

УДК 681.2

А. В. Егоров, С. В. Зверев

ИНЕРЦИОННЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ МАШИН ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА

Предложен и научно обоснован метод оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов лесных машин. Метод позволяет производить оценку потерь на трение в приводном двигателе, подшипниковых узлах приводного двигателя и зубчатого редуктора, зубчатом зацеплении редуктора как на стадии контроля готового изделия, так и в процессе его эксплуатации, технического обслуживания и ремонта. Метод может быть реализован как универсальными, так и специализированными аппаратно-программными комплексами.

Ключевые слова: инерция, инерционная диагностика, энергоэффективность, зубчатые редукторы.

Введение. Современный этап развития лесозаготовительной, лесотранспортной и лесообрабатывающей отрасли в Российской Федерации характеризуется широким применением высокоэффективных машин и оборудования, в основном иностранного производства. В условиях свободной конкуренции на внутреннем рынке России спрос на продукцию отечественного машиностроения сокращается.

Проблема повышения конкурентоспособности продукции отечественного машиностроения носит комплексный характер. Ее разрешение зависит от решения ряда задач, в том числе и от решения задачи повышения энергоэффективности работы машин лесного комплекса в широком диапазоне возможных режимов работы. Решение задачи повышения энергоэффективности связано с развитием методов и средств исследования, испытаний, контроля и диагностики. Современный уровень развития методов и средств исследования энергоэффективности машин и оборудования не позволяет проводить комплексные исследования в широком диапазоне возможных режимов работы оборудования [1, 2].

Таким образом, сложилась проблемная ситуация, с одной стороны, есть необходимость в решении проблемы повышения энергетической эффективности машин и оборудования лесной отрасли, с другой – отсутствуют адекватные методы и средства решения проблемы.

Разработанный авторами подход позволяет перейти к решению проблемы, опираясь на инерционный метод и средства исследования энергоэффективности.

Цель работы – разработка инерционного метода оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов машин лесного комплекса.

Решаемые задачи:

- 1) разработка теоретических основ инерционного метода оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов машин лесного комплекса;
- 2) разработка теоретических основ инерционных способов оценки потерь на трение в подшипниковых узлах и зубчатом зацеплении.

Анализ работ, выполненных на базе научно-исследовательского института интроскопии Московского научно-производственного объединения «Спектр» (совместно с отделением энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН), возглавляемого академиком РАН В. В. Клюевым [3], показывает, что инерционные методы исследований, испытаний, диагностики и контроля не получили развития ввиду нерешенности основной проблемы инерционных испытаний – проблемы определения приведенного к оси вращения вала отбора мощности эффективного момента инерции вращающихся масс приводного двигателя вращательного действия.

Авторам в рамках инерционного метода удалось решить основную проблему, сдерживающую развитие инерционного метода исследований, испытаний, диагностики и контроля.

Инерционный метод оценки энергетической эффективности электрических двигателей. Суть решения проблемы поясним на примере двигателя вращательного действия, выходной вал которого соединен с потребителем с помощью соединительной муфты, имеющей промежуточную вставку в виде диска, обладающего эталонным моментом инерции (рис. 1).

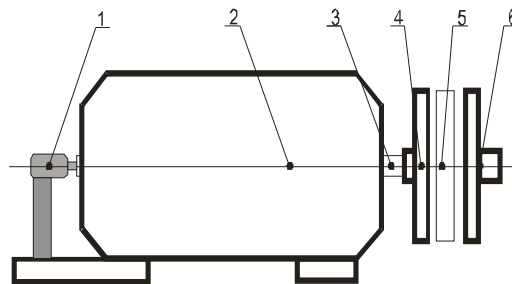


Рис. 1. Приводной двигатель вращательного действия: 1 – энкодер; 2 – двигатель вращательного действия; 3 – вал отбора мощности двигателя; 4 – полумуфта двигателя, 5 – диск с эталонным моментом инерции; 6 – полумуфта привода

Инерционный метод может быть осуществлен несколькими способами. Рассмотрим один из них.

