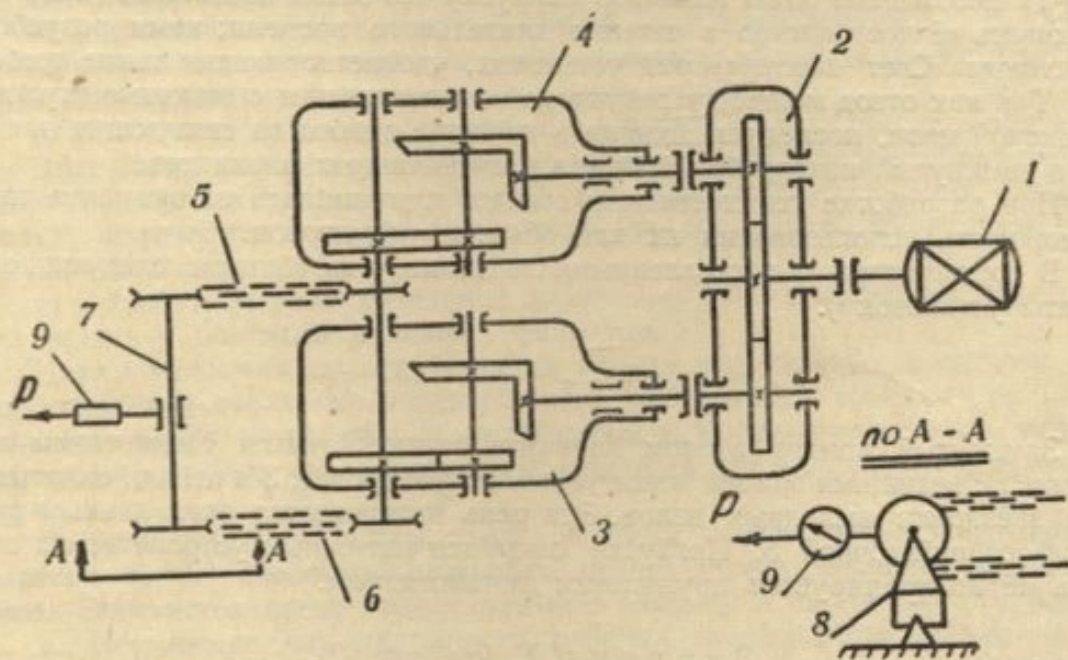


Рис. 2. 1 — Электродвигатель, 2 — цилиндрический редуктор, 3, 4 — испытуемые редукторы, 5, 6 — втулочно-роликовая цепь, 7 — промежуточный вал, 8 — качающаяся опора, 9 — динамометр.

В а р и а н т III (см. рис. 3).

Как и в предыдущем варианте, в замкнутый контур, кроме испытуемых редукторов 3, 4, включён цилиндрический редуктор 2.

Выходные звёздочки, расположенные с разных сторон редукторов, соединяются цепями 5, 6 со звёздочками, закреплёнными на подвижном вале 7.

Опоры 8 вала 7 имеют возможность перемещаться в направляющих. Нагружение замкнутой системы производится так же, как и в варианте II, натяжением одной из ветвей цепей. В качестве натяжного устройства исполь-

