АНАЛИЗ ЭКСПЛУАТАЦИИ РЕДУКТОРОВ ПРИВОДОВ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Б.Д. Хамроев[1], **Ж.Б. Тошов**[2], **Б.Н. Баратов**[3], **Я.Хусанов**[1]
[1]*ООО «GIDRO STANKO SERVIS», Навои, Узбекистан*
[2]*Ташкентский государственный технический университет, Ташкент, Узбекистан*
[3]*Каршинский государственный технический университет, Карши, Узбекистан*

Doi: 10.5281/zenodo.23663438

АННОТАЦИЯ Редуктор в приводе ленточного конвейера является таким узлом, который почти не резервируют. Если он выходит из строя, линия встаёт на десятки часов. Анализ работы редукторов приводов ленточных и крутонаклонных конвейеров на горных предприятиях показал, что на неисправности редукторов приходится от 3,5 до 21,9 % простоев конвейеров - в среднем около 12 %. Среднее время восстановления после отказа редуктора составляет 21,2 ч. Основная причина – это неравномерное распределение нагрузки на редукторы: в двухбарабанных приводах соотношение тяговых усилий барабанов составляет 1,05–1,73. Влияют также пусковые режимы и расцентровка валов. Масло в редукторах конвейеров деградирует раньше регламентного срока замены. Диагностика по вибрации, температуре и состоянию масла даёт прогноз с достоверностью не менее 90 % и горизонтом до 60 суток. Распределение нагрузки между потоками мощности и по ширине венца изучено в основном на авиационных передачах. Для двухдвигательных редукторов мощных крутонаклонных конвейеров эти задачи до сих пор не решены.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА ленточный конвейер, крутонаклонный конвейер, редуктор, многодвигательный привод, распределение нагрузки, отказы, вибродиагностика, зубчатая передача, нагрузочная способность, смазочное масло

Введение

Конвейерный транспорт является основой технологических схем глубоких карьеров и шахт. Комплексы циклично-поточной технологии с крутонаклонными конвейерами окупаются при производительности 5–30 млн т в год и высоте подъёма 180–680 м [1]. За последние 20 лет в мире введено в промышленную эксплуатацию около 150 крутонаклонных конвейеров с прижимной лентой производительностью до 6000 т/ч [2]. Мощность привода таких машин - несколько мегаватт. Например, на конвейере КНК-270 карьера «Мурунтау» установлены восемь асинхронных двигателей по 630 кВт [3]. Момент от двигателей передаётся на приводные барабаны через редукторы, и отказ любого из них останавливает всю линию.

Исследования надёжности ленточных конвейеров традиционно сосредоточены на ленте, стыковых соединениях, роликоопорах и загрузочных устройствах, тогда как редукторам уделялось недостаточное внимание [4]. Между тем обследование редукторов горного оборудования угольного разреза показало, что их отказы носят массовый характер [5]. Для мощных крутонаклонных конвейеров проблема осложняется тем, что новые узлы привода не проходили стендовых испытаний и требуют доводки в условиях эксплуатации [3].

В статье проанализированы сведения о конструкциях, нагруженности, отказах, смазке и тепловом режиме, диагностике, расчёте и прогнозировании ресурса редукторов приводов ленточных конвейеров горных предприятий, а также выявлены задачи, не решённые для двухдвигательных редукторов мощных крутонаклонных конвейеров.

Материалы и методы

Типовые конструкции приводных станций и редукторов конвейеров представлены в справочной литературе [6]. В приводах конвейеров общего назначения применяют коническо-цилиндрические редукторы типа КЦ и цилиндрические типов ЦУ и Ц2У. Редуктор подбирают по расчётному моменту на тихоходном валу и передаточному отношению так, чтобы перегрузка не превышала 5 %, а недогрузка - 15 % [7]. В приводах подземных ленточных конвейеров наиболее распространены трёхступенчатые коническо-цилиндрические редукторы, установленные на жёстком фундаменте или на реактивной тяге [4]. Типичный привод магистрального конвейера 3ЛЛ-1600 включает двигатели мощностью 500 кВт с частотным

преобразователем, упругую быстроходную муфту и редуктор, жёстко связанный с приводным барабаном [4].