Из муфты вынимаются скрепляющие устройства и удаляется диск 5 с эталонным моментом инерции. Двигатель 2 запускается на холостом ходу, угловая скорость выходного вала 3 доводится до номинальной, при этом определяется зависимость углового ускорения системы «вал отбора мощности двигателя и полумуфта двигателя» от угловой скорости:

$$\varepsilon_1(\omega) = \frac{\omega + d\omega - \omega}{dt}. \quad (1)$$

Определение зависимости углового ускорения выходного вала от угловой скорости происходит с помощью энкодера. В режиме холостого хода уравнение движения имеет следующий вид:

$$M(\omega) = j(\omega) \cdot \varepsilon_1(\omega), \quad (2)$$

где $j(\omega)$ – зависимость момента инерции системы «вал отбора мощности двигателя и полумуфта двигателя» с учетом потерь на трение в опорах от угловой скорости вала отбора мощности двигателя.

Далее двигатель останавливается.

Затем с вала привода демонтируется полумуфта привода 6, а на полумуфту двигателя 4 с помощью скрепляющих элементов устанавливается диск с эталонным моментом инерции 5, обладающий эталонным моментом инерции j_3 . Двигатель запускается

на холостом ходу, и угловая скорость системы «вал отбора мощности двигателя, полумуфта двигателя и диск с эталонным моментом инерции» доводится до номинальной, определяется зависимость углового ускорения системы «вал отбора мощности двигателя, полумуфта двигателя, диск с эталонным моментом инерции» от угловой скорости:

$$\varepsilon_2(\omega) = \frac{\omega + d\omega - \omega}{dt} = \frac{d\omega}{dt}. \quad (3)$$

В режиме холостого хода двигателя вращательного действия уравнение движения имеет следующий вид:

$$M(\omega) = (j(\omega) + j_s) \cdot \varepsilon_2(\omega). \quad (4)$$

Так как в режиме холостого хода крутящий момент двигателя остается величиной постоянной, приравниваем правые части выражения (2) и (4) и определяем зависимость момента инерции системы «вал отбора мощности двигателя, полумуфта двигателя» с учетом потерь на трение в опорах вала отбора мощности двигателя:

$$j(\omega) = j_s \cdot \frac{\varepsilon_2(\omega)}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (5)$$

Момент инерции полумуфты двигателя и скрепляющих элементов j_{nm} легко определяются на основе их массовых и геометрических характеристик.

Тогда зависимость момента инерции вала отбора мощности двигателя вращательного действия с учетом потерь на трение в его опорах:

$$j_e(\omega) = j(\omega) - j_{nm}. \quad (6)$$

Воспользовавшись методом крутильных колебаний [4], определяют момент инерции ротора двигателя вращательного действия j_p . Определив на основе массовых и геометрических характеристик моменты инерции внутренних колец подшипников и их тел качения j_{ny} , получают зависимость потерь на трение в подшипниковых узлах:

$$j_{mp}(\omega) = j_e(\omega) - j_p - j_{ny}. \quad (7)$$

Общая механическая мощность, развиваемая валом отбора мощности двигателя, с учетом выражения (5):

$$N(\omega) = j(\omega)\varepsilon_1(\omega)\omega = j_s \cdot \frac{\varepsilon_1(\omega)\varepsilon_2(\omega)\omega}{\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)}. \quad (8)$$

Мощность механических потерь:

$$N_{mn}(\omega) = j_{mp}(\omega)\varepsilon_1(\omega)\omega. \quad (9)$$

Зависимость механического коэффициента полезного действия от угловой скорости вала отбора мощности электродвигателя с учетом выражений (8) и (9):

$$\eta(\omega) = \frac{N(\omega) - N_{mn}(\omega)}{N(\omega)} = 1 - \frac{j_{mp}(\omega)[\varepsilon_1(\omega) - \varepsilon_2(\omega)]}{j_s \cdot \varepsilon_2(\omega)}. \quad (10)$$

Зубчатые передачи нашли широкое применение в технике, в частности в машинах и оборудовании лесозаготовок и лесного комплекса. Наиболее распространенная форма применения зубчатых передач в виде одно- или многоступенчатых редукторов.