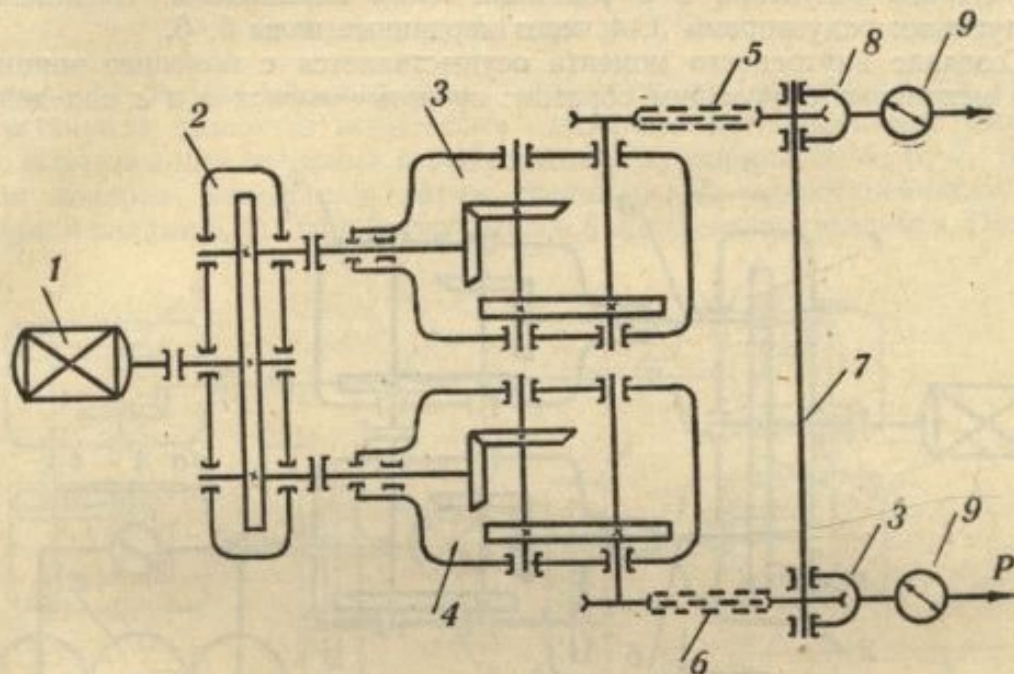


Рис. 3. 1 — Электродвигатель, 2 — цилиндрический редуктор, 3, 4 — испытуемые редукторы, 5, 6 — втулочно-роликовая цепь, 7 — промежуточный вал, 8 — подвижные опоры, 9 — динамометр.

зовано приспособление, применяемое заводом для натяжения цепи скребкового конвейера.

Компоновка схемы этого варианта может быть осуществлена и так, как показано на рис. 4, что намного уменьшает габариты стенда.

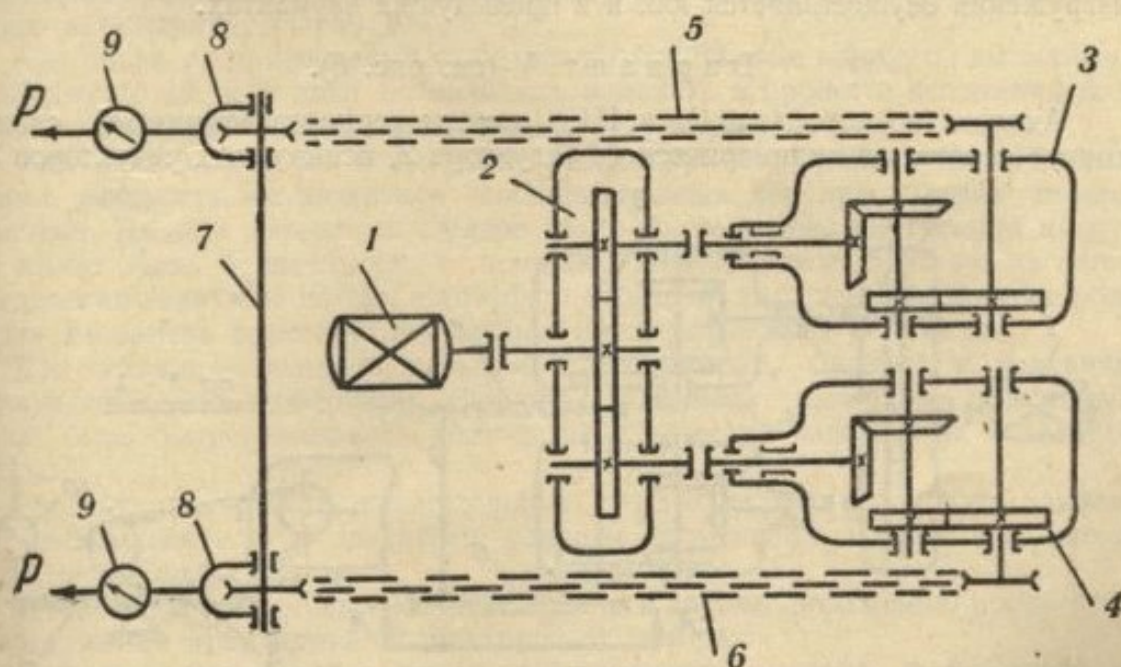


Рис. 4. 1 — Электродвигатель, 2 — цилиндрический редуктор, 3, 4 — испытуемые редукторы, 5, 6 — втулочно-роликовая цепь, 7 — промежуточный вал, 8 — подвижные опоры, 9 — динамометр.

