УДК 622.232.002

И.Е.ЗВОНАРЕВ, *аспирант, ZVano@mail.ru*
А.С.ФОКИН, *канд. техн. наук, Fokin@spmi.ru*
С.Л.ИВАНОВ, *д-р техн. наук, профессор, lisa_lisa74@mail.ru*
Санкт-Петербургский государственный горный университет

I.E.ZVONAREV, *post-graduate student, ZVano@mail.ru*
A.S.FOKIN, *PhD in eng. sc., Fokin@spmi.ru*
S.L.IVANOV, *Dr. in eng. sc., professor, lisa_lisa74@mail.ru*
Saint Petersburg State Mining University

ВЕРОЯТНОСТНЫЙ ПОДХОД ПРИ ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОРЕСУРСА ТРАНСМИССИЙ ГОРНЫХ МАШИН

Представлен обзор методов теоретической оценки ресурса элементов машин. Показана перспективность термодинамического подхода при анализе расходования ресурса элементами системы. Представлен вероятностный подход к определению энергоресурса.

Ключевые слова: зубчатая передача, энергоресурс.

PROBABILISTIC APPROACH TO THE ASSESSMENT OF ENERGY TRANSMISSIONS OF MINING MACHINES

In article the review of methods of a theoretical estimation of a resource of elements of cars is presented. Perspectivity of the thermodynamic approach is shown at the analysis of an expenditure of a resource by system elements. Presented a probabilistic approach in determining the energy source.

Key words: gear transmission, energy resource.

Недостаточная точность в оценке периодичности работ по техническому обслуживанию и ремонту горного оборудования ведет к увеличению его простоев из-за внезапных отказов и недоиспользованию ресурса отдельных сборочных единиц. Особую актуальность этот вопрос приобретает в горно-добывающей отрасли, где разнообразные условия эксплуатации существенно влияют на работу горных машин, а критерии оценки ресурса оборудования не всегда точно соответствуют фактическому техническому состоянию машины. Получить более точные оценки ресурса возможно, если критерии этой оценки будут связаны с физическими процессами повреждения в элементах трансмиссий машин и будут учитывать напряженность их работы.

Известно, что внезапные и постепенные отказы оборудования, вызванные изнашиванием, поломками и деформацией деталей, можно описать с единой энергетической точки зрения [6]. Последние исследования по усталостному разрушению металлов, трению и износу в деталях машин показывают, что объем материала детали разрушается при достижении критического значения внутренней энергии, т.е. каждый элемент, в частности трансмиссии, имеет свой энергоресурс. Скорость расходования энергоресурса определяет время работы элемента. Энергетический подход также позволяет учесть напряженность работы как машины в целом, так и отдельных ее элементов.

К 30-м гг. прошлого века относится начало разработки энергетических теорий, описывающих процесс разрушения твердого тела. Наиболее общими являются термодинамические модели оценки реологических и прочност-

ных свойств металлов с учетом микро- и макромеханизма его пластических и упругих деформаций. Такой подход (С.Н.Журков, Д.А.Киялбаев, А.Н.Чудновский, В.В.Федоров, Л.М.Качанов, В.С.Иванова, В.Ф.Терентьев, В.В.Новожилов и др.), позволяет учесть влияние на предельное состояние твердого тела энергии, поглощаемой материалом при его деформировании, и энергии, рассеиваемой в окружающую среду. Текущее значение накапливаемой внутренней энергии рассчитывается на основании первого закона термодинамики.

Согласно М.Борну, деформируемый объем достигает предельной энергоемкости, если он поглощает энергию, равную теплоте его плавления. Таким образом, энергоресурс материала до разрушения [1]

$$W_э = V \int_{T_0}^{T_{пл}} \Delta c_p dT, \qquad (1)$$

где V – деформируемый объем; Δc_p – приращение удельной теплоемкости; T_0 и $T_{пл}$ – начальная температура и температура плавления материала соответственно.

Однако энергоемкость сталей, определенная при механических испытаниях на разрушение, существенно отличается от энергии, необходимой для ее плавления. По-видимому, это связано с невозможностью учета начального состояния материала при теоретическом расчете энергии плавления [7].

