

**Е. В. МАРЦЕНЮК, Ю. А. ЗЕЛЁНЫЙ, С. Б. РЕЗНИК, Р. Р. КЛИМИК, Т. В. КУЛИК**

## **ИДЕНТИФИКАЦИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА ТУРБИНЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИСПЫТАНИЙ**

Решена задача по определению граничных условий конвективного теплообмена для корпуса турбины на основе результатов испытаний авиационного двигателя. Достигнуто повышение точности расчетов граничных условий 3-го рода по удельному тепловому потоку при сложном характере течения окружающей среды. Для этого введена поправка к расчетному значению коэффициентов теплоотдачи, учитывающая теплообмен внутри детали посредством теплопроводности материала. Выполнено сравнение восстановленного поля температур корпуса турбины с экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** турбина, конвекция, теплопроводность, обратная задача, коэффициент теплоотдачи.

**Введение.** При математическом моделировании теплового состояния конструкций наиболее часто используют граничные условия третьего рода. Основным источником погрешностей в данных задачах, как правило, выступают значения коэффициентов теплоотдачи.

Коэффициент теплоотдачи является комплексной характеристикой интенсивности теплообмена между поверхностью и текущим вдоль нее потоком жидкости или газа. Он зависит от большого количества физических, геометрических и режимных параметров процесса теплообмена. В связи с этим вывод прямых аналитических зависимостей для расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи на основе фундаментальных знаний о природе процессов теплопереноса в пространстве не представляется возможным.

Существуют различные возможности для определения численных значений коэффициентов конвективной теплоотдачи в конкретных условиях протекания теплообменного процесса.

Классическая инженерная методика расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи базируется на теории подобия. В ее основе лежит использование критериальных уравнений алгебраического типа, которые для каждого набора условий протекания теплообменного процесса обобщают экспериментальные данные по различным веществам, выступающим в роли теплоносителей. Другими словами, критериальные уравнения представляют собой результат многомерной аппроксимации, а, следовательно, их использование в каждом конкретном случае приводит к погрешностям, слабо поддающимся оценке. Как правило, погрешность расчета коэффициентов конвективной теплоотдачи по критериальным уравнениям составляет 30 – 50%.

Другой путь связан с непосредственным измерением температурных полей в лабораторных или промышленных условиях на действующем оборудовании для исследуемых условий протекания теплообменных процессов и видов теплоносителей. По результатам измерений температурных полей могут быть вычислены локальные значения коэффициентов теплоотдачи.

Существуют такие методики расчета коэффициентов теплоотдачи по экспериментальным данным:

– расчет по определению коэффициента теплоотдачи как удельного количества тепла, приходящегося на единицу площади поверхности теплообмена в единицу времени, отнесенного к единичной разности температур поверхности и определяющей температуры потока. Этот способ широко освещен в литературе и является своего рода классическим;

– итеративный алгоритм нахождения коэффициента теплоотдачи, в котором при каждой итерации решается прямая задача теплопроводности, то есть рассчитывается температурное поле в моделируемых условиях и корректируется значение коэффициента теплоотдачи, входящего в граничные условия задачи теплопроводности; итерации выполняются до приемлемого совпадения расчетного и измеренного температурных полей. Этот способ целесообразно использовать в оценочных расчетах;

– прямой расчет коэффициента теплоотдачи по результатам решения обратной задачи теплопроводности для исследуемого процесса. Этому посвящено много работ, но их результаты часто оказываются не адаптированными для решения прикладных инженерных задач.

**Постановка задачи.** Температурное состояние корпусов турбины определяется в основном конвективным теплообменом с внешней средой и контактным теплообменом с сопряженными деталями.

Основным способом определения теплового состояния деталей турбины в настоящее время является расчет по методу конечных элементов в двумерной, а также пространственной постановке.

В качестве теплового нагружения применяются граничные условия 3-го рода – коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  и температура окружающей среды  $T_f$ . Величина  $T_f$  должна быть задана по определению и обычно представляет собой температуру среды, омывающей поверхность теплообмена.

Сложность геометрической формы деталей турбины и характера течения среды, вдоль омываемых поверхностей, диктует необходимость определения коэффициентов теплоотдачи на основании опытных данных. Так, в результате эксперимента имеется распределение температуры среды в окрестностях исследуемой детали и локальные значения температур омываемых поверхностей на отдельно выбранных участках. Используя экспери-

ментальные данные, локальные значения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_j$  можно определить по формуле:

$$\alpha_i = q_{w_i} (T_i - T_{f_i}), \quad (1)$$

где  $q_{w_i}$  – удельный тепловой поток в  $i$ -й точке с координатами  $(x_i, y_i)$ ;  $T_i$  – температура поверхности детали в  $i$ -й точке;  $T_{f_i}$  – температура среды в окрестностях  $i$ -й точки.

