

4. Анализ фазовых портретов позволяет определить δ - и ε - окрестности точек устойчивых СРД, и, тем самым, перейти к устойчивости в большем: учитывать параметры конкретного автомобиля и переходные процессы с обозначенными эластичными двигателями.

Литература

1. Макаров, В.А. Наукові основи поліпшення курсової стійкості руху легкового автомобіля: автореф. дис. ...д-ра техн. наук 05.22.02 / В.А. Макаров. – Київ, 2011.

2. Петров, О.В. Поліпшення показників курсової стійкості руху транспортних засобів з урахуванням технічного стану їх шин: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.02 / О.В. Петров. – Київ, 2008 – 20 с.

УДК 621.431.73-729.5.001.57

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЖИДКОСТНО- МАСЛЯНЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ ДЛЯ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

APPLICATION OF THE METHOD MATHEMATICAL MODELLING AT DESIGN OF LIQUID AND OIL HEAT EXCHANGERS FOR VEHICLES

Николаевич А.И., кандидат технических наук, доцент;
Буяшов В.П., кандидат технических наук, доцент
(Белорусский национальный технический университет)

Nikolaevich A.I., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor;
Buyashov V.P., Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
(Belarusian National Technical University)

Аннотация. В статье приведена методика математического моделирования для создания типоразмерного ряда жидкостно-масляных теплообменников (ЖМТ) для двигателей автотранспортных средств. Указывается, что по результатам математического моделирования и выполненных на ЭВМ расчетов составлены таблицы и построены номограммы, с помощью которых были определены основные теплогидравлические и конструктивные параметры ЖМТ для двигателей автотранспортных средств. Это обеспечивает значительное сокращение времени и трудозатрат на разработку (проектирование) ЖМТ для двигателей автотранспортных машин.

Abstract. *The technique of mathematical modeling for creation of a tiporazmerny number of the liquid and oil heat exchangers (LOHE) for engines of vehicles is given in article. It is specified that by results of mathematical modeling and calculations executed on the COMPUTER tables are made and nomograms by which the key teplogidravli-chesky and design data of ZhMT for engines of vehicles have been determined are constructed. It provides considerable reduction of time and labor costs on development (design) of ZhMT for engines of motor transportation cars.*

Введение

Создание совершенных конструкций теплообменных аппаратов авто-тракторного типа невозможно без повышения точности конструкторских расчетов. Традиционные единичные методы расчета имеют существенные недостатки. Во-первых, это большая трудоемкость конструкторского расчета теплообменных аппаратов при создании каждой модели автотранспортного средства вместо выбора аппаратов из типоразмерного ряда со всеми необходимыми параметрами. Во-вторых, значительные затраты времени на разработку (проектирование) и расчет теплообменных аппаратов. Поскольку в настоящее время отсутствует единая методика расчета ЖМТ для двигателей автотранспортных средств, то для расчета их основных параметров типоразмерного ряда была разработана методика теплогидравлического расчета, которая имеет существенные преимущества перед известными разрозненными методиками [1]. Главной отличительной особенностью предлагаемой методики является применение математического (численного) моделирования и эффективного использования технических средств расчета ЭВМ при конкретных краевых условиях задачи. Это обеспечивает значительное сокращение трудоемкости и сроков на проектирование и доводку теплообменных аппаратов.

Основная часть. Теоретические исследования по созданию типоразмерного ряда ЖМТ

Охлаждение смазочного масла в современных автотракторных и комбайновых двигателях в основном осуществляется с помощью воздушно-масляных радиаторов [2]. В последние годы наметилась определенная тенденция к переходу от традиционных воздушно-масляных радиаторов к жидкостно-масляным теплообменникам ЖМТ, в которых охлаждение смазочного масла производится непосредственно охлаждающей жидкостью [2, 3]. Это объясняется рядом преимуществ, имеющих место при использовании ЖМТ: снижаются габаритные и массовые показатели теплообменника; обеспечивается более стабильная температура масла, близкая к оптимальной, вне зависимости от режимов и условий эксплуатации двигателя; исключается воздей-

ствие низких температур окружающего атмосферного воздуха непосредственно на масло; упрощается техническое обслуживание автотранспортной машины из-за более свободного доступа для очистки внешних поверхностей жидкостного радиатора и т.д. Поэтому на зарубежных двигателях автотракторного типа с жидкостным охлаждением такие теплообменники нашли широкое применение. Применение ЖМТ не вызывает дополнительных компоновочных затруднений, его конструкция пластинчато-ребристого (блочного) типа выполнена из алюминиевых сплавов. Дано технико-экономическое обоснование целесообразности их применения на двигателях технических систем. При создании теплообменников была разработана методика теплогидравлического расчета с использованием персональных ЭВМ [1].