На основании испытаний образцов при различных деформациях и напряжениях [8] величина энергии, необходимая для их разрушения

$$W = \frac{2KT e^{-U/(KT)}}{V_\sigma \tau_0 \delta^3}\left[\sigma_p \mathrm{ch}\left(\sigma_p \frac{\delta^3}{2KT}\right)\frac{2KT}{\delta^3} \times \right.$$
$$\left. \times \mathrm{sh}\left(\delta_p \frac{\delta^3}{KT}\right)\right], \qquad (2)$$

где K – постоянная; δ – возможное смещение активного атома; τ_0 – частота колебаний активного атома; V_σ – скорость изменения напряжений; U – кинетическая энергия активного атома; T – температура по шкале Кельвина; $\sigma_р$ – прочность на растяжение.

В соответствии с энергетическим критерием усталостного разрушения в работе [9] предложено оценивать относительную опасную энергию разрушения $\overline{W}$. В критериальной записи ее величина, эквивалентная энергоресурсу,

$$\overline{W} = R\left(1 + r\frac{\sigma_m}{\sigma_в}\right)\int_0^N \left[K_ф \sigma_a \varepsilon^*_{ar} f \times \right.$$
$$\left. \times (\sigma_a, \sigma_m)\right]^\alpha dn = 1, \qquad (3)$$

где ε^*_{ar} – среднее значение амплитуды остаточной деформации; $f(\sigma_a, \sigma_m)$ – функция разупрочнения материала; $K_ф = 3$ – коэффициент петли гистерезиса; α, R, r – параметры уравнения кривой усталости материала в координатах $\lg W_c - \lg N$; здесь выражение в квадратных скобках описывает энергию, рассеиваемую за цикл нагружения.

Зависимости (1)-(3) можно использовать лишь для простых образцов, причем использование выражений (2) и (3) требует предварительной экспериментальной оценки ряда параметров разрушаемого материала, а выражение (3) – построения кинетической диаграммы циклического деформирования образцов.

Применение термодинамических методов инженерной оценки ресурса, например очистного комбайна, затруднено неоднородностью среды (корпус, валы, подшипники, зубчатые колеса, электродвигатель и т.д.), сложностью определения изменения полей напряжений и деформаций в элементах привода машины. Однако такой подход, основанный на физической сущности микромеханизма разрушения и базирующийся на законе сохранения энергии, прогрессивен и может быть учтен при оценке ресурса трансмиссии горной машины.

Сформулированная Р.Хевилендом гипотеза о скорости изменения свойств объекта в функции энергии реакций, происходящих в пределах этого объекта [10], позволила связать время работы объекта с влиянием изменения энергии среды при условии, что энергия влияет на скорость старения объекта через эквивалентное время работы объекта $t_э$:

$$E_e = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^{n} \Delta t_i^m \left(E_i / t_э^m\right)},$$

где E_e – суммарная внешняя энергия; Δt_i – i-й интервал времени, в котором на объект воздействует энергия E_i; m – показатель наклона кривой усталости в двойных логарифмических координатах.

Энергетические методы анализа и определения ресурса машин и их элементов основаны на сопоставлении величины энергоресурса (предельного количества энергии, которая может быть рассеяна в приводе или его элементах) со средней работой, теряемой в машине за единицу времени при ее эксплуатации, что и определяет интенсивность разрушения элементов и системы в целом. Энергоресурс выступает как некий эквивалент по отношению к потери мощности, рассеиваемой в приводе в период его эксплуатации.

В.И.Морозов предлагает определять энергетический ресурс машины в целом или отдельных ее деталей, учитывая природу внезапных и постепенных отказов, вызываемых усталостными поломками или изнашиванием деталей очистных комбайнов [5]:

$$P_w = \overline{N}([\sigma]/\sigma_{экв})^m [P_0], \qquad (4)$$

где $\overline{N}$ – средневзвешенное значение мощности, определяемое по графику нагружения машины; $[\sigma]$ и $\sigma_{экв}$ – соответственно допускаемое и эквивалентное напряжение, определяемое плановым режимом нагружения; $[P_0]$ – базовое значение ресурса.

В этом случае энергетический ресурс машины отражает физический процесс усталости и однозначно определяет достижение деталями машины и самой машиной предельного состояния. Однако представляемый выражением (4) энергетический ресурс не является постоянной величиной и зависит от внешних условий эксплуатации. Таким образом, величину P_w правильнее называть приведенным энергоресурсом.