На длинных магистральных конвейерах тяговое усилие распределяют между несколькими приводными барабанами. Нагруженность редуктора зависит и от элементов привода, установленных до и после него. На быстроходной стороне это муфта - упругая или гидродинамическая - и устройство пуска: пусковой реостат двигателя с фазным ротором, тиристорный регулятор напряжения или преобразователь частоты [8]. На тихоходной стороне - соединение с барабаном (жёсткое или через реактивную тягу) [4], тормоз и стопорное устройство. На наклонных и крутонаклонных конвейерах стопор, удерживающий гружёную ленту от обратного хода, нередко встраивают в редуктор. Тогда при аварийной остановке момент обратного хода замыкается через зубчатые передачи и валы, и этот режим должен рассматриваться как самостоятельный расчётный случай.

При мощности привода 500 кВт и более его выполняют двухдвигательным [9]. В приводе КНК-270 два двигателя работают на один цилиндрический редуктор 2Ц2-1000-20,63 (рис. 1). Два входных вала через два промежуточных вала приводят общее выходное колесо. Передача имеет одну степень свободы при двух приводах, поэтому распределение момента между потоками мощности статически неопределимо. В учебных и справочных изданиях [6, 7] такая схема не рассматривается, а методика подбора редуктора по номинальному моменту [7] не учитывает неравномерность распределения нагрузки.

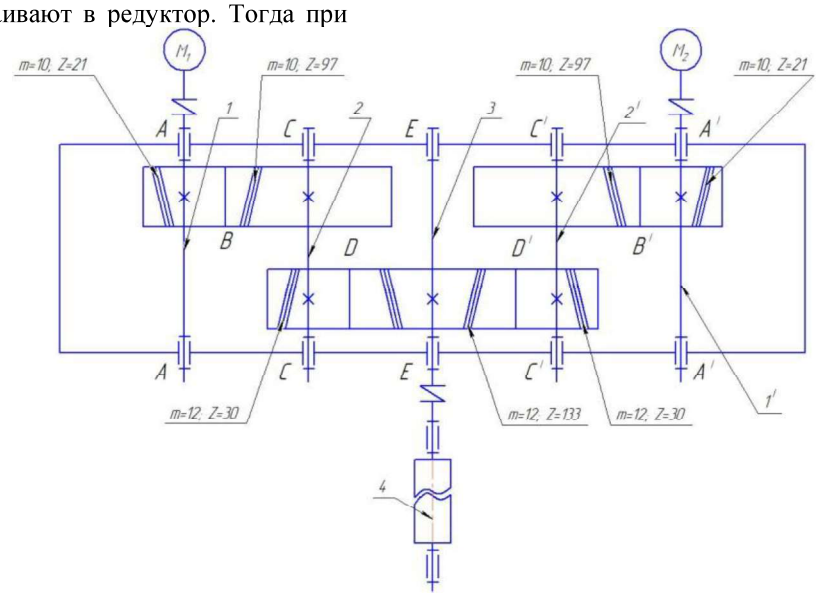


Рис. 1. Кинематическая схема двухдвигательного редуктора 2Ц2-1000-20,63.
M1, M2 - электродвигатели; 1, 1′ - входные валы-шестерни; 2, 2′ - промежуточные валы; 3 - выходной вал; 4 - приводной барабан

Первым фактором нагруженности редукторов является распределение мощности между приводами. Для двухбарабанного привода расчётом и измерениями показано, что отношение тяговых усилий барабанов составляет 1,60–1,73:1 для нейлоновой ленты, 1,24–1,33:1 для лавсановой и 1,05–1,09:1 для резинотросовой ленты ST-2000 [10]. Следовательно, даже при жёсткой ленте один из редукторов перегружен на 5–9 % относительно равного распределения. В крутонаклонном конвейере с прижимной лентой к этому добавляется перераспределение тяговых усилий между грузонесущим и прижимным контурами из-за относительного проскальзывания лент. Расчётная доля контуров составляет около 70 и 30 % [3].

Второй фактор - пусковые и переходные режимы. Неравномерная загрузка двигателей двухдвигательного привода сокращает межремонтный интервал приводного оборудования. Адаптивный регулятор момента минимизирует перераспределение нагрузки, а предиктор Смита снижает суммарный пусковой момент на 30% [9]. Для редуктора тяги драглайна показано, что управление моментом двигателя, ограничивающее динамические нагрузки, продлевает ресурс наиболее слабого узла - вала-шестерни, а зимой число отказов возрастает в 1,5–2 раза [11].