В а р и а н т IV (см. рис. 5).

В этом варианте замыкание силового потока осуществляется с помощью специального редуктора 2 с эпициклическим механизмом, соединённого с испытуемыми редукторами 3, 4 через карданные валы 5, 6.

Создание внутреннего момента осуществляется с помощью эпициклического механизма следующим образом: зубчатые колеса a и b под действием

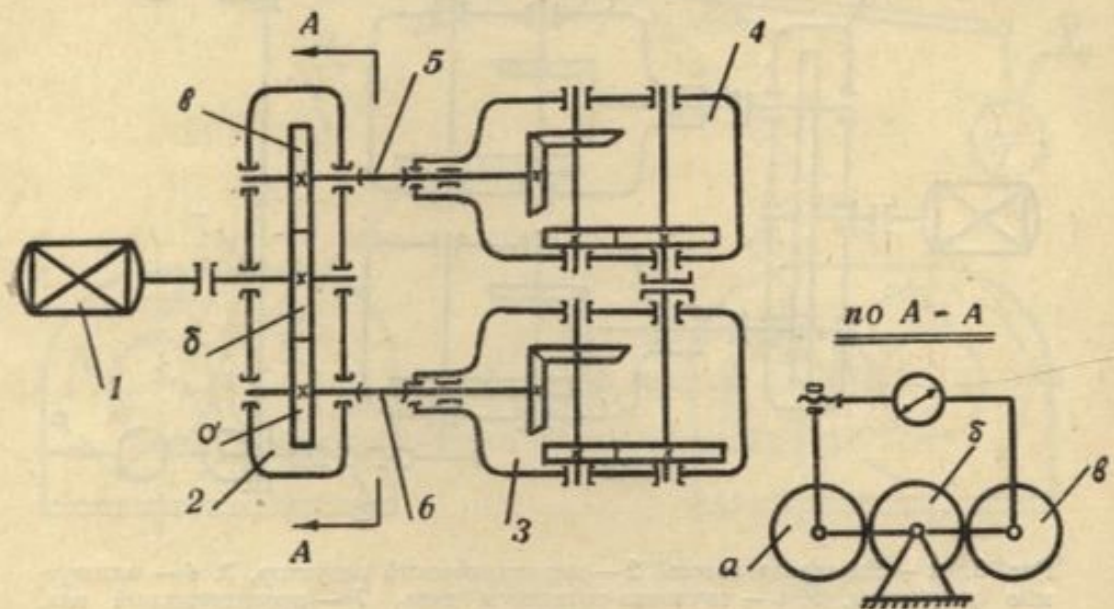


Рис. 5. 1 — Электродвигатель, 2 — редуктор с эпициклическим механизмом, 3, 4 — испытуемые редукторы, 5, 6 — карданные валы.

натяжного устройства перекатываются по центральному колесу b , создавая поворот карданных валов вокруг своих осей на определённый угол. Это приводит к закрутке (нагрузению внутренними силами) всей системы. Контроль нагружения осуществляется как и в предыдущих вариантах.

В а р и а н т V (см. рис. 6).

Аналогично вариантам II и III в данном варианте замкнутый силовой контур состоит из цилиндрического редуктора 2, испытуемых редукторов 3, 4