М.Д.Коломийцов полагает, что величина энергоресурса постоянна для однотипных машин и определяется свойствами материала деталей, кинематикой привода, технологией его изготовления и не зависит от величины и характера нагрузки, если она не превышает максимально допустимого предела [3]. При этом чем больше потери мощности в приводе, тем интенсивнее расходуется его энергоресурс, пропорционально раньше наступает предельное состояние элементов и сокращается ресурс привода в целом. Энергоресурс, таким образом, является свойством данного привода машины и может быть рассчитан по формуле

$$K_K = \int_0^{T_р} \Delta P(t)dt = \text{const},$$

где ΔP – средние потери мощности в приводе за время t.

Энергоресурс любой машины, привода может быть определен экспериментально путем регистрации потерь мощности в приводе машины и времени работы ресурса $T_р$ в эксплуатационных условиях или по результатам стендовых испытаний [4]. Имея такую информацию, можно оценить энергоресурс системы и прогнозировать ее ресурс для конкретных условий ее эксплуатации.

Однако подобный подход в определении энергоресурса требует значительных затрат времени и средств для получения статистически достоверной информации в период эксплуатации горной машины. Невозможность его реализации на ранних стадиях проектирования существенно снижает область использования предложенного метода. Кроме того, такой подход практически не позволяет в общем энергоресурсе объекта выделить величину энергоресурсов отдельных элементов.

С другой стороны, зная энергоресурсы отдельных элементов, составляющих систему, можно определить энергоресурс всей системы. В качестве основных элементов, составляющих систему трансмиссии, выступают элементы, которые можно рассматривать как звенья, соединенные между собой кинематическими парами. Разрушение кинематических пар и звеньев приводит к отказу системы, при этом наименее надежными, как правило, являются кинематические пары: именно в них рассеивается максимальное количество энергии при работе системы.

Проявление внешнего и внутреннего трения связано с диссипативными процессами, реализуемыми в трибологическом. При этом внутреннее трение характеризует

взаимодействие, происходящее в деформируемом объеме детали, а внешнее осуществляется между разными телами, т.е. в паре трения. Необратимые изменения, происходящие в элементах системы, сопровождаются выделением тепла, часть энергии преобразуется в звуковые волны и шум.

Поскольку формулы расчета потерь в элементах трансмиссии эмпирические и их точность оценивается по совпадению расчетов с экспериментом, то эти потери мощности будут интегрально оценивать все проявления диссипативных потерь, имеющих место при эксплуатации. В свою очередь, элементы трансмиссии представляют собой узлы и детали машин (например, зубчатые колеса, зубчатые передачи, подшипники качения). Для оценки долговечности таких элементов системы трансмиссии при проектировании широко применяют стандартные методики, которые дают хорошую сходимость расчета с экспериментом в условиях стационарных нагрузок.

Таким образом, с одной стороны предложены зависимости, позволяющие оценить потери энергии в элементах системы при заданных нагрузках, а с другой – известные методики, способные оценить долговечность этих же элементов при сходных нагрузках. Для определения энергоресурса детали, узла или их совокупности достаточно знать количество энергии (работы), затраченной на их разрушение, и число циклов нагружения, за которое это разрушение произошло при заданном уровне нагрузки, так как величина энергоресурса не зависит от условий эксплуатации и неизменна для данного элемента. Используя общую область применимости выражений для оценки потерь энергии в элементах трансмиссии и предельного циклов их нагружения соответственно, можно установить функциональную связь между потерями энергии и ресурсом элемента системы и оценить его энергоресурс [3].

Выявив указанную взаимосвязь и суммируя рассеянную в элементе энергию за каждый цикл при заданной нагрузке, получим искомую величину энергоресурса. Однако в зависимости от нагрузки часть энергии, идущая собственно на разрушение элемента, в общем балансе потерь не будет постоянной и полученный таким образом энергоресурс можно использовать в оценке долговечности элемента лишь при аналогичных нагрузках. Поэтому целесообразно установить среднюю величину энергоресурсов элемента во всем диапазоне рабочих нагрузок.

С другой стороны, учитывая, что энергоресурс есть величина условная, его величину можно получить, задав некоторую условную нагрузку, приложенную к идеальному элементу (узлу трения или кинематической паре) во всем диапазоне рабочих нагрузок указанного элемента. Тогда кривую энергоресурса по аналогии с многоцикловой усталостью можно представить степенной зависимостью

$$P'N^m = A_{\text{п}} = \text{const}, \qquad (5)$$

где P' – удельная мощность потерь, равная работе диссипативных потерь за цикл нагружения; N – число циклов нагружения.