Пусковые нагрузки рассчитывают по динамическим моделям конвейера с упругой лентой. Сопоставление такой модели с измерениями при пуске конвейера длиной 3620 м

показало, что расчётные усилия в ленте отличаются от измеренных до 30 %, ток двигателя - до 27 % номинального [8]. Погрешность такого порядка намного больше допуска на перегрузку 5 %, принятого при подборе редуктора [7], поэтому пиковые моменты на валах редуктора целесообразно определять измерениями, а не только расчётом.

Третий фактор - распределение нагрузки внутри редуктора. Для двухпоточных зубчатых передач установлено, что наибольшее влияние на него оказывают боковые зазоры и погрешности монтажа [12, 13], крутильная жёсткость валов позволяет удерживать неравномерность в допустимых пределах [14], а модификация зубьев снижает главным образом динамическую нагруженность [15].

Четвёртый фактор - условия установки. При наблюдении за приводами шахтных конвейеров выявлено, что пучение почвы выработок вызывает расцентровку валов редуктора и двигателя [16]. К отказам приводят также нарушения вентиляции картера, вызывающие отказ уплотнений и образование водомасляной эмульсии, некачественные смазочные материалы и несвоевременное обслуживание [4].

Пятый фактор - неполная загрузка и регулирование скорости. На карьерном конвейере номинальной производительностью 6600 м³/ч средняя фактическая загрузка в 2020 г. составила 41% теоретической, а мгновенная менялась от 0 до 77%, при моделировании регулирования скорости по записанному профилю грузопотока лента 65 % времени двигалась со скоростью 1,86 м/с вместо номинальных 4,65 м/с [17]. Для редуктора это означает иной спектр нагрузок, чем принят при подборе по номинальному моменту, и пониженные окружные скорости в зацеплениях, при которых уменьшается толщина смазочной плёнки и меняется вибрационный фон.

Анализ отказов редукторов ленточных конвейеров открытых горных работ, в том числе крутонаклонных, показывает, что 40,1 % отказов приходится на уплотнения, 38,8 % – на подшипники, а на зубчатые колёса и валы вместе – около 11 %; при этом на буроугольных разрезах из-за внезапных отказов ежегодно заменяли до 14 % редукторов [5]. Редукторы карьерных конвейеров при этом работают в более тяжёлых условиях, чем шахтные, мощность привода выше, диапазон температур шире, запылённость сильнее, добавляются сейсмические воздействия массовых взрывов [3]. Доля редукторов во времени простоев конвейеров меняется от 3,5 до 21,9% и составляет в среднем около 12%. Отказы стыков ленты происходят чаще, но устраняются за 1,5–2 ч, тогда как среднее время восстановления после отказа редуктора равно 21,2 ч [4].

Таблица 1

Показатели отказов редукторов ленточных конвейеров и горных машин на подземных и открытых горных работах

Показатель	**Значение**
Подземные горные работы [4]	
Доля редукторов во времени простоев конвейеров, %: диапазон по годам (среднее за период)	6,1–18,2 (13,4)
	10,9–21,9 (15,1)
	6,3–12,1 (9,3)
	3,5–12,2 (8,0)
	13,5–18,1 (15,1)
Открытые горные работы [5]	
Распределение отказов по элементам редуктора, %	уплотнения - 40,1; подшипники - 38,8; резиновые элементы муфт - 5,3; зубчатые колёса - 6,5; валы - 4,1
Доля редукторов, заменяемых за год из-за внезапных отказов, %	до 14
Число отказов редукторов за год	до 29

Время восстановления существенно зависит от вида отказа (рис. 2). Поломка вала требует в среднем 48,7 ч, поломка зубчатых передач - 38,2 ч, износ подшипников - 21,6 ч, тогда как нарушение центровки и перегрев устраняются примерно за 11 ч. Таким образом, отказы, связанные с прочностью валов и зубьев, наиболее тяжелы по последствиям.