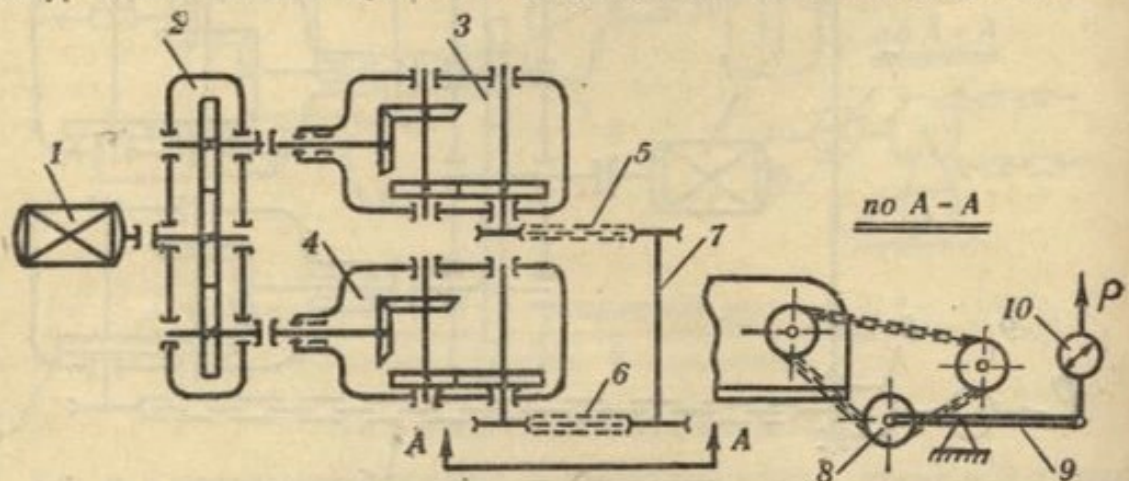


Рис. 6. 1 — Электродвигатель, 2 — цилиндрический редуктор, 3, 4 — испытуемые редукторы, 5, 6 — втулочно-роликовая цепь, 7 — промежуточный вал, 8 — звёздочка, 9 — рычаг, 10 — динамометр.

и цепей 5, 6, соединяющих выходные звёздочки редукторов со звёздочками промежуточного вала 7. Натяжение ветвей цепи осуществляется с помощью рычага 9 со звёздочкой 8.

В а р и а н т VI (см. рис. 7).

В отличие от уже рассмотренных вариантов представленная на рис. 7 схема установки позволяет испытывать одновременно 4 редуктора. Силовой контур, образованный четырьмя испытуемыми редукторами 3, 4, 6, 7, соединёнными попарно, замыкается двумя специальными одноступенчатыми редукторами и валами 5, 9. Один из редукторов 8 выполнен качающимся. Поворот

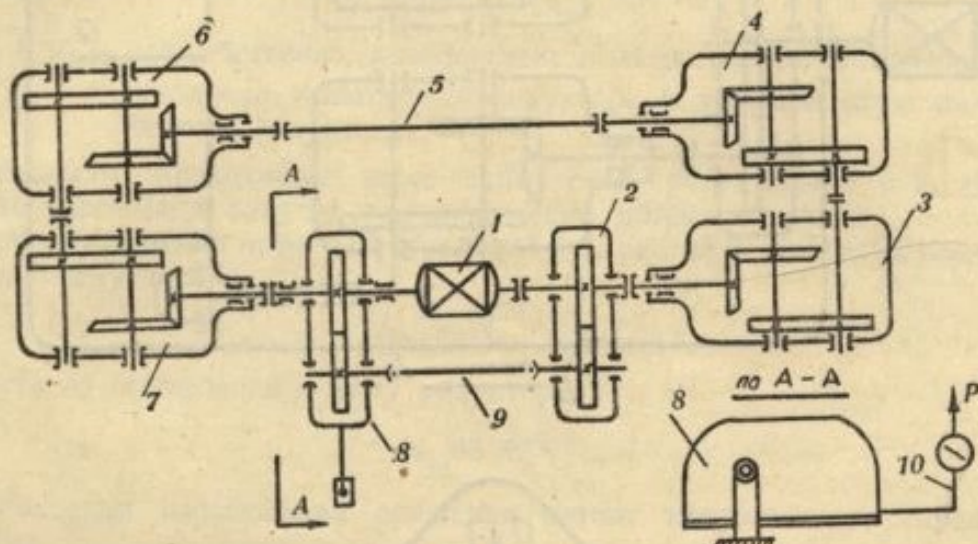


Рис. 7. 1 — Электродвигатель, 2 — цилиндрический редуктор, 8 — цилиндрический качающийся редуктор, 3, 4, 6, 7 — испытуемые редукторы, 5 — гибкий вал, 9 — карданный вал, 10 — динамометр.