Инерционный метод оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов машин лесного комплекса. Рассмотрим инерционный метод оценки энергетической эффективности зубчатых редукторов на примере зубчатого редуктора, работающего в составе асинхронного электропривода. В этом случае инерционный метод реализуется последовательным выполнением следующих действий:

1. Определение зависимости эффективной мощности от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя инерционным методом.

2. Определение момента инерции входного вала редуктора с установленным на нем зубчатым колесом методом крутильных колебаний.

3. Определение зависимости мощности потерь на трение от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя в опорах входного вала инерционным методом.

4. Определение момента инерции выходного вала редуктора с установленным на нем зубчатым колесом методом крутильных колебаний.

5. Определение зависимости мощности потерь на трение от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя в опорах выходного вала инерционным методом.

6. Определение зависимости суммарной мощности потерь на трение в опорах входного и выходного вала редуктора в зависимости от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя.

7. Определение зависимости мощности потерь на трение в зубчатом зацеплении в зависимости от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя.

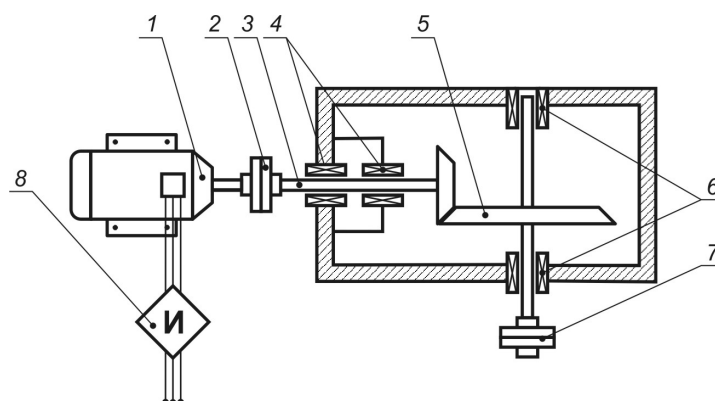


Рис. 2. Схема зубчатого редуктора с электроприводом от асинхронного электродвигателя:

- 1 – асинхронный электродвигатель; 2 – предохранительная муфта электродвигателя;
3 – быстроходный вал-шестерня; 4 – опорные подшипники быстроходного вала;
5 – тихоходный вал с надетым на него зубчатым колесом; 6 – опорные подшипники тихоходного вала;
7 – предохранительная муфта редуктора; 8 – частотный преобразователь (инвертор)

Представим реализацию метода более подробно. На рис. 2 представлена схема одноступенчатого конического зубчатого редуктора с электроприводом от асинхронного электродвигателя.

На первом этапе определение зависимости эффективной мощности от угловой скорости ротора приводного электрического двигателя осуществляется инерционным методом. Зная расчетный или экспериментально определенный методом крутильных колебаний момент инерции $J_{пмэ}$ предохранительной муфты электродвигателя 2, определяется момент инерции $J_{азд}$ ротора асинхронного электродвигателя 1 с учетом потерь на трение в его опорах согласно схеме рис. 3.