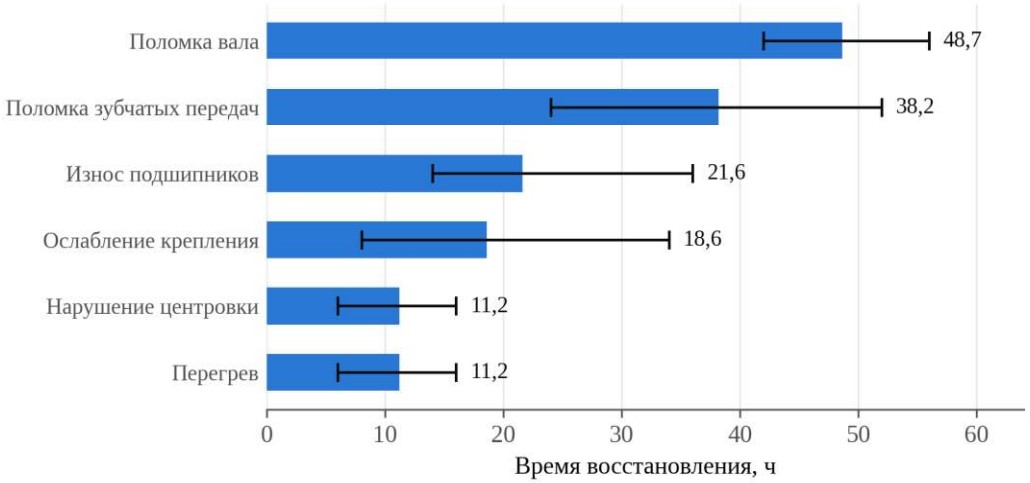


Рис. 2. Среднее время восстановления шахтных ленточных конвейеров после отказа редуктора по видам отказов (столбцы - среднее по шахтам, отрезки – диапазон [4])

По частоте, напротив, преобладают отказы уплотнений и подшипников (табл. 1), а повреждения зубчатых колёс и валов встречаются реже [5]. Усталостное выкрашивание зубьев редуктора конвейера аглофабрики было вызвано недостаточной вязкостью и загрязнением масла при нормальных свойствах материала [18]. Для конических ступеней, характерных для коническо-цилиндрических редукторов, на крупногабаритном стенде воспроизведены три вида повреждений: заедание, выкрашивание и усталостное разрушение зуба с зарождением трещины под поверхностью [19].

Сопоставлять эти данные мешает различие классификаций. В статистике простоев [4] виды отказов укрупнены («поломка зубчатых передач», «износ подшипников»), тогда как [20] различает износ, заедание, микро- и макровыкрашивание, пластическую деформацию, трещины и излом, без такой детализации отказ нельзя связать с расчётным критерием - контактной или изгибной выносливостью, стойкостью к заеданию или ресурсом подшипника.

Состояние масла связывает между собой большинство механизмов отказа. От него зависят выкрашивание зубьев [18], ресурс подшипников и работа уплотнений [4]. Наблюдение за маслом в редукторах конвейеров в эксплуатации показало, что при коэффициенте машинного времени 0,87–0,89 масло деградирует раньше регламентного срока замены 12 мес, вязкость растёт, температура вспышки снижается, а резкий рост содержания кремния после примерно 9000 ч совпал с ускорением износа - вероятно, из-за попадания воды и пыли через изношенные уплотнения [21]. Авторы [21] рекомендуют назначать замену масла по фактическим показателям с учётом календарного времени и нагрузки привода, оцениваемой по току двигателя, а не только по наработке.

Влияние воды на несущую способность зубьев неоднозначно: в испытаниях цементованных колёс заметного снижения износостойкости при обводнении масла не выявлено, тогда как стойкость к микровыкрашиванию снижалась, причём сильнее – для неполярных базовых масел; результат в значительной мере определялся пакетом присадок [22].

Тепловой режим ограничивает передаваемую мощность независимо от прочности зубьев. Методика авторов [24] определяет термическую мощность редуктора из условия теплового равновесия при температуре масла в картере 95°C. В редукторах конвейеров, установленных на поверхности, температура масла меняется примерно от −45 до +110°C [21], а для карьера «Мурунтау» характерны температуры воздуха от −28,8 до +48,6 °C и высокая запылённость [3]. Пыль на корпусе ухудшает теплоотдачу, поэтому термическую мощность, найденную для стандартных условий, нужно проверять применительно к карьеру.