редукторов приводит к закручиванию всей системы. Это осуществляется с помощью натяжения рычагом 10.

Как видно из приведенных схем, все разработанные варианты выполнены по замкнутой схеме и дают возможность изменять в процессе испытаний или обкатки величину нагрузки испытуемых редукторов.

Уже отмечалось, что испытуемые редукторы нагружаются внутренними силами, мощность же двигателя необходима лишь для преодоления потерь в системе. Во всех вариантах стенов контроль величины внутренних нагрузок может быть осуществлён с помощью динамометров. Что же касается определения величины потерь и коэффициента полезного действия редукторов, то для их замера возможна постановка соответствующих устройств.

Для создания условий испытаний редукторов, близких к условиям эксплуатации, их необходимо снабдить пыльными камерами, в которых можно было бы регулировать количество и качество взвешенных в воздухе частиц.

Рассматривая работу испытательных стенов, можно установить зависимость между мощностью двигателя, усилием нагружения, мощностью, проходящей через редуктор.

Для создания циркулирующей мощности в системе необходимо произвести её нагружение и сообщить ей движение от мотора.

При этом возникают в цепях растягивающие усилия, а на валах — крутящие моменты. Отметим, что по концам каждого вала системы создаются моменты противоположного знака.

Очевидно, что поток циркулирующей мощности идёт от конца вала, на котором момент и угловая скорость направлены в одну сторону, к концу, где момент и угловая скорость направлены в разные стороны.

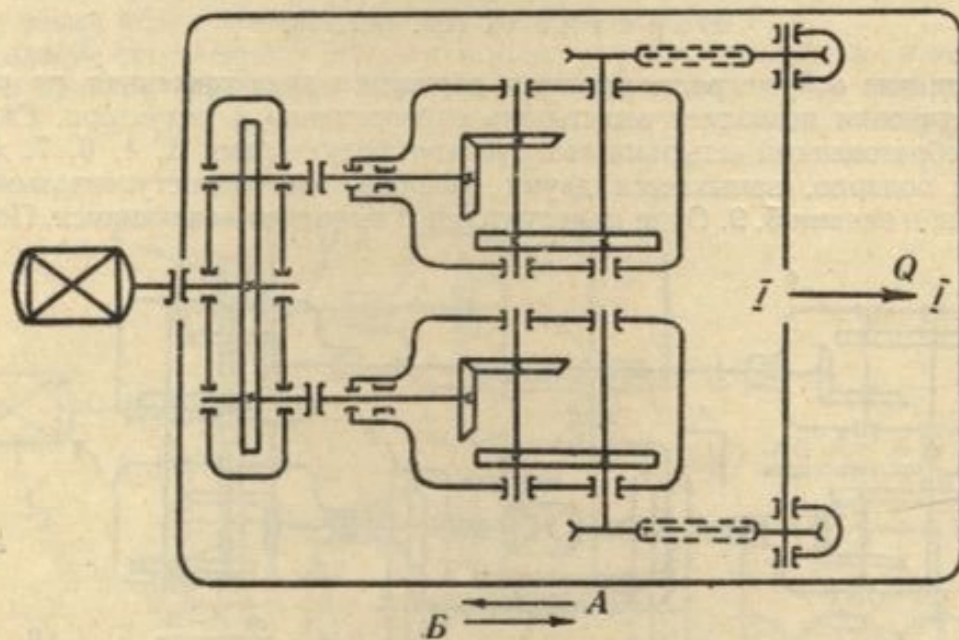


Рис. 8а.