В логарифмических координатах кривая энергоресурса представляется в виде прямой линии: $\lg P' = \lg A_{\text{п}} - m_1 \lg N$, где $\lg A_{\text{п}}$ – отрезок на оси ординат, отсекаемый продолжением прямой; m_1 – тангенс угла наклона указанной прямой к оси абсцисс.

Величина энергоресурса будет равна определенному интегралу с пределами интегрирования от a и $N_{\max}$, где $a > 0$, пренебрежимо мало и соответствует началу нагружения. С учетом формулы (5) можно записать

$$\text{Э} = \int_a^{N_{\max}} A_{\text{п}} N^{-m_1} dN \cong \frac{A_{\text{п}} N_{\max}^{1-m_1}}{(1-m_1)},$$

где $N_{\max}$ – предельное число циклов нагружения.

Число циклов нагружения N ($N_{\max}$) целесообразно ограничить предельной величиной, равной $1{,}2 \cdot 10^8$.

Для реализации описанного выше подхода по определению долговечности элемента системы в зависимости от внешнего силового воздействия может быть использована любая методика или статистически надежная информация, позволяющая связать усилие, воспринимаемое элементом в процессе эксплуатации, с его долговечностью.

В отличие от подшипников качения, где стандартная методика однозначно определяет число циклов нагружения от величины внешних воздействий, в зубчатых передачах

отдельно ведут расчет на контактную выносливость активных поверхностей профилей зубьев и на выносливость зубьев при изгибе. Кроме того, могут проводиться расчеты на износ зубчатых передач (открытые передачи). Для оценки влияния каждого вида разрушения в процессе выработки ресурса зубчатой передачи они рассматриваются как независимые.

Вычислив условный энергоресурс для одинаковых условий эксплуатации, соответствующий трем критериям разрушения, по наименьшему из ряда предельных чисел циклов ($N_{\text{н max}}$, $N_{F\max}$, $N_{J\max}$) выделяют один из критериев (лидер-критерий). Этим числом циклов $N_{\lim}$ и будет определяться долговечность зубчатого колеса.

Полагая, что разрушающие факторы действуют совместно и независимо, выделим потери, приходящиеся на каждый из видов разрушения. Положим, что уровень проявления того или иного фактора разрушения пропорционален максимальному числу циклов нагружения при расчете условного энергоресурса. Представим их в виде коэффициентов влияния факторов K_{Bi} по каждому из критериев разрушения. Такое допущение справедливо, так как исходным пунктом в расчете является неизменная для данной шестерни и колеса величина потерь, т.е. сравниваемые максимальные числа циклов нагружения являются приведенными.

Суммируя энергоресы по всем видам разрушения для числа циклов $N_{\lim}$, получим выражение для энергоресурса зубчатого колеса передачи

$$\text{Э} = \sum_{i=1}^{n} \frac{N_{\lim}^{1-m_i} A_i K_{B_i}}{1-m_i}. \qquad (6)$$

Энергоресурс пары равен сумме энергоресурсов шестерни и колеса, при этом число циклов нагружения определяется по наиболее слабому звену с учетом передаточного числа пары.

В.И.Егоров считает, что на стадии проектирования большинство вопросов, связанных с оптимизацией и эксплуатацией машин, можно решить только на базе развитой теории прогнозирования [2]. Однако для создания теории прогнозирования работы оборудования необходимо учесть случайный характер условий эксплуатации, разработать методы расчета деталей машин на долговечность и надежность, решить вопросы прогноза отказов машин, расхода энергии и запасных частей, производительности машин, а также прогноза ряда экономических показателей работы машин.

В формуле (6) величины A_i, $N_{\max}^{1-m_i}$ и m_i имеют вероятностный характер. Применяя метод преобразования числовых характеристик, находим математическое ожидание

$$M_{\text{э}} = \frac{K_{B_i} M_{A_{\text{п}}} M_N^{m_x}}{M_x},$$

где $(1-m_1) = x$, а затем дисперсию

$$D_{\text{э}} = \left(\frac{\partial t}{\partial A_{\text{п}}}\right)_M^2 D_{A_{\text{п}}} + \left(\frac{\partial t}{\partial N}\right)_M^2 D_N + \left(\frac{\partial t}{\partial x}\right)_M^2 D_x =$$

$$= D_{A_{\text{п}}} \left(K_{B_i} \frac{N_{\max}^x}{x}\right)^2 + D_N \left(K_{B_i} \frac{x A_{\text{п}} N_{\max}^{x-1}}{x},\right)^2 +$$

$$+ D_x \left(K_{B_i} \frac{x A_{\text{п}} N_{\max}^x \ln N_{\max} - N_{\max}^x}{x^2}\right)^2 =$$

$$= D_{A_{\text{п}}} \left(K_{B_i} \frac{N_{\max}^x}{x}\right)^2 + D_N \left(K_{B_i} A_{\text{п}} N_{\max}^{x-1}\right)^2 +$$

$$+ D_x \left(K_{B_i} \frac{N_{\max}^x \left(x A_{\text{п}} \ln N_{\max} - 1\right)}{x^2}\right)^2.$$

