

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИИ ГЭС ПУТЕМ ИЗМЕНЕНИЯ РЕЖИМА ТОРМОЖЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА

© 2010 Ю.И. Байбородов¹, Ю.А. Инцин¹, В.А. Хуртин²

¹Самарский государственный аэрокосмический университет, Россия
²Филиал ОАО "РусГидро" - ОАО Жигулевская ГЭС, г. Жигулевск, Россия

Поступила в редакцию 14.12.2010

Рассмотрены вопросы, связанные с повышением экологической безопасности Жигулевской ГЭС путем определения оптимального режима торможения, соответствующего включению тормозной системы в процессе останова гидроагрегата.

Ключевые слова: жидкость, ламинарное течение, коэффициент сопротивления трению, геометрические размеры, вязкость

Тормозные устройства воспринимают кинетическую энергию и превращают её в тепловую энергию, которая затем рассеивается. Энергонагруженность тормозного устройства определяется как величиной кинетической энергии, так и частотой повторяемости торможений. Для гидроагрегатов частота повторяемости торможений не велика. В процессе торможения тормозные колодки воспринимают как динамические, так и статические нагрузки, подвергаются воздействию высоких температур, а в процессе внешнего трения истирается поверхность трения.

В настоящее время наиболее развитой теорией внешнего трения твердых тел следует считать молекулярно механическую теорию трения [13], [14], [15], [16].

В основу теории трения принята следующая гипотеза:

- контакт твердых тел всегда дискретен и происходит в отдельных пятнах, в области которых при скольжении тел друг по другу происходит износ материала;

- контакт пятен касания имеет некоторую продолжительность существования, после чего разрушается;

- износ материала в зоне фактического пятна касания происходит в результате механических деформаций; из-за геометрии внедрившихся неровностей износ меняется от микро резания до разрушения в результате усталостного отделения материала под действием повторных растягивающих напряжений.

Растягивающие напряжения в зоне контакта зависят от величины силы трения. Последняя вследствие двойственной природы внешнего трения обусловлена глубиной внедрения единичной неровности и величиной адгезии между поверхностями трения.

Величина относительного внедрения для данной конфигурации неровностей зависит от температурного поля, т.к. при изменении температуры меняются механические свойства материалов, а также и от нагрузки.

Различают три вида износа:

- микрорезание;
- усталостный износ при пластическом отеснении;
- усталостный износ при упругой деформации.

В настоящей работе нас интересует не собственно величина износа, весового или линейного, при различных режимах торможения, а отношение износа при двух режимах торможения, т.е. эффективность изменения режима торможения.

Проведем оценку эффективности изменения режима торможения двумя путями:

- путем сравнения кинетических энергий, поглощаемых при различных режимах торможения;

- путем оценки линейного износа через интенсивность износа.

Полагая, что объем изношенного материала ΔV пропорционален поглощенной кинетической энергии W ,

$$\Delta V = K_w \cdot W, \quad (1)$$

где K_w – коэффициент пропорциональности, получим для двух режимов торможения, штатного и оптимального

$$\begin{aligned} \Delta V_{um} &= K_w \cdot W_{um}, \\ \Delta V_{onm} &= K_w \cdot W_{onm}. \end{aligned} \quad (2)$$

Байбородов Юрий Иванович, доктор технических наук, научный руководитель лаборатории №15.

Email: byui@ssau.ru.

Инцин Юрий Александрович, кандидат технических наук, главный научный сотрудник лаборатории №15.

Email: byui@ssau.ru.

Хуртин Владимир Анатольевич, кандидат технических наук, главный инженер. Email: HurtinVA@zhides.gidrooogk.ru

Эффективность от изменения режима торможения \mathfrak{E} равна

$$\mathfrak{E} = \frac{\Delta V_{um}}{\Delta V_{om}} = \frac{W_{um}}{W_{om}}. \quad (3)$$

Так как весовой износ $\Delta Q = \Delta V \cdot \gamma$, а

линейный износ $\Delta h = \frac{\Delta V}{S}$,

где γ – удельный вес материала колодки;

S – площадь колодки, получим

$$\mathfrak{E} = \frac{\Delta Q_{um}}{\Delta Q_{om}} = \frac{\Delta h_{um}}{\Delta h_{om}} = \frac{W_{um}}{W_{om}}, \quad (4)$$

Кинетическая энергия вращающегося тела равна

$$W = J_m \cdot \omega^2, \quad (5)$$

где J_m – массовый момент инерции тела относительно оси вращения;

ω – круговая частота вращения ротора гидроагрегата.