Рис. 3. Схема определения момента инерции ротора асинхронного электродвигателя с учетом потерь на трение в его опорах

Сначала производится определение динамики угловых ускорений ротора с установленной на выходном валу предохранительной муфтой электродвигателя $\varepsilon_1(\omega)$, а затем без нее $\varepsilon_2(\omega)$. Учитывая, что свободный разгон осуществляется фактически в режиме холостого хода, то произведения составляющих крутящего момента, моменты инерции и угловые ускорения при первом и втором разгоне могут быть приравнены друг к другу:

$$(J_{\text{лмэ}} + J_{\text{аэд}}(\omega))\varepsilon_1(\omega) = J_{\text{аэд}}(\omega)\varepsilon_2(\omega). \quad (11)$$

Из (11) рассчитывается зависимость момента инерции ротора электродвигателя с учетом потерь на трение в опорах:

$$J_{\text{аэд}}(\omega) = \frac{J_{\text{лмэ}}\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_2(\omega) - \varepsilon_1(\omega)}. \quad (12)$$

На втором этапе асинхронный электродвигатель *1* подвергается разбору и из него извлекается ротор. Затем, методом крутильных колебаний, используя в качестве эталона предохранительную муфту электродвигателя *2* с моментом инерции $J_{\text{лмэ}}$, определяют момент инерции ротора асинхронного электродвигателя $J_{\text{раэд}}$.

Зная динамику $J_{\text{аэд}}(\omega)$ и значение $J_{\text{раэд}}$, можно определить динамику приведенного момента инерции потерь в подшипниковых узлах $J_{\text{штуаэд}}(\omega)$ асинхронного электродвигателя *1*:

$$J_{\text{штуаэд}}(\omega) = J_{\text{аэд}}(\omega) - J_{\text{раэд}}. \quad (13)$$

Взяв массив $\varepsilon_2(\omega)$, массив угловых скоростей ω и умножив на соответствующие значения и массивы $J_{\text{раэд}}$, $J_{\text{штуаэд}}(\omega)$, $J_{\text{аэд}}(\omega)$, получим динамику механической мощности, развиваемой ротором электродвигателя $N_{\text{раэд}}(\omega)$, динамику мощности потерь в подшипниковых узлах асинхронного электродвигателя $N_{\text{штуаэд}}(\omega)$, динамику эффективной механической мощности асинхронного электродвигателя $N_{\text{аэд}}(\omega)$.

Динамика крутящего момента на выходе предохранительной муфты электродвигателя *2*:

$$M(\omega) = (J_{\text{аэд}}(\omega) + J_{\text{лмэ}})\varepsilon_1(\omega). \quad (14)$$

На третьем этапе, разобрав редуктор и используя в качестве эталона предохранительную муфту электродвигателя *2* с моментом инерции $J_{\text{лмэ}}$, методом крутильных колебаний определяем момент инерции вала-шестерни *3* $J_{\text{ви}}$ (рис. 4).

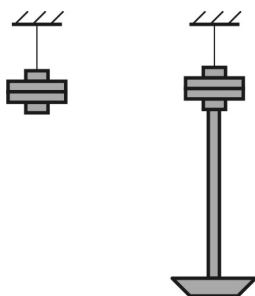


Рис. 4. Последовательность определения момента инерции вала-шестерни

На четвертом этапе редуктор собирается без тихоходного вала, а вал-шестерня *3* через предохранительную муфту электродвигателя *2* соединяется с выходным валом

асинхронного электродвигателя 1 (рис. 5) и определяется динамика угловых ускорений $\varepsilon_3(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель 1 – предохранительная муфта электродвигателя 2 – вал-шестерня 3». Динамика крутящего момента системы вращающихся масс определяется как:

$$M(\omega) = (J_{\text{ад}}(\omega) + J_{\text{лмэ}} + J_{\text{ви}}(\omega))\varepsilon_3(\omega), \quad (15)$$

где $J_{\text{ви}}(\omega)$ – динамика момента инерции вала-шестерни с учетом потерь на трение в опорах.