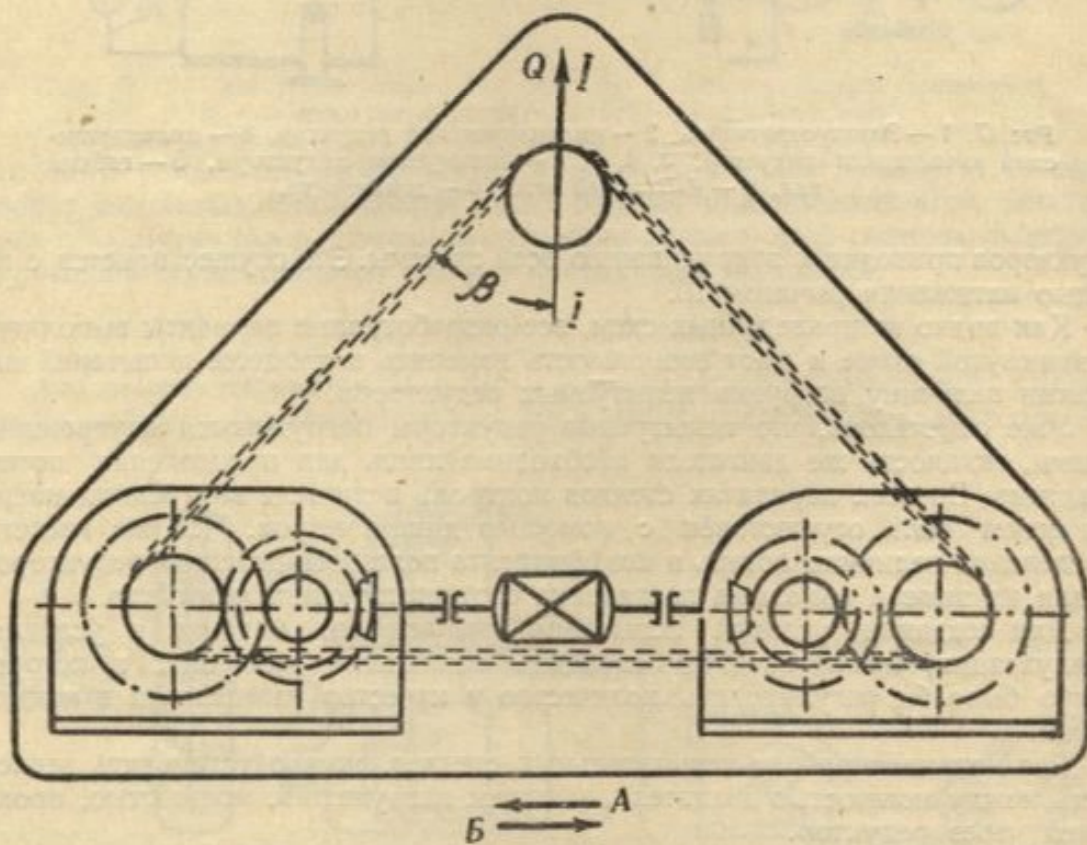


Рис. 8б.

Таким образом, через каждое звено системы проходит мощность в направлении стрелок *A* или *B* (см. рис. 8а, 8б), в зависимости от направления вращения мотора.

Если через сечения 1—1 (рис. 8а, б) проходит поток мощности величиной N_n , то потребная мощность двигателя

$$N_m = N_n \frac{1 - \eta^2}{\eta}, \quad (1)$$

где:

η — коэффициент полезного действия механизмов половины замкнутой системы. Для схемы по рис. 8а

$$\eta = \eta_u^2 \cdot \eta_p \cdot \eta_z.$$

Для схемы по рис. 8б

$$\eta = \eta_u^{1/2} \cdot \eta_p;$$

η_u , η_p и η_z — соответственно, коэффициент полезного действия звена цепи — звездочка, испытуемого редуктора и зубчатой пары цилиндрического редуктора.

Мощности, проходящие через испытуемые редукторы 1 и 2, неодинаковы по величине и зависят от направления потока мощности.