Основной величиной при расчете теплообменных аппаратов является активная поверхность охлаждения F_T , которая определяется из формулы Ньютона:

$$Q = F_T k \Delta T, \quad (1)$$

где Q – количество теплоты, отводимое от смазочного масла в двигателе автотранспортного средства (из теплового баланса), кВт;

F_T – активная поверхность охлаждения теплообменника, м²;

k – коэффициент теплопередачи между двумя средами (например, между охлаждающей жидкостью и смазочным маслом двигателя автотранспортного средства, кВт/(м²·К);

$\Delta T^{\text{лог}}$ – средний логарифмический температурный перепад между охлаждающей жидкостью и смазочным маслом, К.

Тогда

$$F_T = Q / (k \Delta T^{\text{лог}}). \quad (2)$$

Общий коэффициент теплопередачи (теплоотдачи) между охлаждающей жидкостью и смазочным маслом двигателя автотранспортного средства определялся по зависимости

$$k = (\alpha_{\text{ж}} + \alpha_{\text{м}}) / (\alpha_{\text{ж}} \alpha_{\text{м}}), \quad (3)$$

где $\alpha_{\text{м}}$ – коэффициент теплоотдачи от смазочного масла двигателя к стенке теплообменника, кВт/(м²·К);

$\alpha_{\text{ж}}$ – коэффициент теплоотдачи от стенки теплообменника к охлаждающей жидкости (воде, антифризу, тосолу и т.д.), кВт/(м²·К).

На рисунке 1 приведены графические зависимости коэффициентов теплоотдачи $\alpha_{\text{ж}}$ и $\alpha_{\text{м}}$ от скорости движения теплоносителей охлаждающей жидкости $V_{\text{ж}}$ и смазочного масла $V_{\text{м}}$ по каналам теплообменника.

Коэффициенты теплоотдачи для двигателей автотранспортных средств [1, 2]:

– дизели – $\alpha_{ж} = 6,97-9,3$ кВт/(м²·К) при скорости охлаждающей жидкости $V_{ж} = 0,1-0,5$ м/с; $\alpha_{м} = 1,4-2,6$ кВт/(м²·К) при скорости масла $V_{м} = 0,2-0,8$ м/с [1, 2].

– карбюраторные двигатели – $\alpha_{ж} = 7,3-8,6$ кВт/(м²·К) при скорости охлаждающей жидкости $V_{ж} = 0,3-0,7$ м/с; $\alpha_{м} = 2,1-4,8$ кВт/(м²·К) при скорости масла $V_{м} = 0,2-0,9$ м/с.

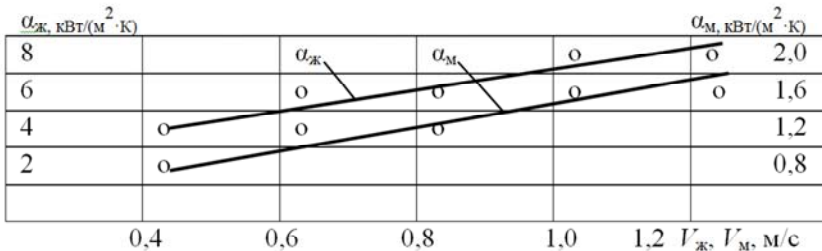


Рисунок 1 – Зависимости коэффициентов теплоотдачи от скорости движения жидкости и масла по каналам теплообменника

Средний логарифмический температурный перепад между охлаждающей жидкостью и смазочным маслом определяется по формуле

$$\Delta T^{\text{лог}} = \ln [(T^{\text{вх.м}} + T^{\text{вых.м}})/(T^{\text{вх.ж}} + T^{\text{вых.ж}})], \quad (4)$$

где $T^{\text{вх}}$ – температура среды (масла и жидкости) на входе в теплообменник;
 $T^{\text{вых}}$ – температура среды (масла и жидкости) на выходе из теплообменника.

Гидравлическое сопротивление определялось по зависимости:

$$\Delta P_{\text{Т}} = \Delta P_{\text{ТР}} + \Delta P_{\text{МЕСТ}}, \quad (5)$$

где $\Delta P_{\text{Т}}$ – полное гидравлическое сопротивление, МПа;
 $\Delta P_{\text{ТР}}$ – гидравлическое сопротивление трению (по длине), МПа;
 $\Delta P_{\text{МЕСТ}}$ – местные гидравлические сопротивления, МПа.

$$\Delta P_{\text{ТР}} = \lambda(l/d) \times (V^2/2g), \quad (6)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения;
 l – длина участка;
 d – диаметр трубы (сечение канала);
 V – средняя скорость потока.

$$\Delta P_{\text{МЕСТ}} = \xi (v^2/2g), \quad (7)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления (коэффициент местных потерь напора, который зависит только от вида местного сопротивления);

v – средняя скорость потока, которая обычно берется в сечении после местного сопротивления;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

Значения коэффициентов местных сопротивлений определяют на основании опытных данных с помощью формул.

