УДК 622.232.002

Э.А.КРЕМЧЕЕВ
Горно-электромеханический факультет,
аспирант кафедры конструирования горных машин
и технологии машиностроения

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ ПОТОКА ЭНЕРГИИ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

Широкое распространение на шахтах и рудниках получили бурильные головки вращательно-ударного действия с механической трансмиссией вращателя. Типичным представителем этого класса машин являются агрегаты типа БГА. Выявленные данные по отказам бурильной головки БГА показывают, что фактический ресурс элементов трансмиссии составляет 60-100 ч, в то время как регламентированный – 360-1440 ч. Для оценки ресурса деталей и поиска наиболее слабых элементов трансмиссии выбран энергетический метод. При использовании такого подхода было необходимо учесть влияние неточностей расположения элементов трансмиссии на их ресурс. Неточности расположения вызывают смещение в зацеплении зубчатого венца, и распределение нагрузки по ширине носит переменный характер, что ведет к снижению ресурса передачи из-за возникновения на отдельных участках зубчатого венца напряжений, превышающих допустимые. Таким образом, возникла необходимость учета неравномерности расходования энергоресурса в зависимости от фактической ширины контакта, характера и размера внешней нагрузки. Для решения данной задачи на кафедре был создан лабораторный стенд по испытанию зубчатых передач. Проведенные на стенде экспериментальные исследования показали, что при изменении ширины контакта более чем в три раза потери в зацеплении мало отличаются. Очевидно, что происходит изменение энергетического баланса. Потери потока энергии, поглощаемые деталью и идущие непосредственно на разрушение кристаллической решетки материала, увеличиваются, что приводит к более интенсивному расходованию энергоресурса зубчатого зацепления.

Boring heads rotary-percussion action with mechanical transmission of rotator has got wide circulation on mines. The typical representative this class of machines are units such as BGA. Discovered data on failures of boring head BGA shown, that actual value of elements resources of transmission amounts 60-100 hours, while regulated resources amounts 360-1440 hours. For estimation details resources and for searching of the unreliable elements in transmission the energy method was chosen. At use such approach there was necessity to take into account the influence of inexactitudes of disposition of elements of transmission on their resources. Inexactitudes of disposition lead to contact in gearing by part of gears width, and distribution of loading on width has variable character that conducts to decrease of gearing resources because prohibitive amount of effort on the separate sites of width is appeared. Thus, there was a necessity to account the irregularity spending energy resource depending on width of contact, character and value of external loading. For decision of this problem on faculty CMM and TM SPMI the laboratory stand for testing gearings was created. Done experimental researches on the stand has shown that at change of contacts width more than three times losses in gearing differ a little. Obviously that energy balance was changing. Losses of energy flow, adsorbed by a detail, and going directly on destruction of a material lattice were increased, that results to more intensive expenditure gearings energy resource.

Известно, что модернизация какой-либо машины возможна только тогда, когда обнаружены ее наиболее слабые звенья. Для оценки ресурса деталей трансмиссии и выявления наименее надежных элементов вращателя необходимо использовать методики расчета ресурса, которые обеспечивают максимальные показатели сходимости с данными, полученными в процессе эксплуатации машины. Для выявления наименее надежных элементов вращателя был выбран энергетический подход, позволяющий с единых позиций подойти к оценке ресурса элементов системы.

Имеющиеся методики оценки ресурса зубчатых передач трансмиссий горных машин, основанные на учете расходования энергоресурса деталей, дают сопоставимые с практикой результаты только в том случае, когда внешние нагрузки не превышают допустимые. В этом случае при определении ресурса используется выражение

$$T = Э/(3600\Delta P), \qquad (1)$$

где Э – энергоресурс детали, Дж; ΔP – потери потока энергии в детали, Вт.

Известно, что в соответствии с первым законом термодинамики тепловой эффект, связанный с деформацией при внешнем трении,

$$Q = A + \Delta E,$$

где A – работа внешних сил; ΔE – изменение внутренней (поглощенной) энергии.

