

УДК 621.43.065.5
ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ
ОХЛАЖДЕНИЯ ДВС

Занкевич В.А., к.ф.-м.н., доцент, Булко М.И., ст. препод., Тарасенко В.Е., к.т.н., доцент,
Липский В.Н., студ.

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск*

Эксергетический метод анализа работы ДВС недостаточно освещен в печати из-за его сложности и отсутствия методик расчета эксергии. Данный метод дополняет энергетический метод (метод теплового баланса) и по определению [1]: «позволяет проанализировать качественную сторону процесса превращения теплоты в работу, выявить причины и рассчитать потери работоспособности потока рабочего тела и теплоты, а значит, и предложить методы их ликвидации, что позволяет увеличить эксергетический КПД и эффективность работы установки». Эксергия по определению – это часть энергии, равная максимально полезной работе, которую может совершить термодинамическая система при переходе из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой. Иными словами эксергия является мерой, учитывающей качество энергии. Для примера рассмотрим систему охлаждения ДВС и применим для ее расчета эксергетический метод. Система охлаждения ДВС представляет собой своеобразный теплообменный аппарат. Основной задачей системы охлаждения является оптимальный отвод излишков теплоты от поршневой группы. В состав контура горячего теплоносителя входит:

- рубашка охлаждения двигателя;
- жидкостный насос;
- радиатор охлаждения жидкостного теплоносителя.

Преимуществом эксергетического метода является разбивка по контрольным сечениям на элементы, в данном случае – системы охлаждения ДВС. Рассмотрим необратимость в элементах контура горячего теплоносителя. На основе потоков эксергии через данные элементы можно определить потери эксергии, степень необратимости процессов, эксергетический КПД и представить их в диаграммах Грассмана [2].

Потоки эксергии на входе $E_{вх1}$ и выходе $E_{вых1}$ рубашки охлаждения двигателя определяются [2]

$$E_{вх1} = E_{вых1} - \sum D_{п1}, \quad (1)$$

где $\sum D_{п1}$ – суммарные потери эксергии в рубашке охлаждения двигателя.

Эффективность замкнутого кругового процесса можно проанализировать, используя уравнение Гию-Стадолы [2]

$$\sum D_{п1} = T_0 \sum \Delta S_{п1},$$

где T_0 – температура окружающей среды, $\sum \Delta S_{п1}$ – суммарное приращение энтропии через i -е контрольное сечение.

Данные потери эксергии

$$\sum D_{п1} = D_{\Delta T_1} + D_{\Delta T_2} + D_{\Delta p_1} + D_{\Delta x} + D_x, \quad (2)$$

где $D_{\Delta T_1}$ – потери потока эксергии от конечной разности температур на входе и выходе рубашки охлаждения по ходу движения теплоносителя, $D_{\Delta T_2}$ – потери эксергии от разности температур перпендикулярно движению теплоносителя и данные потери связаны с теплообменом в окружающую среду, $D_{\Delta p_1}$ – потери эксергии от гидравлического сопротивления на входе и выходе, $D_{\Delta x}$ – потери эксергии за счет разности теплопроводности поршневой груп-

пы, D_{xi} – необратимые потери эксергии за счет изменения химического состава теплоносителя (для тосола и дистиллированной воды $D_{xi} = 0$). Эксергетический КПД данного элемента

$$\eta_{Э1} = 1 - \frac{\sum D_{i1}}{E_{вх1}} \quad (3)$$

На выходе удельная энтальпия горячего теплоносителя $h_{вх1}$ не должна превышать энтальпию кипения при давлении на выходе $h_{тп}$ и соотношение $h_{вх1}/h_{тп}$ должно иметь постоянное значение. Расчеты потерь эксергии $D_{\Delta T_1}, D_{\Delta T_2}, D_{\Delta p_1}, D_{\Delta p_2}, D_{xi}$ общеизвестны [2] и для точного расчета необходимо знать массовый расход теплоносителя, размеры рубашки охлаждения двигателя.

Во втором элементе (водяной насос) потери эксергии обусловлены: а) механическими потерями эксергии в подшипниках насоса; б) потерями эксергии гидравлического потока на входе и выходе; в) потерями эксергии за счет кинетической энергии потока по движению теплоносителя; г) тепловыми потерями эксергии за счет нагрева кожуха насоса; д) потери эксергии на работу сжатия (политропный процесс) теплоносителя. Эксергетический КПД на данном элементе $\eta_{Э2}$, а эффективный КПД насоса $\eta_2 = \eta_{M2} \eta_{L2}$. В системе охлаждения ДВС, как правило, используют центробежные насосы, поэтому температура на конце лопасти крыльчатки выше чем в центре, что приводит к нагреву кожуха насоса и большим необратимым потерям теплоты в окружающую среду. Поэтому на термограммах в области расположения насоса наблюдается высокая температура [3]. Эксергетический КПД на двух элементах $\eta_{Э1-II} = \eta_{Э1} \eta_{ЭII}$.

Горячий теплоноситель поступает в верхний бачок жидкостного радиатора. Данный радиатор относится к компактным теплообменным аппаратам (ТА) с перекрестным движением теплоносителей. Конструктивный расчет данных ТА заложен в [4] и данный подход применен для конструктивных расчетов жидкостных радиаторов ДВС [5-7].

