

УДК 621.313.017

В.А. МАТУСЕВИЧ, Б.П. КАЛИНИН*Государственное предприятие «Харьковское агрегатно-конструкторское бюро»,
Украина***О ВЫБОРЕ МЕТОДИКИ РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ
В ЖИДКОСТНО-ЗАПОЛНЕННОМ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕ**

Выполнено сравнение результатов расчета гидравлических потерь в жидкостно-заполненном электрическом двигателе по различным методикам с результатами экспериментов. Выбрана методика, обеспечивающая удовлетворительную точность расчетов для электрических двигателей, внутренние полости которых заполнены керосином и АМГ-10.

авиационный двигатель, топливный насос, жидкостно-заполненный электродвигатель, гидравлические потери, методики расчета

В качестве топливных насосов авиационных двигателей в последнее время все чаще используют насосы с приводом от управляемого электродвигателя. С целью упрощения конструкции электродвигателя привода таких насосов часто выполняют с заполнением внутренних полостей топливом.

При заполнении внутренних полостей электрической машины жидкостью существенно возрастают коэффициенты теплоотдачи от внутренних поверхностей, что ведет к интенсификации переноса теплоты от активных частей к оболочке. Это может позволить существенно снизить нагрев обмотки при той же мощности машины или же увеличить ее мощность. Однако это возможно только при условии, что гидравлические потери невелики.

Величина гидравлических потерь может достигать 40% и более всех потерь жидкостно-заполненного электрического двигателя (далее – ЖЗЭД). При неудачно выбранной конструкции, большой частоте вращения ротора и значительной вязкости жидкости, заполняющей внутренние полости, тепловой режим ЖЗЭД может быть существенно худшим, чем у двигателя обычного исполнения (сухого).

Поэтому уже на начальной стадии разработки конструкции ЖЗЭД необходимо иметь оценку ве-

личины гидравлических потерь, обусловленных вращением ротора в жидкости.

Гидравлические потери ЖЗЭД складываются /1/ из потерь на трение:

- цилиндрических поверхностей ротора и уплотнений (цилиндрические потери);
- торцевых поверхностей ротора (дисковые потери);
- в опорных и упорных подшипниках.

Относительная доля составляющих потерь неодинакова. По данным, приведенным в работе [1], основной вклад приходится на долю цилиндрических потерь (главным образом – потерь в зазоре «ротор-статор») – 60% и более суммарных гидравлических потерь. Дисковые потери не превышают 10%, а потери в подшипниках – 20 – 30% величины суммарных гидравлических потерь.

Вследствие сложности геометрии электрической машины, неопределенности полей скоростей и температур теплоносителя точный расчет гидравлических потерь в настоящее время вряд ли возможен, поэтому при проектировании производится обычно их приближенная оценка.

Существует несколько методик расчета гидравлических потерь в ЖЗЭД.

В работе [2] приближенный расчет гидравлических потерь в ЖЗЭД предлагается производить по формулам для цилиндра и диска, вращающихся в свободном пространстве:

$$P_{mp_ц} = C_{fц} * \pi * \rho * \omega^3 * R^4 * L; \quad (1)$$

$$P_{mp_д} = C_{fд} * \pi * \rho * \omega^3 * R^5, \quad (2)$$

где $C_{fц}$, $C_{fд}$ – опытные коэффициенты трения для цилиндра и диска;

ρ – плотность среды;

ω – угловая скорость ротора;

R , L – внешний радиус и длина цилиндрической части ротора.

Коэффициент трения в зазоре между ротором и статором предлагается определять по зависимостям, приведенным в работе [3]:

- при чисто ламинарном течении ($Ta < Ta_{кр1}$):

$$C_{fц} = (2 / Re_{\omega}) * ((1 + \delta / R)^2 / (1 + 0,5 * \delta / R)),$$

где $Ta = Re_{\omega} * \sqrt{\delta / R}$ – число Тейлора;

$Re_{\omega} = \frac{\omega \cdot R \cdot \delta}{\nu}$ – число Рейнольдса по окружной скорости;

$Ta_{кр1} = 41,2$ – первое критическое число Тейлора, соответствующее переходу от чисто ламинарного течения к ламинарному течению с макровихрями;

δ – величина зазора «ротор – статор»;

- при ламинарном течении с макровихрями ($Ta_{кр1} < Ta < Ta_{кр2}$):

$$C_{fц} = 0,46 * (\delta / R)^{0,25} / \sqrt{Re_{\omega}},$$

где $Ta_{кр2} = 0,702 * Re^{0,845}$ – второе критическое число Тейлора, соответствующее переходу от ламинарного течения с макровихрями к турбулентному течению;

Re – число Рейнольдса по осевой скорости в зазоре между ротором и статором;

- при турбулентном течении ($Ta > Ta_{кр2}$):

$$C_{fц} = 0,106 * \sqrt{\delta / R} / \sqrt[3]{Ta}.$$

Расчет коэффициента трения для диска производится по формулам [4]