Для получения более полной картины о тепловом состоянии конструкции, была решена прямая задача теплопроводности с использованием граничных условий первого рода, которые задавались в местах установки термомпар. В результате получено распределение удельного теплового потока и значения температуры стенки по всей детали. Таким образом, исходными данными для идентификации граничных условий конвективного теплообмена явились результаты испытаний и численного моделирования процесса теплопроводности корпуса турбины.

Следует отметить, что в соответствии с алгоритмом программного комплекса, используемого для нахождения удельных тепловых потоков, формула (1) справедлива для случая, когда значения граничных условий вдоль стенки остаются неизменными. Следовательно, необходимо внести коррекцию локального значения коэффициента теплоотдачи, учитывающую изменение параметров окружающей среды.

Для достижения поставленных целей были намечены следующие задачи:

- 1) определение поправки для коэффициентов теплоотдачи, учитывающей неоднородность теплового воздействия на тело простой формы;
- 2) назначение участков теплообмена и расчет коэффициентов теплоотдачи для корпуса турбины авиационного двигателя по ограниченным экспериментальным данным;
- 3) идентификация граничных условий теплового нагружения корпуса турбины.

**Учет неоднородности теплового воздействия.** Анализируя условия работы корпуса турбины, можно отметить, что параметры газового (воздушного) потока в пределах одной поверхности изменяются монотонно, либо остаются постоянными. Данное обстоятельство позволяет использовать расчетную схему, в которой граничные условия приняты постоянными в пределах отдельных выделенных участков теплообмена, а переход от одного участка к другому происходит с незначительными приращениями температуры среды и (или) коэффициента теплоотдачи.

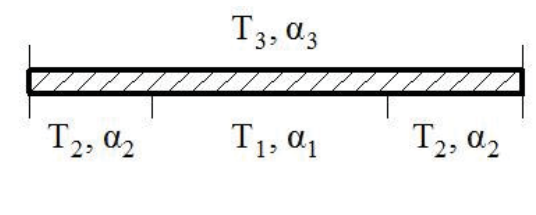


Рис. 1 – Расчетная схема тестовой модели.

– профиль параметров газового потока вдоль внутренней стенки является симметричным с экстремумом, расположенным в средней части цилиндра – три участка с условиями  $(T_1, \alpha_1)$  и  $(T_2, \alpha_2)$ ;

– воздушный поток вдоль наружной стенки цилиндра является наиболее холодным, а параметры этого потока остаются неизменными – один участок с условиями  $(T_3, \alpha_3)$ ;

– на торцевых стенках цилиндра тепловые нагрузки отсутствуют.

Введено дополнительное ограничение, не противоречащее условиям обтекания корпуса: коэффициенты теплоотдачи на всех участках приняты равными друг другу, то есть  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3$ ; а разница температур газового потока не превышает 10%, то есть  $0,9 \leq (T_2 / T_1) \leq 1,1$   $0,9 \leq (T_3 / T_1) \leq 1,1$ .

Далее выполнен ряд расчетов прямой задачи теплопроводности для различных граничных условий 3-го рода. Расчеты отличались значениями коэффициентов теплоотдачи, варьирование которых задавалось так, чтобы перекрыть диапазон возможных значений коэффициентов на корпусе турбины. Результаты одного из вариантов расчета представлены на рис. 2.

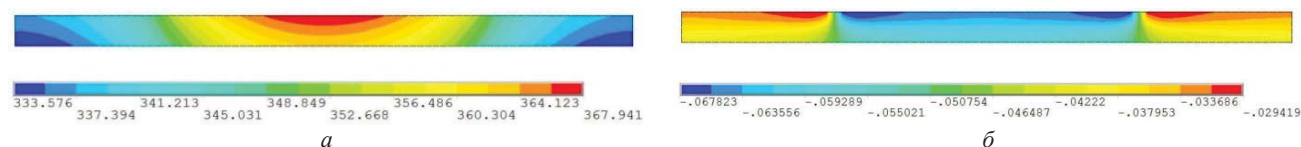


Рис. 2 – Результаты теплового расчета тестовой модели: а – поле температур; б – нормальный удельный тепловой поток.

Следующим шагом стало определение, в соответствии с формулой (1), локальных значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{cal_i}$  для каждого узла расчетной сетки, расположенного на омываемых поверхностях, и вычисление несоответствия расчетных значений заданному:

$$\alpha_{cor_i} = \alpha_{set} - \alpha_{cal_i}, \tag{2}$$

где  $\alpha_{cor_i}$  – поправка к локальному расчетному значению коэффициента теплоотдачи  $\alpha_{cal_i}$ ;  $\alpha_{set}$  – известное заданное значение коэффициента теплоотдачи на выделенном участке теплообмена.