При направлении потока по стрелке А (см. рис. 8) мощность на быстроходном валу редуктора 1

$$N_{p_1} = N_n \cdot \frac{\eta}{\eta_z}. \quad (2)$$

Мощность на быстроходном валу редуктора 2

$$N_{p_2} = N_n \frac{\eta_z}{\eta}. \quad (3)$$

При изменении направления вращения (поток направлен по стрелке Б) получим:

$$N_{p_1} = N_n \frac{\eta_z}{\eta} \quad (2^1)$$

$$N_{p_2} = N_n \cdot \frac{\eta}{\eta_z} \quad (3^1)$$

Мощность N_n в выражениях (1, 2, 3):

для схемы по рис. 8-а

$$N_n = \frac{Q \cdot r \omega \eta_u}{(\eta_u^2 + 1) \cdot 75}, \quad (4)$$

для схемы по рис. 8-б

$$N_n = Q \frac{r \omega \sqrt{\eta_u}}{\cos \beta (\eta_u + 1) \cdot 75}, \quad (4^1)$$

где:

Q — усилие нагружения;

r — радиус делительной окружности звездочки;

ω — угловая скорость звездочки.

Коэффициент полезного действия испытуемых редукторов:
для схемы по рис. 8-а

$$\eta_p = \frac{1}{2\eta_u^2 \eta_z} (1 - \alpha) \sqrt{\alpha^2 + 4}, \quad (5)$$

для схемы по рис. 8-б

$$\eta_p = \frac{1}{2\eta_u^{1/2}} (1 - \alpha) \sqrt{\alpha^2 + 4}, \quad (5^1)$$

где:

$$\alpha = \frac{N_m}{N_n}.$$

Подобным образом могут быть найдены зависимости N_m , N_p , N_n и η для других вариантов установок.

Для всестороннего изучения факторов, влияющих на долговечность зубчатых колёс и подшипниковых узлов, а также для разработки эффективных мероприятий, направленных на улучшение эксплуатационных качеств редукторов в целом, может быть рекомендована следующая программа стендовых испытаний:

1. Определение эффективности различных методов устранения попадания угольной пыли в редукторы:

а) испытание редукторов, снабженных отдушинами с воздушными фильтрами;

б) испытание редукторов с различными уплотнениями подшипниковых узлов;

в) испытание редукторов при создании в них повышенного давления путём подвода через специальное устройство сжатого воздуха.

2. Выявление износостойкости зубчатых колёс. Для этого проводятся испытания редукторов:

а) с зубчатыми колёсами, изготовленными из различных сталей, при различных термических обработках;

б) с зубчатыми колёсами, скорректированными таким образом, чтобы обеспечить минимальное удельное скольжение на профилях зубьев;

в) со спиральными или косозубыми зубчатыми колёсами.

Для количественной оценки влияния на износ зубьев наличия в масле угольной пыли могут быть также произведены сравнительные испытания редукторов — при смазке чистым и насыщенным угольной пылью маслом.

Учитывая то, что испытания редукторов, связанные с износом зубчатых колёс, носят, как правило, длительный характер, желательно предварительный выбор марок сталей и их термообработку производить на основании опытов, выполненных на роликовых машинах, воспроизводящих условия работы зубьев.

3. Выявление износостойкости подшипниковых углов различных конструкций. С этой целью проводятся испытания редукторов при различных типах подшипников качения (шариковых, роликовых и ролико-конических).

4. Испытание редукторов при смазке различными сортами масла.

5. На основании проведённых опытов уточняются общие мероприятия, повышающие долговечность редукторов, и проводятся комплексные испытания.

Испытание редукторов по указанной программе представляет значительный интерес, так как это даёт возможность всесторонне исследовать влияние различных факторов на их срок службы.

Однако в процессе испытаний может выявиться, что только некоторые из указанных факторов оказывают существенное влияние и поэтому учёт их может оказаться достаточно эффективным для повышения долговечности редукторов. Это позволяет значительно сократить длительность испытаний.

Таким фактором, по нашему мнению, является устранение попадания угольной пыли в редуктор. Указанное обстоятельство служит основанием рекомендовать проведение испытаний, начиная с определения эффективности различных методов устранения попадания угольной пыли в редуктор.

Стендовые испытания должны проводиться в условиях, по возможности, воспроизводящих действительные условия работы редукторов в процессе эксплуатации. Однако следует иметь в виду, что создание условий испытаний, полностью аналогичных условиям эксплуатации, не всегда возможно.