Экспериментально установлено [3-5], что при изменении внешней нагрузки в трибосопряжении потери энергии ΔE могут изменяться, причем характер изменения поглощенной энергии зависит от материала деталей сопряжения.

Очевидно, что при возникновении перекосов осей зубчатых передач имеет место неравномерный контакт по ширине зубчатого венца и, соответственно, распределение нагрузки по ширине носит переменный характер, что ведет к снижению ресурса передачи из-за возникновения на отдельных участках ширины зубчатого венца напряжений, превышающих допустимые. Таким образом, ставится вопрос об учете неравномерности расходования энергоресурса в зависимости от фактической ширины контакта, характера и размера нагрузки.

Решение такой задачи сопряжено с проведением ряда экспериментальных исследований, целью которых является установление зависимости изменения потерь в зацеплении от фактической ширины контакта и нагрузки, передаваемой зубчатым зацеплением. Для решения поставленной задачи в СПГГИ(ТУ) на кафедре конструирования горных машин и технологии машиностроения был создан лабораторный стенд по испытанию зубчатых передач (рис.1).

Испытательный стенд состоит из рамы, установленной на бетонном фундаменте. На раме смонтирован специальный двухкартерный корпус 1 с тремя осями сквозных, одинаковых по диаметру отверстий под опорные подшипники 3 (в качестве опорных подшипников использованы шариковые подшипники № 209). Корпус разъемный в плоскости расположения осей отверстий – под подшипники. На раме также установлен электродвигатель 13 типа АОЛ2-21-4 номинальной мощностью 1,1 кВт и частотой вращения 1400 об/мин. Двигатель соединен с входным валом 14 установки посредством фланцевой муфты 12. На сплошном валу 14 закреплены зубчатые колеса 2 и 11, шпонки удерживают их от поворота вокруг вала, а распорные втулки – от осевого перемещения вдоль вала. Зубчатые колеса 2 и 11 образуют два зубчатых зацепления с колесами 7 и 8 соответственно. Зубчатые колеса 7 и 8 закреплены на валах 9 и 6, и шпонки удерживают их от поворота относительно валов, однако эти зубчатые колеса могут перемещаться вдоль валов и посредством разрезных фрикционных втулок 4, фиксироваться в необходимых по отношению к колесам 11 и 2 положениях. Сквозь полые валы 9 и 6 пройдет торсионный вал 5. Концы торсионного вала соединены с полыми валами посредством фрикционных муфт 10. Фрикционные муфты позволяют фиксировать торсионный вал в любом скрученном положении при нагружении замкнутого контура стенда. Для наблюдения за состоянием активных поверхностей зубьев испытываемых колес верхние крышки корпусов стенда выполнены из органического стекла. В прозрачных крышках предусмотрены от-

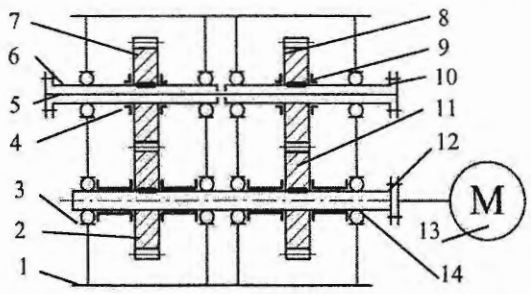


Рис.1. Кинематическая схема стенда по испытанию зубчатых передач

верстия, закрытые пробками-отдушинами. Данные отверстия также используют для контроля температуры масляной ванны редукторов.

Конструктивная компоновка стенда в одном корпусе с полыми валами не требует специальной опорной плиты, на которой при обычном решении замкнутой системы устанавливались бы два редуктора, позволяет вдвое сэкономить размер стенда в направлении осей валов. Кроме того, нет необходимости монтажного центрирования всех осей расточек двух редукторов или применения специальных компенсаторов несоосности и перекосов валов (например, карданов), требуемых в обычных системах из двух редукторов.