Составив алгоритм математического (численного) моделирования основных теплогидравлических и конструктивных параметров и, производя расчет на ПК, были составлены таблицы и построена номограмма параметров типоразмерного ряда ЖМТ автотранспортных средств. Номограмма основных параметров теплообменников приведена на рисунке 2.

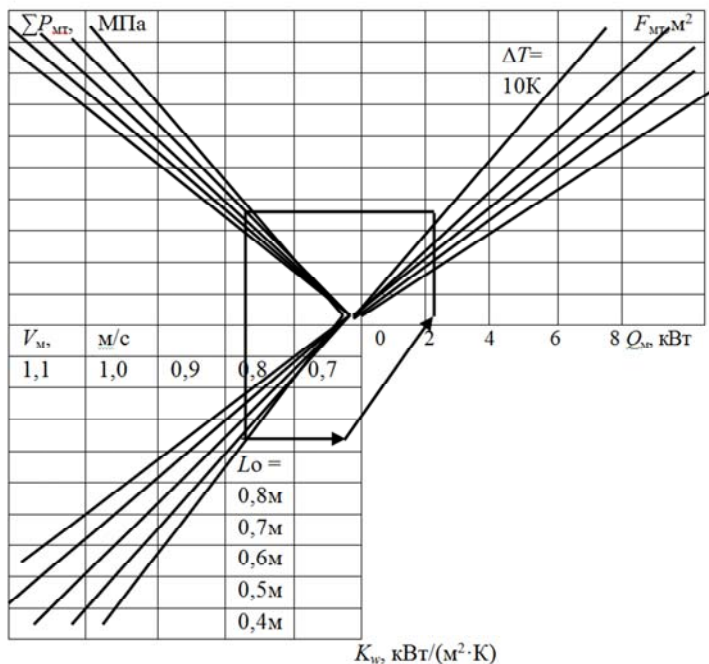


Рисунок 2 – Номограмма для определения активной поверхности теплообмена по маслу ($F_{\text{МТ}}$) и гидравлического сопротивления ($P_{\text{МТ}}$) ЖМТ автотранспортных средств

По приведенной номограмме можно определять основные теплогидравлические и конструктивные параметры теплообменников автотранспортных средств. Стрелками показано определение теплогидравлических показателей теплообменников для двигателей автотранспортных средств.

Заключение

На основании полученных результатов теоретических исследований представляется возможным сделать следующие выводы:

1. Традиционные единичные методы расчета имеют существенные недостатки: большая трудоемкость конструкторского расчета теплообменных аппаратов при создании каждой модели автотранспортной машины вместо выбора аппаратов из типоразмерного ряда со всеми необходимыми параметрами, значительные затраты времени на разработку (проектирование) и расчет теплообменных аппаратов.

2. Применение метода математического моделирования позволило создать параметрический (типоразмерный) ряд ЖМТ, а также сократило время на разработку (проектирование) и доводку теплообменных аппаратов для двигателей автотранспортных машин.

3. По результатам математического моделирования и выполненных на ЭВМ расчетов составлены таблицы и построена номограмма типоразмерного ряда ЖМТ для двигателей автотранспортных средств.

4. Перспективы дальнейших теоретических исследовательских работ в данном направлении состоят в разработке (создании) автоматизированной программы расчета теплообменных аппаратов для двигателей технических систем.

Литература

1. Глушаков, В.С. Применение метода математического моделирование при проектировании жидкостно-масляных теплообменников для тракторных двигателей / В.С. Глушаков, А.И. Якубович, А.И. Николаевич. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1987. – № 4. – 799 с.

2. Системы охлаждения двигателей сельскохозяйственных тракторов и пути их совершенствования / П.А. Амельченко [и др.] // Сер. Тракторы и двигатели. Вып. 1. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1990. – 49 с.

3. Николаевич, А.И. Повышение надежности технических систем применением алюминиевых жидкостно-масляных теплообменников / А.И. Николаевич // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: сб. докладов республиканской научно-практической конференции на 20-й Международной специализированной выставке «Белагро - 2010», Минск, 10 июня 2010 г. – Минск: «ГИВЦМинсельхозпрода», 2011. – С. 152–156.