Единого метода, выявляющего все дефекты редуктора на ранней стадии, не существует; наиболее информативны вибродиагностика, тепловой контроль и анализ масла [4]. Обзор экспериментальных и теоретических работ по диагностике зубчатых передач подтверждает, что эти три группы методов дополняют друг друга [25]. Сведения о методах, применённых к редукторам конвейеров, обобщены в табл. 2.

Таблица 2

Методы диагностики редукторов ленточных конвейеров

Метод	Выявляемые дефекты	Критерии и результаты	Источник
Спектральный анализ вибрации с «плавающими опорными масками»	Износ подшипников и зубчатых передач, расцентровка, дисбаланс	Предельные уровни 1,15 мм/с для подшипников и 3,5 мм/с для зубчатых передач, достоверность прогноза не менее 90 %	[4]
Инфракрасная термография корпуса	Перегрев подшипниковых узлов, нарушения охлаждения	Допустимая температурная аномалия 15 °C	[4]
Анализ масла	Износ, загрязнение, обводнение	Вязкость, температура вспышки, содержание Fe, Si, Cu; замена масла по фактическому состоянию	[4, 18, 21]
Единые диагностические критерии по вибрации	Расцентровка, дисбаланс, износ зубьев, дефекты подшипников и муфт	15 конвейеров мощностью 35–200 кВт; прогноз до 60 суток; $R^2 = 0,86$ для подшипников	[18]
Синхронная медиана квадрата огибающей	Локальные дефекты зубьев при импульсных помехах	Устойчивость к импульсному шуму выше, чем у синхронного усреднения	[21]
Интернет вещей и машинное обучение	Сход, пробуксовка и порыв ленты	Точность 95–98 %; редуктор отдельно не выделен	[22]
Спектральный анализ тока двигателя	Локальные дефекты зубьев	Рост числа и амплитуды боковых составляющих около частоты зацепления; без датчиков на редукторе	[23]

Особенность современных приводов - частотное регулирование: при снижении частоты вращения уменьшается общий уровень вибрации и сужается область применения стандартных критериев, что потребовало разработки критериев для пониженных скоростей [4]. Методика [4] апробирована на редукторах конвейеров 3ЛЛ-1600. Для общего уровня вибрации зубчатых редукторов заданы зоны оценки состояния; для приводов с регулированием скорости по грузопотоку [17] измерения необходимо привязывать к скорости и нагрузке в момент замера. Для карьерных крутонаклонных конвейеров ни один из методов не апробирован: специфичны диапазон температур от −28,8 до +48,6 °C, запылённость и сейсмическое воздействие массовых взрывов до 8 баллов [3].

Для многодвигательных приводов с преобразователями частоты перспективен анализ тока двигателя. На двухступенчатом цилиндрическом редукторе с двигателем 11 кВт показано, что при локальном дефекте зуба шестерни растут число и амплитуда боковых составляющих спектра тока около частоты зацепления. Ток каждого двигателя преобразователь измеряет штатно, поэтому сопоставление токов двух двигателей одного редуктора позволило бы одновременно контролировать и техническое состояние, и распределение нагрузки между ветвями.

Следующий шаг - переход от обнаружения дефекта к прогнозу остаточного ресурса. В систематическом обзоре [24] прогнозирование разбито на четыре этапа: сбор данных, построение индикатора состояния, выделение стадий деградации и собственно прогноз остаточного ресурса. Для редукторов конвейеров пока реализованы лишь отдельные звенья этой цепочки: вибрационные индикаторы с горизонтом прогноза до 60 сут и тренды показателей масла [21].

Наиболее неопределённым остаётся коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta}$. Конечно-элементные модели системы «колёса - валы» показали, что его определяет прогиб валов. Метод в большинстве случаев завышает $K_{H\beta}$ для косозубых колёс [18], но в зависимости от расположения колеса, направления наклона зубьев и потока мощности может давать и заниженные значения [24]. Для двухдвигательного редуктора с зеркальными ветвями стандартный расчёт может поэтому по-разному ошибаться для каждой ветви.

Расчёт на выносливость по [23] ведут по эквивалентной нагрузке с коэффициентом внешней динамической нагрузки K_A. Для переменного режима [25] предусматривает суммирование повреждений по спектру нагрузок на основе линейной гипотезы Пальмгрена - Майнера. Чтобы применить эту методику к редуктору конвейера, нужна гистограмма моментов на тихоходном валу за представительный период работы. В рассмотренных источниках такие гистограммы для редукторов горных конвейеров не приводятся, хотя данные о колебаниях грузопотока [17] показывают, что фактический режим далёк от номинального. У двухдвигательного редуктора спектры двух ветвей к тому же различаются, если момент между ними распределён неравномерно.