Для проведения экспериментальных исследований по определению влияния изменения ширины контакта на потери энергии в зубчатых зацеплениях испытательный стенд был собран с использованием двух пар одинаковых прямозубых зубчатых колес со следующими геометрическими параметрами: модуль зубьев $m = 2{,}5$ мм, межосевое расстояние $a_w = 105$ мм, число зубьев каждого колеса $z = 42$, коэффициент смещения исходного контура в радиальном направлении $x = 0{,}3296$, коэффициент смещения исходного контура в тангенциальном направлении $x_\tau = 0{,}24$, диаметр вершин зубьев $d_a = 108{,}350$ мм, диаметр впадин зубьев $d_f = 100{,}396$ мм, угол производящего реечного контура $\alpha = 20°$. Зубчатые колеса были изготовлены из стали 40Х (ГОСТ 4543-71), и после улучшения имеют твердость 240-260 НВ. Таким образом, на стенде испытывали две одинаковые, равносмещенные зубчатые передачи с передаточным отношением $u = 1$ и коэффициентом перекрытия $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$. В качестве смазки для зубчатых колес и подшипников в картеры редукторов заливали индустриальное масло И-20А (ГОСТ 20799-75), кинематическая вязкость которого при температуре 50 °С составляет 20 сСт.

Для прямого замера мощности, потребляемой приводным электродвигателем стенда, применялся измерительный комплект К505. Встроенные в комплект приборы соответствуют классу точности 0,5 по ГОСТ 8711-60 – для амперметров и вольтметров; по ГОСТ 8476-60 – для ваттметров. Основная погрешность приборов комплекта в нормальной области частот от 40 до 65 Гц при измерении токов до 10 А и напряжений от 75 до 600 В не превышает ±0,5 % от конечного значения рабочей части шкалы. Для контроля скорости вращения приводного электродвигателя применялся тахометр часового типа ТЧ10-Р (ГОСТ 21339-82), класс точности 1. Температуру масляных паров в картерах редукторов контролировали стеклянным термометром с ценой деления 1 °С (ГОСТ 2823-79) и диапазоном измерения температур от 0 до 100 °С.

Для оценки потерь мощности в стенде при различных моментах закручивания торсионного вала и ширине взаимодействующих зубчатых профилей осуществляли прямые равноточные замеры мощности, потребляемой приводным электродвигателем. Эксперимент был разделен на несколько этапов, каждому из которых соответствовала некоторая ширина взаимодействующих зубчатых венцов. В процессе эксперимента фиксировали ток, напряжение и потребляемую мощность в каждой фазе электродвигателя, а также температуру масляных паров в картерах редукторов и время выбега стенда от отключения питания до полной остановки. Замер времени выбега осуществлялся секундомером (ГОСТ 5072-79), класс точности 3. Эксперимент проводился при моментах нагружения замкнутого контура стенда от 0 до 162,5 Н·м и ширине взаимодействующих зубчатых венцов от 31 до 94 мм.

Были получены значения потерь потока энергии в испытательном стенде при различных ширине контакта и уровне нагружения. Для выявления потерь энергии в зубчатых передачах общие потери стенда делили на составляющие потерь на перемешивание масла, в подшипниках качения, в приводном электродвигателе по известной методике [1].

В результате обработки экспериментальных данных были получены зависимости потерь в испытываемых зубчатых зацеплениях от ширины контакта и внешней нагрузки. Графическая аппроксимация полученных экспериментальных данных о поте-