При этом эффективность будет равна

$$\mathfrak{E} = \frac{\Delta Q_{um}}{\Delta Q_{om}} = \frac{\Delta h_{um}}{\Delta h_{om}} = \frac{\omega^2_{um}}{\omega^2_{om}}. \quad (6)$$

Таким образом, эффективность равна квадрату отношения частот вращения ротора гидроагрегата.

Для штатного режима торможения частота вращения равна 15% от номинальной частоты вращения, а для оптимального режима торможения – 5%. Следовательно, эффективность равна 9, т.е. износ колодок уменьшится в 9 раз.

Другим методом оценки эффективности изменения режима торможения является используемый в теории износа метод непосредственной оценки линейного (по толщине) износа тормозных колодок через параметр I – интенсивность износа.

Интенсивность износа есть отношение линейного износа $\Delta(\Delta h)$ за пройденный путь ΔL к пройденному пути ΔL

$$I = \frac{\Delta(\Delta h)}{\Delta L}, \quad (7)$$

Если интенсивность износа является функцией пути, то выражение (3.3) запишется в дифференциальной форме

$$I(L) = \frac{d(\Delta h)}{dL}, \quad (8)$$

Линейный износ определяется как интеграл на всем пути трения

$$\Delta h = \int_0^L I(L) \cdot dL. \quad (9)$$

При штатном режиме торможения линейная скорость начала торможения равна $U_{um} = R \cdot \omega_{um}$, где R – радиус тормозного диска. В процессе торможения скорость упадет до нуля, а пройденный путь будет равен L_{um} . Обозначим значение интенсивности износа в начале пути, т.е. при скорости U_{um} , как I_{um} .

В ранее упоминавшихся работах по износу фрикционных материалов [13], [14], [15], [16] отмечается, что с ростом давления на колодку и с увеличением скорости скольжения интенсивность износа увеличивается, т.е. интенсивность износа является функцией скорости скольжения и силы трения F

$$I = f(F, U). \quad (10)$$

Используя это утверждение, построим график изменения интенсивности износа (рис. 1) как функцию вида

$$I = I_{um} \cdot \left[\frac{F \cdot U}{F_{um} \cdot U_{um}} \right]^\alpha, \quad (11)$$

при различных значениях показателя степени α : $\alpha = 0$, $\alpha = 1$, $\alpha = 1 - \Delta\alpha$, $\alpha = 1 + \Delta\alpha$, где аргумент $F \cdot U$ изменяется от нуля до $F_{um} \cdot U_{um}$.

При $\alpha = 0$ $I = I_{um} - \text{const}$, т.е. интенсивность износа не зависит от скорости при постоянной силе трения. Следовательно, интенсивность износа также постоянна в любой точке пути. Определим длину пути торможения для двух режимов торможения: штатного и оптимального.

В процессе торможения имеет место равенство нулю суммы моментов от инерционных сил $M_{ин}$ и сил трения в тормозах $M_{тр}$

$$M_{ин} + M_{тр} = 0, \quad (12)$$

где $M_{ин} = J_m \cdot \beta$, β – угловое ускорение (замедление);

$$M_{тр} = F \cdot \frac{D}{2}; \quad D - \text{диаметр тормозного}$$

диска.

При этом

$$\beta = -\frac{F \cdot D}{2 \cdot J_m}. \quad (13)$$

При постоянстве силы трения входящие в выражении (13) величины являются константами, поэтому величина β является постоянной величиной для любого режима трения.

Длина тормозного пути

$$L = \frac{U^2}{2 \cdot \beta}, \quad (14)$$

При этом отношение тормозных путей при двух режимах торможения равно

$$\frac{L_{um}}{L_{onm}} = \frac{U_{um}^2}{U_{onm}^2} = \frac{\omega_{um}^2}{\omega_{onm}^2}. \quad (15)$$

Так как мы рассматриваем случай независимости интенсивности износа от параметра $F \cdot U$,

$$\mathcal{E} = \frac{I_{um} \cdot L_{um}}{I_{um} \cdot L_{onm}} = \frac{\Delta h_{um}}{\Delta h_{onm}} = \frac{\omega_{um}^2}{\omega_{onm}^2}, \quad (16)$$

Таким образом, при постоянной интенсивности износа эффективность также равна квадрату отношения часто при различных режимах торможения.