Расчёты авторов обзора для быстроходной ступени редуктора 2Ц2-1000-20,63 по [18] показали, что при увеличении ширины венца на 27,8 % до контактного напряжения доходит лишь около трети ожидаемого эффекта из-за роста $K_{H\beta}$, а увеличение доли момента одной ветви с 50 до 55 % снижает запас по контактной прочности примерно на 5 %. Это означает, что конструктивные резервы повышения нагрузочной способности сопоставимы с потерями от неравномерности нагружения.

Качество изготовления тяжелонагруженных передач исследовано на примере привода шаровых мельниц [24]. Модификация профиля на 11 и 22 мкм снижает расчётные контактные и изгибные напряжения, а обработка закалённых зубьев твердосплавными червячными фрезами сокращает время по сравнению с зубошлифованием в 1,5–4 раза. Альтернативой совершенствованию редукторов является безредукторный привод: распределённая система с синхронными двигателями на постоянных магнитах исключает редуктор и снижает колебания натяжения ленты. Однако для действующих конвейеров с редукторным приводом задача повышения надёжности редукторов остаётся актуальной.

Результаты

По результатам анализа литературы выявлены следующие нерешённые задачи повышения эффективности эксплуатации редукторов конвейеров:

1. Не рассмотрены вопросы, как распределяется нагрузка между потоками мощности в двухдвигательных редукторах. Отсутствует методика, которая связала бы характеристики двигателей, зазоры в зацеплениях, жёсткость ленты и перераспределение усилий между приводами.
2. Редукторы подбирают и рассчитывают по номинальному моменту, пусковые режимы многодвигательного привода, нагрузки при срабатывании стопора и фактический спектр нагрузок в расчётах на выносливость не учитываются.
3. Методы диагностики разработаны для шахтных конвейеров мощностью до 500 кВт и не адаптированы к редукторам мощных карьерных конвейеров с частотным регулированием.
4. Сроки замены масла и тепловой расчёт редукторов не учитывают климат открытых горных работ и запылённость корпуса.
5. Статистика отказов и наработки редукторов крутонаклонных конвейеров в открытой печати отсутствует.

Заключение

На редукторы приходится около 12 % времени простоев ленточных конвейеров, а время восстановления после их отказа (в среднем 21,2 ч) на порядок больше, чем после наиболее частых отказов - стыков ленты (1,5–2 ч). По частоте преобладают отказы уплотнений и подшипников, связанные прежде всего с состоянием масла, которое в шахтных условиях деградирует раньше регламентного срока. Нагруженность редукторов определяется распределением мощности между приводами и внутри редуктора, пусковыми режимами, условиями установки и работой с переменной загрузкой и скоростью.

Диагностика редукторов по вибрации, температуре и состоянию масла развита достаточно, чтобы перейти к обслуживанию по фактическому состоянию, однако прогноз остаточного ресурса редукторов конвейеров пока не выстроен в законченную цепочку. Расчётное обоснование отстаёт: методики подбора не учитывают неравномерность нагружения, спектр нагрузок и стопорение, а исследования распределения нагрузки между потоками и по ширине венца выполнены в основном для авиационных передач. Для двухдвигательных редукторов мощных крутонаклонных конвейеров первоочередными являются измерение распределения нагрузки между ветвями, уточнение $K_{H\beta}$ конечно-элементным расчётом, расчёт на выносливость по фактическому спектру нагрузок, проверка теплового режима в условиях карьера и адаптация систем мониторинга к этим условиям.