Зная динамику $J_{\text{ви}}(\omega)$ и значение $J_{\text{ви}}$, определенную методом крутильных колебаний, можно определить динамику приведенного момента инерции потерь в $J_{\text{повви}}(\omega)$ в опорных подшипниках 4 быстроходного вала-шестерни 3:

$$J_{\text{повви}}(\omega) = J_{\text{ви}}(\omega) - J_{\text{ви}}. \quad (16)$$

Динамика мощности потерь в опорных подшипниках быстроходного вала-шестерни 4:

$$N_{\text{повви}}(\omega) = J_{\text{повви}}(\omega)\varepsilon_3(\omega)\omega. \quad (17)$$

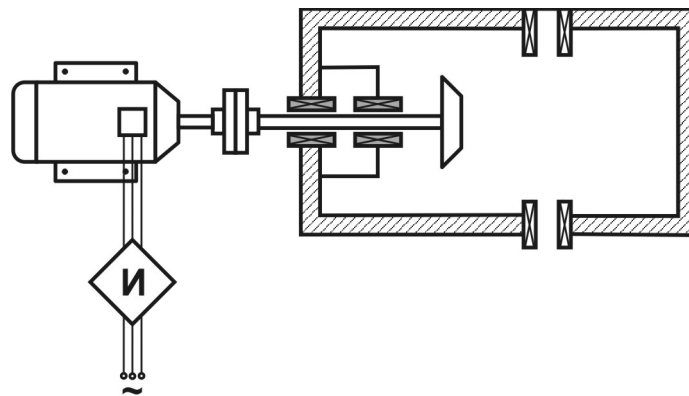


Рис. 5. Схема для определения потерь на трение в подшипниках быстроходного вала-шестерни

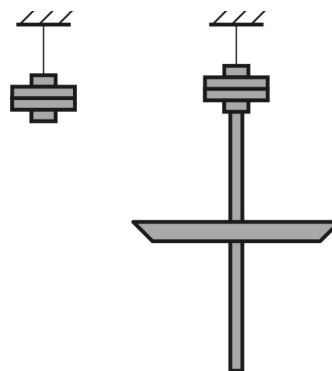


Рис. 6. Последовательность определения момента инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом

На пятом этапе, используя в качестве эталона предохранительную муфту редуктора 7 с моментом инерции $J_{\text{лмр}}$, методом крутильных колебаний определяем момент инерции тихоходного вала с надетым на него зубчатым колесом $J_{\text{тв}}$ (рис. 6).

На шестом этапе редуктор собирается без быстроходного вала, а тихоходный вал с надетым на него зубчатым колесом 5 через предохранительную муфту редуктора 7 со-

единяется с выходным валом асинхронного электродвигателя I (рис. 7). При этом с помощью частотного преобразователя δ устанавливается такая частота питающего напряжения электродвигателя I , чтобы тихоходный вал развивал такую же максимальную угловую скорость, как и в случае его привода со стороны быстроходного вала-шестерни. Затем асинхронный электродвигатель I запускается и определяется динамика угловых ускорений $\varepsilon_4(\omega)$ системы «асинхронный электродвигатель I – предохранительная муфта редуктора 7 – тихоходный вал 5».

Динамика крутящего момента системы вращающихся масс определяется как:

$$M(\omega) = (J_{азд}(\omega) + J_{нмр} + J_{тв}(\omega))\varepsilon_4(\omega), \quad (18)$$

где $J_{тв}(\omega)$ – динамика момента инерции тихоходного вала с учетом потерь в опорах тихоходного вала.