Для определения потоков эксергии в жидкостном радиаторе необходимо проанализировать поток эксергии холодного теплоносителя (воздуха). Удельная энтальпия воздуха h'_a можно записать

$$h'_a = h'_{en} + h'_{en} + h'_n, \quad (4)$$

где h'_{en} – удельная энтальпия сухого воздуха, $h'_{en} = f(p_6, T_0)$; h'_{en} – удельная энтальпия насыщенного пара, зависящая от температуры окружающей среды T_0 , барометрического давления p_6 , влагосодержания d , относительной влажности φ ; h'_n – удельная энтальпия пыли в воздухе, зависящая от T_0 и d .

Рассмотрим потери потока эксергии со стороны горячего теплоносителя в жидкостном радиаторе: а) нагревание верхнего бачка приводит к передаче теплоты в окружающую среду за счет лучистого конвективного теплообмена D_{3II} ; б) потери потока эксергии через стенки трубного ряда жидкостного радиатора за счет разности температур на входе и выходе D_{32} , в) потери потока эксергии за счет гидравлического сопротивления через «живое» сечение пучка трубок $D_{3лр}$. Со стороны холодного теплоносителя потери эксергии вызваны: а) за счет работы вентилятора, т.е. за счет аэродинамического давления на его входе и выходе; б) потери потока эксергии за счет отбора теплоты от внешних стенок трубных рядов и оребренных поверхностей; в) необратимость, вызванная попаданием и прилипанием пыли на стенки трубного ряда и пластины, что приводит к уменьшению коэффициента теплоотдачи.

По характеристикам жидкостного радиатора и режимам работы трактора МТЗ «Беларус-3022ДВ» [7] при $\varphi = 70\%$, $p_6 = 760$ мм.рт.ст., $t_0 = 20^\circ\text{C}$ и $h_n = 0$ (см. выражение 4) эксер-

гетический КПД радиатора $\eta_{\text{жс}} = 0,38$, а при тех же условиях и слое пыли 0,5 мм эксергетический КПД уменьшается $\eta_{\text{жс}} = 0,29$.

На основании данных потерь эксергии на входе и выходе можно определить потери энергии на каждом элементе системы охлаждения ДВС, а также способ их уменьшения.

Предложенные подходы важны для создания имитационных моделирующих программ по расчетам блока радиаторов мобильных транспортных средств.

Данный подход потерь эксергии в системе охлаждения ДВС важен при расчете теплообменников мини-ТЭЦ на основе поршневых ДВС.

В сообщении проанализированы потери потоков эксергии в системе охлаждения ДВС. Данный анализ важен для составления методик определения эксергетического КПД систем охлаждения ДВС.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теплотехника / под ред. Баскакова А.П. – М.: Энергоиздат, 1982. – 267 с.
2. Эксергетические расчеты теплотехнических систем: справочное пособие / под ред. Долгинского А.А., Бродянского В.М. – Киев, Навук. думка, 1991. – 360 с.
3. Занкевич, В.А., Применение тепловизионных систем для оценки теплонапряженности деталей автотракторного двигателя / В.А. Занкевич, В.Е. Тарасенко [и др.] // доклады Международ. науч.-практ. конф. «Инновационные технологии в производстве и переработке сельскохозяйственной продукции», 14-15 апреля, Минск, 2011 г. С.52-55.
4. Керн Д., Краус А. Развитие поверхности теплообмена. – М.: Энергия, 1977. – 464 с.
5. Железко, Б.Е. и др. Термодинамика, теплопередача и двигатели внутреннего сгорания / Под ред. Железко Б.Е. – Мн.: Высшая школа, 1985. – 271 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания: динамика и конструирование: учеб. для вузов: в 3 кн. / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – 3-е изд., перераб. и испр. – М.: Высшая школа, 2007. – Кн. 3. – 414 с.
7. Тарасенко, В. Е. Обеспечение температурного режима системы охлаждения дизеля сельскохозяйственного трактора совершенствованием жидкостного и воздушного контуров: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / В. Е. Тарасенко. – Минск, 2009. – 179 л.

УДК 621.316

ФОРМИРОВАНИЕ ОРТОГОНАЛЬНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ВХОДНЫХ СИГНАЛОВ В МИКРОПРОЦЕССОРНОЙ ТОКОВОЙ ЗАЩИТЕ ЛИНИЙ ОТ МЕЖДУФАЗНЫХ КОРОТКИХ ЗАМЫКАНИЙ

Булойчик Е. В.

*УО «Белорусский национальный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь*

Микропроцессорные токовые защиты применяются в радиальных распределительных сетях с одним источником питания для защиты линий от междуфазных коротких замыканий (КЗ). Входными сигналами таких защит являются токи линии, которые могут быть представлены эквивалентными ортогональными составляющими (ОС).

Получение ОС в микропроцессорных защитах возможно в аналоговом, цифровом или смешанном аналого-цифровом видах с помощью соответствующих формирователей. Однако использование аналоговых формирователей оказывается недостаточно эффективным, так как усложняет аналоговую часть защиты, не исключая при этом фазочастотные погрешности в диапазоне изменений промышленной частоты, поэтому предпочтительно использование цифровых методов формирования ортогональных составляющих.

Одним из такого рода методов, получивших широкое распространение, является алгоритм Фурье, обладающий существенным недостатком: правильное формирование ОС может быть обеспечено лишь при интервале наблюдения за входными величинами, равном периоду