ANALYSIS OF THE OPERATION OF BELT CONVEYOR DRIVE GEARBOXES AT MINING ENTERPRISES

B.J. Khamraev[1], **J.B. Toshov**[2], **B.N. Baratov**[3], **Ya. Khusanov**[1]
[1]*GIDRO STANKO SERVIS LLC, Navoi, Uzbekistan*
[2]*Tashkent State Technical University, Tashkent, Uzbekistan*
[3]*Karshi State Technical University, Karshi, Uzbekistan*

ABSTRACT The gearbox in a belt conveyor drive is a component that is rarely provided with redundancy; if it fails, the production line comes to a standstill for tens of hours. Analyses of gearbox performance in belt and steep-incline conveyors at mining operations show that gearbox malfunctions account for 3.5% to 21.9% of conveyor downtime – averaging around 12%. The mean time to repair following a gearbox failure is 21.2 hours. The primary cause is uneven load distribution across the gearboxes; in dual-drum drives, the ratio ranges from 1.05 to 1.73. Startup conditions and shaft misalignment are also contributing factors. Furthermore, the oil in conveyor gearboxes degrades before the scheduled replacement interval. Diagnostics based on vibration, temperature, and oil condition provide a forecast with at least 90% reliability and a lead time of up to 60 days. There is also the issue of complex load distribution – both between power paths and across the gear rim width – a phenomenon primarily studied in the context of aviation transmissions. For the dual-motor gearboxes used in high-power steep-incline conveyors, these challenges remain unresolved.

KEYWORDS belt conveyor, high-angle conveyor, reducer, multi-motor drive, load sharing, failures, recovery time, vibration diagnostics, gear transmission, load capacity

REFERENCES

1. Semenkin A. V., Zhuravlev A. G. Forecast and comparison of application areas of high-angle conveyors. Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten. 2021. No. 5-2. pp. 322–337. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_52_0_322 (In Russ.)
2. Dos Santos J. A. Sandwich belt high angle conveyors coal mine to prep plant and beyond – 2016. In: Litvinenko V. (ed.) XVIII International Coal Preparation Congress. Cham : Springer, 2016. DOI: 10.1007/978-3-319-40943-6_17
3. Kirichenko A. I., Kartavyi A. N. Scientific and technical problems of creating high-angle conveyors with a pressure belt. Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten. 2012. No. 11. pp. 126–133. (In Russ.)
4. Kuzin E. G. Assessment of the technical condition of mine belt conveyor reducers by non-destructive testing methods: Cand. Sci. (Eng.) thesis. Kemerovo: KuzSTU, 2020. 141 p. (In Russ.)
5. Kiselev B. R., Kolobov M. Yu. Belt conveyor. Calculation and design of main units : textbook. Ivanovo: Ivanovo State University of Chemistry and Technology, 2019. 179 p. (In Russ.)
6. Karolewski B., Ligocki P. Modelling of long belt conveyors. Eksploatacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability. 2014. Vol. 16, No. 2. P. 179–187
7. Kulikov A. P. Development and study of an adjustable dual-motor asynchronous electric drive of a main belt conveyor: PhD. Karaganda: Karaganda Technical University, 2025. 99 p. (In Russ.)
8. Yao Y., Zhang B. Influence of the elastic modulus of a conveyor belt on the power allocation of multi-drive conveyors. PLOS ONE. 2020. Vol. 15, No. 7. e0235768. DOI: 10.1371/journal.pone.0235768
9. Iov I. A. Improving the operating efficiency of reducers of heavy walking excavators in extreme conditions: Cand. Sci. (Eng.) thesis abstract. Irkutsk: ISTU, 2014. 19 p. (In Russ.)
10. Dong H., Zhang H. Q., Zhao X. L., Duan L. L. Study on dynamic load-sharing characteristics of face gear dual-power split transmission system with backlash, support and spline clearance. Mechanical Sciences. 2021. Vol. 12, No. 1. P. 573–587. DOI: 10.5194/ms-12-573-2021
11. Liu X., Fang Z., Jia H., Zhao N., Shen Y., Guo H., Zhang X. Investigation of load sharing and dynamic load characteristics of a split torque transmission system with double-helical gear modification. Shock and Vibration. 2021. Vol. 2021. 9912148. DOI: 10.1155/2021/9912148

12. Vasić M., Miloradović N., Blagojević M. Speed control of high power multiple drive belt conveyors. IMK-14 – Research and Development in Heavy Machinery. 2021. Vol. 27, No. 1. P. 9–15. DOI: 10.5937/IMK2101009V

13. Kishore K., Sharma A., Mukhopadhyay G. Failure analysis of a gearbox of a conveyor belt. Journal of Failure Analysis and Prevention. 2020. Vol. 20, No. 4. P. 1237–1243. DOI: 10.1007/s11668-020-00928-4

14. Virtanen E. P. K., Szanti G., Amanov A., Kanerva M. S. Investigation of bevel gears failure modes. Engineering Failure Analysis. 2024. Vol. 165. 108722. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2024.108722

15. Kuzin E. G., Mamaeva M. S., Komarov D. S. Predictive maintenance of belt conveyor drives based on the analysis of lubricating oil parameters. Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. 2025. No. 3 (179). pp. 48–60. DOI: 10.26730/1816-4528-2025-3-48-60 (In Russ.)