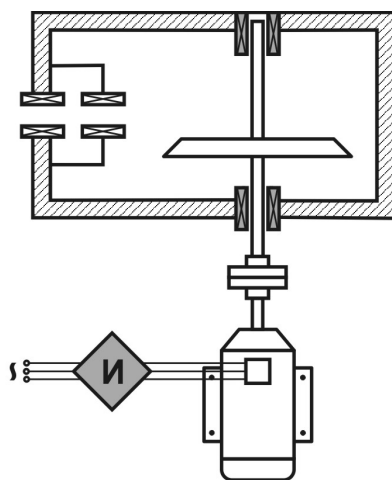


Рис. 7. Схема определения потерь в опорных подшипниках тихоходного вала

Зная динамику $J_{тв}(\omega)$ и значение $J_{тв}$, можно определить динамику приведенного момента инерции потерь $J_{поттв}(\omega)$ в опорных подшипниках 4 тихоходного вала 5:

$$J_{поттв}(\omega) = J_{тв}(\omega) - J_{тв}. \quad (19)$$

Динамика мощности потерь в опорных подшипниках тихоходного вала 5:

$$N_{поттв}(\omega) = J_{поттв}(\omega)\varepsilon_4(\omega)\omega. \quad (20)$$

На седьмом этапе редуктор полностью собирают, а асинхронный электродвигатель I снова подсоединяют к быстроходному валу-шестерне 3 через предохранительную муфту электродвигателя 2. С помощью преобразователя частоты уменьшают частоту питающего напряжения до номинальной, при которой асинхронный электродвигатель I разовьет номинальную частоту вращения. Определяют суммарный приведенный момент инерции вращающихся масс всего привода к ротору асинхронного электродвигателя I согласно общепринятой методике на основе закона сохранения кинетической энергии за исключением приведенного момента инерции потерь в зубчатой передаче:

$$J_{пр0}(\omega)\frac{\omega^2}{2} = [J_{азд}(\omega) + J_{нмз} + J_{вш}(\omega)]\frac{\omega^2}{2} + [J_{тв}(\omega) + J_{нмр}]\frac{\omega^2}{2i^2}. \quad (21)$$

$$J_{пр0}(\omega) = J_{азд}(\omega) + J_{нмз} + J_{вш}(\omega) + \frac{J_{тв}(\omega)}{i^2} + \frac{J_{нмр}}{i^2}, \quad (22)$$

где i – передаточное отношение зубчатой передачи.

Далее асинхронный электродвигатель I запускается и определяется динамика угловых ускорений $\varepsilon_5(\omega)$ всего зубчатого редуктора с электроприводом в сборе, при этом динамика крутящего момента, развиваемого электродвигателем, определится как:

$$M(\omega) = (J_{np0}(\omega) + J_{нзн}(\omega))\varepsilon_5(\omega). \quad (23)$$

Приравнивая выражения (14) и (23), определяют динамику приведенного к оси вращения ротора асинхронного электродвигателя момента инерции потерь в зубчатом зацеплении:

$$J_{нзн}(\omega) = (J_{азд}(\omega) + J_{нмэ}) \frac{\varepsilon_1(\omega)}{\varepsilon_5(\omega)} - J_{np0}(\omega). \quad (24)$$

Общий приведенный к оси вращения ротора асинхронного электродвигателя момент инерции вращающихся масс зубчатого редуктора с электроприводом в сборе:

$$J_{np}(\omega) = J_{азд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{ви}(\omega) + J_{нзн}(\omega) + \frac{J_{мв}(\omega)}{i^2} + \frac{J_{нмп}}{i^2}. \quad (25)$$

Запишем выражение (25) через элементарные составляющие:

$$J_{np}(\omega) = J_{разд} + J_{нпуазд}(\omega) + J_{нмэ} + J_{ви} + J_{нонви}(\omega) + J_{нзн}(\omega) + \frac{J_{мв}}{i^2} + \frac{J_{нонмв}(\omega)}{i^2} + \frac{J_{нмп}}{i^2}. \quad (26)$$