При $\alpha = 1$ интенсивность износа является линейной функцией параметра U

$$I = \left(\frac{I_{um}}{U_{um}} \right) \cdot U. \quad (17)$$

Используя принцип обратимости движения, т. е. заменив процесс торможения процессом разгона гидроагрегата от нулевой скорости до скорости торможения, можем записать уравнение длины пути в функции скорости

$$L = L_{um} \cdot \left(\frac{U}{U_{um}} \right)^2. \quad (18)$$

Продифференцировав выражение (18), получим

$$dL = 2 \cdot \left(\frac{L_{um}}{U_{um}^2} \right) \cdot U \cdot dU. \quad (19)$$

Дифференциал линейного износа равен

$$d(\Delta h) = I \cdot dL. \quad (20)$$

При этом линейный износ будет равен интегралу выражения (20)

$$\Delta h = \int_0^L I \cdot dl = \frac{2 \cdot I_{um} \cdot L_{um}}{U_{um}^3} \cdot \int_0^U U^2 dU. \quad (21)$$

Проинтегрировав выражение (21), получим

$$\Delta h = \frac{2}{3} \cdot I_{um} \cdot L_{um} \cdot \frac{U^3}{U_{um}^3}, \quad (22)$$

При штатном режиме торможения линейный износ будет равен

$$\Delta h_{um} = \frac{2}{3} \cdot I_{um} \cdot L_{um}. \quad (23)$$

При оптимальном режиме торможения линейный износ будет равен

$$\Delta h_{onm} = \frac{2}{3} \cdot I_{um} \cdot L_{um} \cdot \frac{U_{onm}^3}{U_{um}^3}. \quad (24)$$

При этом эффективность будет равна третьей степени отношения частот вращения ротора генератора

$$\mathcal{E} = \frac{\Delta h_{um}}{\Delta h_{onm}} = \frac{U_{um}^3}{U_{onm}^3} = \frac{\omega_{um}^3}{\omega_{onm}^3}. \quad (25)$$

Таким образом, при изменении показателя степени α от нуля до единицы, эффективность изменяется в пределах

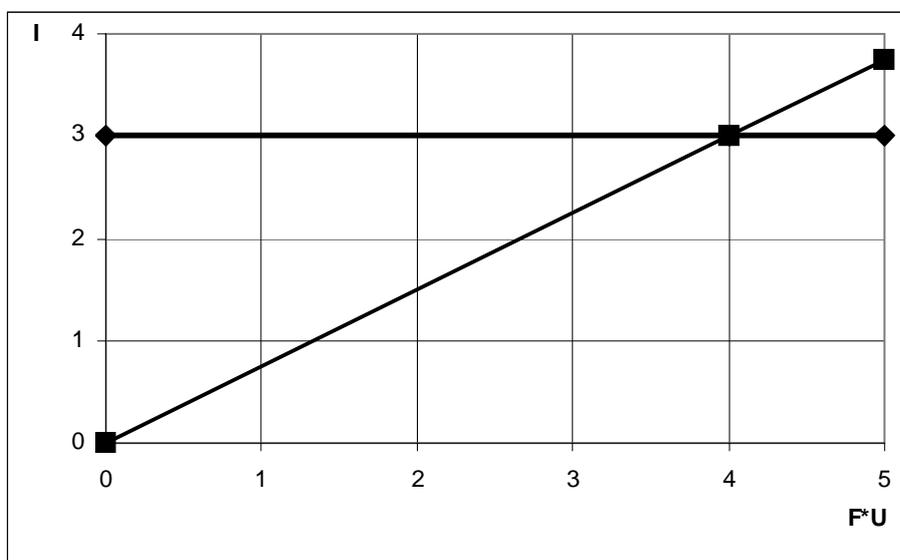


Рис. 1. График интенсивности износа

$$\frac{\omega_{um}^2}{\omega_{om}^2} < \mathcal{E} < \frac{\omega_{um}^3}{\omega_{om}^3}. \quad (26)$$

В соответствии с результатами исследования интенсивности износа в работах [13], [14], [15], [16] показатель степени α больше единицы. При этом эффективность будет более третьей степени отношения частот. Но мы ограничимся показателем степени $\alpha = 1$. Таким образом, с точки зрения использования понятия интенсивности износа при расчете износа эффективность определяется выражением (26).