- $5 * 10^3 < Re_{\omega} < 10^5$:

$$C_{fд} = 0,301 * (Re_{\omega})^{-0,5}; \quad (3)$$

- $10^5 < Re_{\omega} < 10^7$:

$$C_{fд} = 0,006 * (Re_{\omega})^{-0,2}. \quad (4)$$

В работе [4] расчет гидравлических потерь ЖЗЭД также производится по формулам (1) – (2). Коэффициент дискового трения рассчитывается по формулам (3) – (4), а для расчета коэффициента трения в зазоре между ротором и статором предлагается следующее соотношение:

$$C_{fц} = (2 / Re_{\omega}) * ((1700 / Ta) + 0,21 * (1 - 1700 / Ta)) * Ta^{0,26}.$$

В работе [5] для расчета дисковых и цилиндрических потерь ЖЗЭД используются формулы:

$$P_{mp_ц} = C_{fц} * \pi * (\rho / 2) * \omega^3 * R^4 * L; \quad (5)$$

$$P_{mp_д} = C_{fд} * \pi * (\rho / 2) * \omega^3 * R^5. \quad (6)$$

Коэффициент трения в зазоре между ротором и статором и коэффициент дискового трения в зависимости от режима течения определяются следующим образом:

- при ламинарном течении ($Ta < Ta_{кр1}$):

$$C_{fц} = 4 * \sqrt{\delta / R} * Ta^{-1};$$

$$C_{fд} = 2,67 * (Re_{\omega})^{-0,5};$$

- при турбулентном течении ($Ta > Ta_{кр1}$):

$$C_{fц} = 0,01989 * Ta^{-0,2}.$$

Кроме вышеприведенных существует еще несколько методик расчета гидравлических потерь ЖЗЭД. Однако использование их для различных типов электродвигателей и различных теплоносителей затруднительно, поскольку они разработаны либо для определенного теплоносителя либо для определенного типа электрических машин. Так, методика, предлагаемая в [1], разработана для элек-

трических машин, заполненных водой. Использовать ее для электродвигателей, заполненных другим теплоносителем невозможно.

С целью оценки точности расчетов гидравлических потерь в ЖЗЭД по различным методикам были проведены испытания асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором номинальной мощностью 0,5 кВт с двумя типами теплоносителя для заполнения его внутренних полостей – АМГ-10 и керосином ТС-1. Перед проведением испытаний был демонтирован вентилятор и пазы на статоре были заполнены клеем ВК-9. Для измерения темпе-

ратуры жидкости в зазоре между ротором и статором в паз статора на расстоянии 10 мм от края со стороны щита была установлена термопара. Для измерения температуры обмотки была установлена термопара в лобовой ее части со стороны вентилятора.

При испытаниях ЖЗЭД работал в режиме холостого хода.

Номинальная частота вращения ротора – 11400 мин⁻¹.

На рис. 1 приведено сравнение результатов испытаний с расчетами по методике [2].

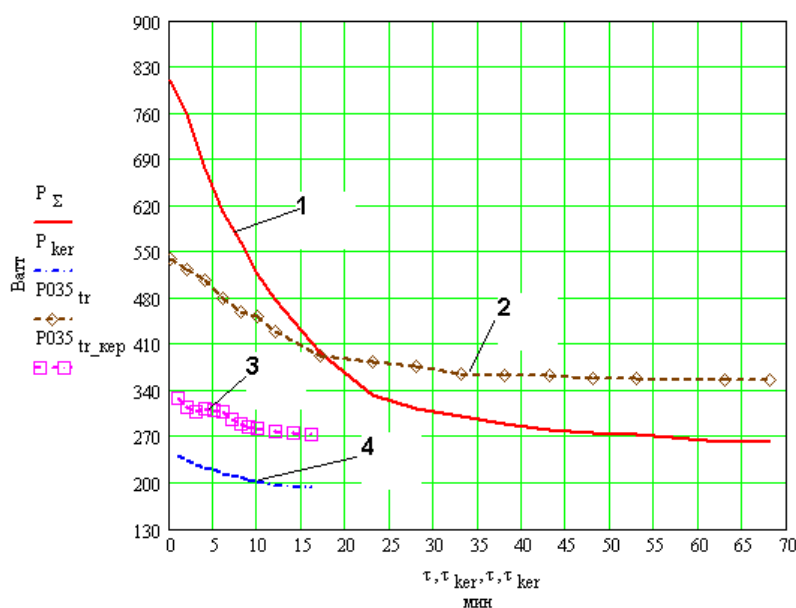


Рис. 1. Сравнение расчетов по методике [2] с результатами испытаний:
кривые 1, 2 – АМГ-10; 3, 4 – керосин ТС-1;
кривые 1, 4 – расчет; 2, 3 – испытания

Максимальная погрешность расчета составила 50%, причем для керосина расчет по методике [2] дает заниженные потери, для АМГ-10 – завышенные для холодного масла, заниженные – для горячего. Точность расчета неудовлетворительна.

На рис. 2 приведено сравнение результатов испытаний с расчетами по методике [4].

Максимальная погрешность расчета составила 34%.

Так же, как и при расчете по методике [2] расчет по [4] дает заниженные потери для керосина и за-

вышенные – для АМГ-10. Точность также весьма низка.