Мощность, развиваемая отдельными элементами зубчатого электропривода, определится как:

$$N(\omega) = J_{разд}\varepsilon_5(\omega)\omega + J_{нпуазд}(\omega)\varepsilon_5(\omega)\omega + J_{нмэ}\varepsilon_5(\omega)\omega + J_{ви}\varepsilon_5(\omega)\omega + J_{нонви}(\omega) + J_{нзн}(\omega)\varepsilon_5(\omega)\omega + \frac{J_{мв}}{i^2} \frac{\varepsilon_5(\omega)\omega}{i^2} + \frac{J_{нонмв}(\omega)}{i^2} \frac{\varepsilon_5(\omega)\omega}{i^2} + \frac{J_{нмп}}{i^2} \frac{\varepsilon_5(\omega)\omega}{i^2}. \quad (27)$$

Зная динамику активной мощности электрической энергии $N_{аз}(\omega)$, поступающей на вход электродвигателя, зная $N(\omega)$, зная мощность потерь в обмотках электродвигателя $N_n(\omega)$, определяют мощность потерь на вихревые токи и гистерезис в приводном асинхронном электродвигателе:

$$N_{вт,г}(\omega) = N_{аз}(\omega) - N(\omega) - N_n(\omega). \quad (28)$$

Определив на уровне отдела технического контроля (ОТК) предприятия изготовителя зубчатого электропривода динамику значений $J_{np}(\omega)$, определив допуск на изменение этого показателя в процессе эксплуатации зубчатого электропривода и оснастив привод аппаратно-программным комплексом инерционной диагностики $J_{np}(\omega)$, в процессе эксплуатации пользователь имеет возможность оперативного реагирования на ухудшение энергетических показателей работы привода. На основе измерения показателя $J_{np}(\omega)$ возможно проведение технического обслуживания и текущего ремонта по мере необходимости поддержания показателей энергоэффективности на высоком уровне. С помощью реализации инерционного метода диагностики возможно достижение высокой энергетической эффективности зубчатого редуктора в течение полного жизненного цикла.

Методика определения энергетической эффективности зубчатых редукторов с регулируемым передаточным отношением, имеющих число ступеней более двух, аналогична представленной схеме.

Выводы. Инерционный метод оценки энергоэффективности зубчатых редукторов может быть использован в исследовательских целях при проведении опытно-конструкторских работ над новыми образцами технических изделий, на стадиях промышленных испытаний вновь произведенной продукции и стадии технической эксплуатации в течение полного жизненного цикла.

На инерционный метод оценки энергоэффективности зубчатых редукторов подана заявка на изобретение Российской Федерации.

Список литературы

1. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, В. Н. Филинов и др.; Под ред. В. В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1995. – 488 с.
2. *Клюев, В. В.* Машиностроение. В 40 томах. Том III-7. Измерения, контроль, испытания и диагностика / В. В. Клюев, Ф. Р. Соснин, В. Н. Филинов. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. www.niinn.ru (дата обращения 27.09.2010).
4. ГОСТ 7217-87. Машины электрические вращающиеся. Двигатели асинхронные. Методы испытаний.

Статья поступила в редакцию 07.10.10.

A. V. Egorov, S. V. Zverev

INERTIAL METHOD OF FOREST COMPLEX MACHINERY GEAR REDUCERS ENERGETIC EFFICIENCY EVALUATION

A method of gear reducers energetic efficiency evaluation in the forest cars is offered and scientifically grounded. The method allows to value friction loss in the power motor, bearing units of the power motor and gear reduction, in redactor gearing both at the stage of complete product control and in the process of its exploitation, servicing and maintenance. The method can be implemented as universal as particularized hardware and software program complexes.

Key words: *inertness, inertial diagnostics, energy efficiency, gear reducers.*

ЕГОРОВ Алексей Васильевич – докторант, кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин МарГТУ. Область научных интересов – энергоэффективность и энергосбережение. Автор более 60 публикаций.

E-mail: Egorov@marstu.net

ЗВЕРЕВ Сергей Владимирович – аспирант кафедры транспортно-технологических машин МарГТУ. Область научных интересов – энергоэффективность и энергосбережение. Автор семи публикаций.

E-mail: day_to_day@mail.ru