При изменении частоты вращения, соответствующей началу торможения, с 15 % от $n_{ном}$ до 5 % от $n_{ном}$ износ тормозных колодок уменьшается более чем в 10 раз:

$$9 < \mathcal{E} < 27. \quad (27)$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование оптимальных режимов работы тормозного аппарата вертикальных гидроагрегатов Саратовской ГЭС./ Байбородов Ю.И., Инцин Ю.А. и др./ Отчет. Самара: СГАУ, 2002. Исследование оптимальных режимов работы тормозного аппарата вертикальных гидроагрегатов ОАО "Волжская ГЭС им. В.И. Ленина"./ Байбородов Ю.И., Инцин Ю.А. и др./ Отчет. Самара: СГАУ, 2003.
2. Определение оптимального значения радиального и окружного эксцентриситета ЭМП – сегментов и проведение их натурных испытаний на гидроагрегате Волжской ГЭС им. В.И. Ленина./ Байбородов Ю.И., Инцин Ю.А. и др./ Отчет. Самара: СГАУ, 2003.
3. Исследование эффективности изменения режима торможения на гидроагрегатах ОАО "Волжская ГЭС им. В.И. Ленина"./ Байбородов Ю.И., Инцин Ю.А. и др./ Отчет. Самара: СГАУ, 2005.
4. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1963.
5. Коднир Д.С., Жильников Е.П., Байбородов Ю.И. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988.
6. Яновский М.И. Конструирование и расчет на прочность деталей паровых турбин. М.: Изд-во АН СССР, 1947 г.
7. Дьячков А.К. Расчет несущей способности масляного слоя, трения и координат центра давления упорных подушек подпятника, имеющих криволинейный контур // Развитие гидродинамической теории смазки применительно к упорным подшипникам скольжения/ Под редакцией Дьячкова А.К. М.: Изд-во АН СССР, 1959.
8. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка). – М.: Машиностроение, 1980.
9. Детинко Ф.М., Запольский П.П., Каплан М.Я. Вопросы расчета, конструирования, исследования и эксплуатации подпятников гидрогенераторов ЛЭО "Электросила". В кн.: Электросила. Л.: Энергия, 1973, вып. 29.
10. Реконструкция подпятника гидроагрегата № 10 Плявиньской ГЭС им. В.И. Ленина путем внедрения эластичных металлопластмассовых сегментов./ Байбородов Ю.И. и др. Отчет. Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени авиационный институт имени С.П. Королева. Куйбышев, 1980.
11. Чичинадзе А.В. Полимеры в узлах трения. - М.: Машиностроение, 1988.
12. Крагельский И.В. Трение и износ. М.: Машгиз, 1962.
13. Чичинадзе А.В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. – М.: Наука, 1967.
14. Зиновьев Е.В., Чичинадзе А.В. Физико-химическая механика трения и оценка асбофрикционных материалов. М.: Наука, 1978.
15. Трение, изнашивание, смазка. Справочник. Книга 1. / Под редакцией И.В. Карагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978.
16. Патент 2262013 С1 (51) 7 F16C 17/08 "Способ установки сегментов в подпятниках гидроагрегатов" / Ю.И. Байбородов, Ю.А. Инцин, В.А.Хуртин, А.В. Игнатушин, Д.А. Борисов, заявлено 02.02.2004 г. 2004103011/11, опублик. 10.10.2005.

IMPROVEMENT OF ECOLOGY OF HYDROELECTROSTATIONS BY VARIATION OF REGIME OF BRAKING OF HYDROMOUNT

© 2010 Yu. I. Bayborodov¹, Yu. A. Inzin¹, V.A. Khurtin²

¹Samara State Aerospace University, Samara

²Branch of "RusHydro" Company – Zhidulyovskaya Hydroelectrostation, Zhigulyovsk

Questions connected with increasing of ecological safety of Zhidulyovskaya Hydroelectrostation have been considered by determination of optimal regime of braking in the process of hydro aggregate stopping.

Key words: liquid, laminar flow, coefficient of resistance to friction, geometric dimensions, viscosity

Yury Bayborodov, Doctor of Technical Science, Scientific Head of Laboratory No. 15. Email: byui@ssau.ru.

Yury Inzin, Candidate of Technical Science, Chief Research Fellow of Laboratory No. 15. Email: byui@ssau.ru.

Vladimir Khurtin, chief engineer.

Email: HurtinVA@zhides.giodroogk.ru