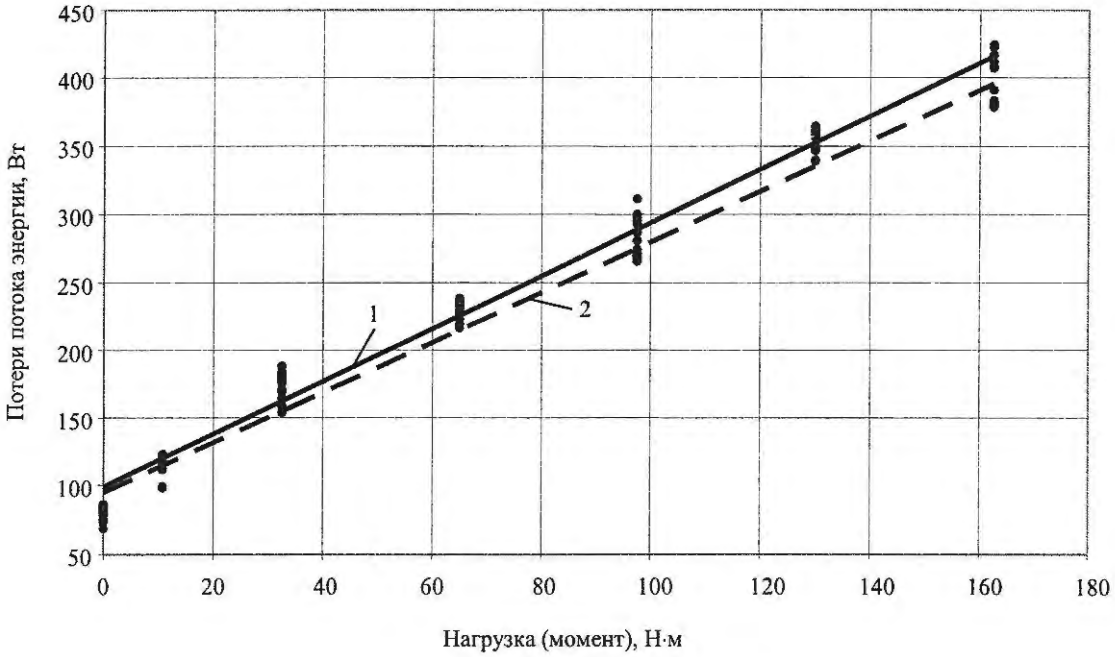


Рис.2 Зависимости потерь потока энергии в испытуемом зацеплении от нагрузки при ширине венца 94 мм (1) и 31 мм (2)

рях потока энергии производилась с помощью программы Microsoft Excel 2002 из пакета программ Microsoft Office по методу наименьших квадратов (рис.2).

Анализируя рис.2 можно сказать, что при одинаковой нагрузке и изменении ширины контакта более чем в три раза заметной разности в потерях потока энергии в испытываемом зубчатом зацеплении не замечается. Однако многочисленные авторы отмечают [2-5], что при определенных условиях количество рассеиваемой в объекте энергии может изменяться, в то время как общие потери остаются практически неизменными. Таким образом, при постоянном уровне нагружения испытываемой зубчатой передачи и уменьшении ширины контакта происходит изменение энергетического баланса. Потери потока энергии от внешнего трения уменьшаются с соответствующим увеличением поглощаемых деталями потерь, идущих непосредственно на разрушение кристаллической решетки материала. Подобное обстоятельство говорит о необходимости учета интенсификации расходования энергоресурса зубчатого зацепления при возникновении перекосов в передаче и соответствующем изменении нагруженности зубчатого венца по ширине.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Иванов С.Л.* Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов / Санкт-Петербургский горный ин-т. СПб, 1999.

2. *Коломийцов М.Д.* Зависимость наработки добычных комбайнов от величины и характера нагрузки / М.Д.Коломийцов, В.В.Габов // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 1977. № 2

3. *Костецкий Б.И.* Исследование энергетического баланса при внешнем трении металлов / Б.И.Костецкий, Ю.И.Линник // Машиноведение. 1968. № 5.

4. *Костецкий Б.И.* Механохимические процессы при граничном трении / Б.И.Костецкий, М.Э.Натансон, Л.И.Бернадский. М.: Наука, 1972.

5. *Линник Ю.И.* К исследованию энергетики процесса внешнего трения // Физико-химическая механика материалов. 1968. Т.4. № 3.

Научный руководитель д.т.н. проф. *С.Л.Иванов*