Испытание редукторов в шахтных условиях не даёт возможности определить влияние отдельных факторов на долговечность редуктора. Кроме того, исследование работы редуктора требует периодической его остановки, что

также не всегда выполнимо в условиях шахты. Необходимо учесть, что в процессе эксплуатации нагрузка на редуктор всё время изменяется, и это не даёт возможности в шахте произвести детальный анализ влияния отдельных факторов, а следовательно, принять решения для выбора тех или иных мероприятий по повышению долговечности редуктора.

Таким образом, хотя стендовые испытания обычно имеют сравнительный характер, они дают основания для суждения об эффективности тех или иных мероприятий.

Испытания на износ, а также на выносливость рабочих поверхностей носят, как правило, длительный характер.

Для ускорения испытаний необходимо проводить их при повышенной нагрузке. Величину её нужно выбрать таким образом, чтобы не вызвать поломки деталей или заедания рабочих поверхностей. В то же время она должна быть достаточно велика, чтобы получить заметный износ рабочих поверхностей в сравнительно короткий срок. Стендовые испытания по каждому пункту программы необходимо проводить в одинаковых условиях (нагрузка, обороты).

Перед испытанием редукторы должны пройти нормальную заводскую обкатку, которую можно производить на тех же испытательных стендах.

При испытании по пункту первому программы (определение эффективности различных методов устранения попадания угольной пыли в редукторы) необходимо вокруг испытываемых редукторов создать пыльную камеру со взвешенными частицами пыли.

Поскольку количество засасываемой в редуктор пыли зависит от перепада давлений в нём в окружающей среде, который определяется интенсивностью колебания температур, испытание по этому пункту программы необходимо проводить с перерывами. Длительность работы и перерывов должна быть подобрана таким образом, чтобы в конце каждого периода работы температура достигала $60-70^{\circ}$, в конце каждой остановки падала до $25-35^{\circ}$. Не исключена возможность также в искусственном подогреве и охлаждении редуктора.

При этих условиях проводится испытание редукторов:

- а) снабженных отдушинами с различными фильтрами;
- б) с различными уплотнениями подшипниковых узлов;
- в) с повышенным давлением во внутренней полости.

Если испытания по пункту первому программы покажут недостаточную эффективность предусмотренных в этом пункте мероприятий для увеличения срока службы редукторов, то необходимы дальнейшие испытания, предусмотренные пунктами 2, 3 и 4.

В этом случае может быть принята следующая методика испытаний:

- а) в масло вводится взвешенная угольная пыль, в количестве обычно обнаруживаемом в редукторах в процессе эксплуатации;
- б) масляная ванна редуктора снабжается термометром для систематического контроля температуры масла.

В процессе испытаний необходимо постоянно следить за температурой масла, снимая показания через каждые 30 минут.

По изменению температурного режима редуктора можно предварительно судить о величине работы сил трения, и, следовательно, иметь представление об износе;

в) для ускоренного определения интенсивности износа необходимо периодически определять содержание металлических включений (продуктов износа) в масле;

г) по истечении контрольных сроков испытаний производится обмер изнашивающихся деталей;

д) в процессе испытаний можно также судить об износе зубьев колёс по величине бокового зазора, замер которого приближённо может быть произведён с помощью свинцовых пластинок.

При необходимости определения мощности, затрачиваемой на преодоление вредных сопротивлений в редукторах, электродвигатель должен быть выполнен как балансирный мотор.

С помощью баланс-мотора возможен замер суммарного момента, расходуемого на преодоление потерь.

В случае необходимости раздельного замера потерь в каждом редукторе испытательные установки должны быть снабжены специальными устройствами для замера момента на промежуточных валах, например, специальный динамометр кручения, в котором наблюдение за величиной момента производится с помощью стробоскопа, проволочных электротензометров сопротивления, индукционных датчиков и других.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. И. Брумберг. Испытание зубчатых передач замкнутым способом, «Вестник инженеров и техников» № 4, 1936.
2. В. Н. Кудрявцев. Труды семинара по теории машин и механизмов, вып. 32, изд. АН СССР, 1950.
3. В. Н. Кудрявцев. Замкнутые установки для испытания зубчатых передач, «Вестник машиностроения», № 10, 1951.
4. В. Э. Малаховский. Точность определения КПД силовой передачи трактора различными методами в лабораторных условиях, НАТИ, вып. 1, 1948.