По значениям математического ожидания энергоресурса $M_{\text{э}}$ и его дисперсии $D_{\text{э}}$ определим вероятностные значения энергоресурса: среднее $\text{Э}_{\text{ср}} = M_{\text{э}}$, гарантийное $\text{Э}_{\text{г}} = M_{\text{э}} - \sigma_{\text{э}}$, расчетное $\text{Э}_{\text{р}} = M_{\text{э}} + \sigma_{\text{э}}$, максимальное $\text{Э}_{\max} = M_{\text{э}} + 2\sigma_{\text{э}}$ и предельное $\text{Э}_{\text{пр}} = M_{\text{э}} + 3\sigma_{\text{э}}$.

Проведение стендовых испытаний по установлению величин фактических потерь мощности в функции нагрузки позволяет использовать предложенный подход, рассчитывать величину ресурса новой зубчатой передачи при заданных условиях нагружения, а дополнительная информация о наработке передачи позволит прогнозировать и ее остаточный ресурс.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Абраменко Ю.Е.* Ударное упрочнение чугунов / Ю.Е.Абраменко, А.Ю.Албагачиев // Вестник машиностроения. 1988. № 4. С.28-32.

2. *Егоров В.И.* Прогнозирование надежности и долговечности лесозаготовительного оборудования. М., 1976. С.68-72.

3. *Иванов С.Л.* Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов. СПб, 1999. 92 с.

4. *Коломийцов М.Д.* Энергетический метод прогнозирования ресурса горных машин // Записки Ленинградского горного ин-та. 1987. Т. 117.

5. *Красников Ю.Д.* Повышение надежности горных выемочных машин / Ю.Д.Красников, С.В.Солод, Х.И.Хазанов. М., 1989. 215 с.

6. Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования/ Под общ. ред. В.И.Морозова. М., 1985. 215 с.

7. *Фадеев Л.Л.* Повышение надежности деталей машин / Л.Л.Фадеев, А.Ю.Албагачев. М., 1993. 96 с.

8. *Федоров Д.И.* Надежность землеройного оборудования землеройных машин / Д.И.Федоров, Б.А.Бондарович. М., 1981. 280 с.

9. *Фомичев П.А.* Энергетический метод расчета долговечности при нерегулярном нагружении // Проблемы прочности. 1995. № 7. С.3-12.

10. *Хевиленд Р.* Инженерная надежность и расчет на долговечность / Пер. с англ. Б.А.Чумаченко. М.-Л., 1966. 232 с.

REFERENCES

1. *Abramenko Y.E., Albagachiev A.Y.* Shock hardening of cast iron // Bulletin of Mechanical Engineering, 1988. N 4. P.28-32.

2. *Egorov V.I.* Prediction of reliability and durability of logging equipment. Moscow, 1976. P.68-72.

3. *Ivanov S.L.* Improving resource transmissions mining machines based on an assessment of the energy load of their elements. Saint Petersburg, 1999. 92 p.

4. *Kolomiitsev M.D.* The energy method for predicting resource mining machines / Proceedings of Leningrad State Mining Institute. 1987. Vol.117. P.69-76.

5. *Krasnikov Y.D., Solod S.V., Khazanov H.I.* Improving the reliability of mining excavation machines. Moscow, 1989. 215 p.

6. Preventing the destruction of parts of downhole equipment / Ed. V.I.Morozova. Moscow, 1985. 215 p.

7. *Fadeev L.L., Albagachev A.Y.* Improving the reliability of machine parts. Moscow, 1993. 96 p.

8. *Fedorov D.I., Bondarovich B.A.* Reliability of earthmoving equipment machinery. Moscow, 1981. 280 p.

9. *Fomichev P.A.* The energy method of calculating longevity under irregular loadingProblems of Strength. 1995. N 7. P.3-12.

10. *Hevilend R.* Engineering reliability and reliance on longevity / Ed. from English. B.A.Chumachenko. Moscow, 1966. 232 p.