На рис. 3 приведено сравнение результатов испытаний с расчетами по методике [5].

Максимальное расхождение результатов расчетов и испытаний составило 14%, что следует признать удовлетворительным.

Гидравлические потери в ЖЗЭД, рассчитанные по методике [5], выше потерь, полученных в результате измерений, как для двигателя, заполненного АМГ-10, так и для двигателя, заполненного керосином.

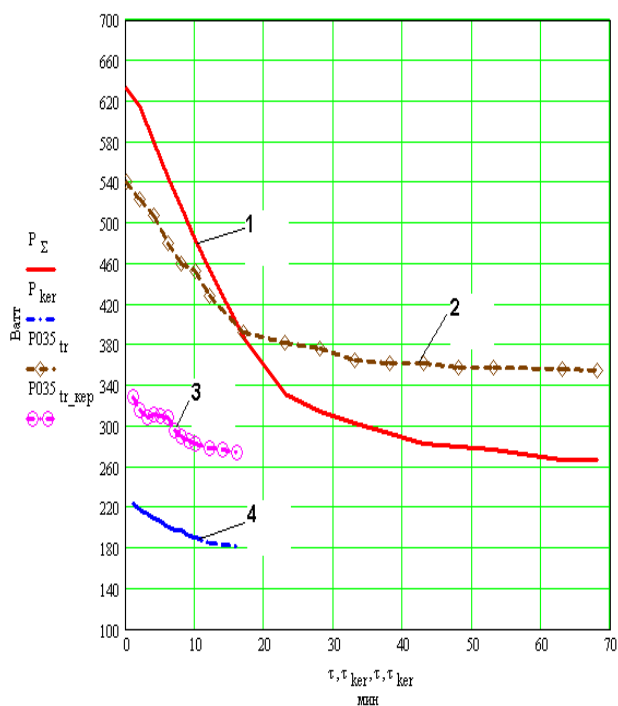


Рис. 2. Сравнение расчетов по методике [4] с результатами испытаний: кривые 1, 2 – АМГ-10; 3, 4 – керосин ТС-1; кривые 1, 4 – расчет; 2, 3 – испытания

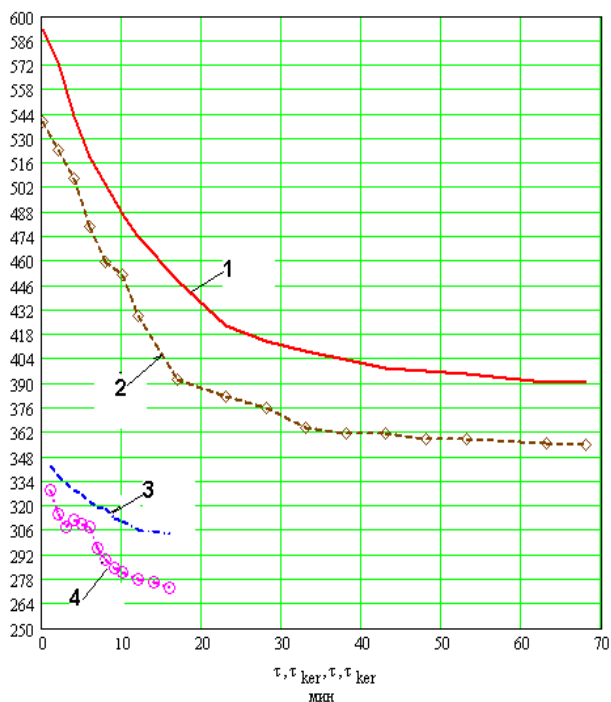


Рис. 3. Сравнение расчетов по методике [5] с результатами испытаний: кривые 1, 2 – АМГ-10; 3, 4 – керосин ТС-1; кривые 1, 3 – расчет; 2, 4 – испытания

Таким образом, проведено сравнение расчетов гидравлических потерь в ЖЗЭД по различным методикам с результатами испытаний.

Установлено, что наименьшую погрешность обеспечивает расчет по методике [5].

Расчет по этой методике дает завышенные на 14 – 17% величины гидравлических потерь.

Погрешность расчета по другим рассмотренным методикам составляет 34% и более.

Литература

1. Счастливый Г.Г., Федоренко Г.М., Терешонков В.А., Выговский В.И. Электрические машины с жидкостным охлаждением. – К.: Наук. думка, 1989. – 288 с.
2. Борисенко А.И., Костиков О.Н., Яковлев А.И.

Охлаждение промышленных электрических машин. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 296 с.

3. Щукин В.К. Теплообмен и гидродинамика внутренних потоков в полях массовых сил. – М: Машиностроение, 1970. – 331 с.

4. Токарев Б.Ф., Морозкин В.П., Тодос П.И. Двигатели постоянного тока для подводной техники. – М.: Энергия, 1977. – 184 с.

5. Ковалев Е.Б., Непочатов В.В., Дмитренко Ю.И. Исследование потерь трения в жидкозаполненном двигателе // Электротехника. – 1982. – № 8. – С. 9-13.

Поступила в редакцию 7.06. 2006

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Б. Финкельштейн, Харьковская национальная академия городского хозяйства, Харьков.