16. Engelhardt C., Witzig J., Tobie T., Stahl K. Influence of water contamination in gear lubricants on wear and micro-pitting performance of case carburized gears. Industrial Lubrication and Tribology. 2017. Vol. 69, No. 4. P. 612–619. DOI: 10.1108/ILT-07-2016-0152

17. Jangra D., Antil P., Sidh K. N., Pradeep H., Rani A., Kamboj R., Ankur K., Singh J. Gear faults diagnosis: a comprehensive review of experimental and theoretical studies. Structural Health Monitoring. 2026. Vol. 25, No. 5. P. 3608–3644. DOI: 10.1177/14759217251324698

18. Gerike P. B., Gerike B. L. Detection of belt conveyor defects using unified diagnostic criteria. Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. 2025. No. 1 (177). pp. 55–64. DOI: 10.26730/1816-4528-2025-1-55-64 (In Russ.)

19. Schmidt S., Zimroz R., Chaari F., Heyns P. S., Haddar M. A simple condition monitoring method for gearboxes operating in impulsive environments. Sensors. 2020. Vol. 20, No. 7. 2115. DOI: 10.3390/s20072115

20. Wang M., Shen K., Tai C., Zhang Q., Yang Z., Guo C. Research on fault diagnosis system for belt conveyor based on internet of things and the LightGBM model. PLOS ONE. 2023. Vol. 18, No. 3. e0277352. DOI: 10.1371/journal.pone.0277352

21. Rgeai M., Gu F., Ball A., Elhaj M., Ghretli M. Gearbox fault detection using spectrum analysis of the drive motor current signal. In: Engineering Asset Lifecycle Management: Proc. of the 4th World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM 2009). London: Springer, 2010. P. 758–769

22. Lei Y., Li N., Guo L., Li N., Yan T., Lin J. Machinery health prognostics: a systematic review from data acquisition to RUL prediction. Mechanical Systems and Signal Processing. 2018. Vol. 104. P. 799–834. DOI: 10.1016/j.ymssp.2017.11.016

23. Roda-Casanova V., Funaru T. G., Patil S. S. Analysis and improvement of the ISO 6336 calculation method for the equivalent mesh misalignment and its application to helical gears. Mechanism and Machine Theory. 2026. Vol. 227. 106502. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2026.106502

24. Isaeva I. N. Study of technological methods for improving the manufacturing quality of heavy-duty gears of ball mill drives: PhD thesis. Almaty: Satbayev University, 2020. 185 p. (In Russ.)

25. Zhou Q., Gong H., Du G., Zhang Y., He H. Distributed permanent magnet direct-drive belt conveyor system and its control strategy. Energies. 2022. Vol. 15, No. 22. 8699. DOI: 10.3390/en15228699

INFORMATION ABOUT AUTHORS:

Khamraev Bakhtiyor Jabbarovich — Director of GIDRO STANKO SERVIS LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan. E-mail: gss-1965@inbox.ru ORCID ID: https://orcid.org/0009-0000-2715-1843

Toshov Javokhir Burievich — Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department; Tashkent State Technical University, 100095, Tashkent, University Str., 2, Uzbekistan. E-mail: javokhir.toshov@yandex.ru ORCID ID: https://orcid.org/0000-0003-4278-1557

Baratov Bakhtiyor Nusratovich — PhD, Deputy Dean; Karshi State Technical University, Karshi, Khanabad Str., 19, Uzbekistan. E-mail: bakhtiyor.baratov@yandex.ru ORCID ID: https://orcid.org/0000-0002-6621-5974

Khusanov Yangiboy Head of Department; GIDRO STANKO SERVIS LLC, 210100, Navoi, Economic Zone 3, Uzbekistan. E-mail: yangiboy.xusanov1948@mail.ru ORCID ID: https://orcid.org/0009-0008-3796-2840