Определив, на какую величину необходимо скорректировать значения нормального удельного теплового потока:

$$q_{cor_i} = \alpha_{cor_i} (T_i - T_{f_i}), \tag{3}$$

представили данную поправку в виде безразмерной функции. Поскольку необходимо установить связь между величиной требуемой поправки и передачей тепла вдоль стенки, аргументом предложенной функции назначено отношение удельного теплового потока, направленного вдоль стенки  $(q_{cal_i})_\tau$ , к потоку, направленному по нормали к стенке  $(q_{cal_i})_r$ . Как видно из рис. 3, расчетные точки хорошо ложатся на кривую, описываемую уравнением параболы:

$$\left| \frac{q_{cor_i}}{(q_{cal_i})_r} \right| = b_0 + b_1 \left| \frac{(q_{cal_i})_\tau}{(q_{cal_i})_r} \right| + b_2 \left| \frac{(q_{cal_i})_\tau}{(q_{cal_i})_r} \right|^2. \tag{4}$$

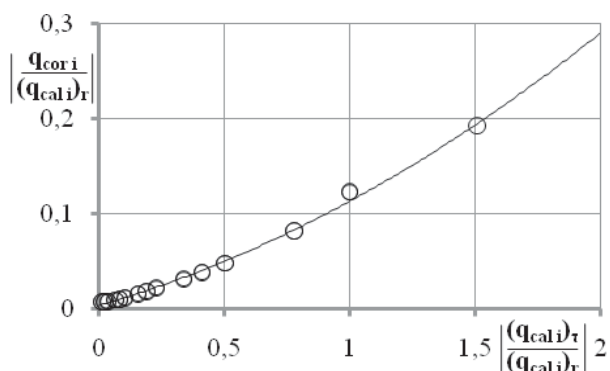


Рис. 3 – Связь между коррекцией и расчетными значениями удельных тепловых потоков.

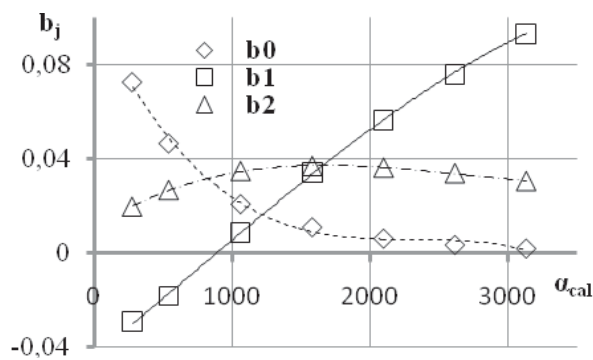


Рис. 4 – Влияние средней величины коэффициента теплоотдачи на коэффициенты уравнения (4).

Вполне очевидно, что кривая, представленная на рис. 3, будет зависеть от таких факторов, как теплопроводность материала, разница температур окружающей среды и среднее значение коэффициентов теплоотдачи на соседних участках. Пофакторный анализ поведения предлагаемой функции показал, что коэффициенты параболы  $b_j$  могут быть описаны полиномиальной зависимостью типа

$$b_j = c_{j,0} + c_{j,1}x + c_{j,2}x^2 + c_{j,3}x^3, \tag{5}$$

где в качестве аргумента  $x$  выступает  $\alpha_{cal}^*$  – среднее арифметическое расчетных значений коэффициента теплоотдачи в пределах заданного участка теплообмена, а коэффициенты полинома  $c_{j,k}$  находятся путем аппроксимации результатов численных экспериментов (рис. 4).

Чтобы впоследствии определить направление корректировки, следует руководствоваться следующими рекомендациями:

- для участка с температурой окружающей среды большей, чем на соседних участках, полученную поправку  $\alpha_{cor_i}$  (со своим знаком) вычитают из расчетных значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{cal_i}$ ;
- на участке с температурой окружающей среды меньшей, чем на соседних участках, поправку (со своим знаком) прибавляют к расчетным значениям коэффициентов теплоотдачи;
- если выделенный участок имеет большую длину, а на противоположной поверхности стенки на той же длине расположены несколько участков с отличающимися значениями температур окружающей среды, то следует руководствоваться рекомендациями 1 и 2, опираясь на температуру среды на противоположной поверхности.

Для проверки предложенного подхода выполнены тестовые расчеты теплового состояния упрощенной модели с различными сочетаниями как температур окружающей среды на соседних участках, так и коэффициентов теплоотдачи, с учетом оговоренных ранее ограничений. Результаты тестов показывают, что разработанный подход позволяет восстановить средние значения коэффициентов теплоотдачи с погрешностью по отношению к заданной величине в пределах  $\pm 1\%$ .

**Восстановление граничных условий теплообмена для корпуса турбины.** Следующий этап работы за-

ключался в определении граничных условий конвективного теплообмена для корпуса турбины, используя результаты его термометрирования и описанный выше подход.

На корпусе турбины двигателя были назначены участки теплообмена (рис. 5), в пределах которых предполагается постоянство граничных условий.

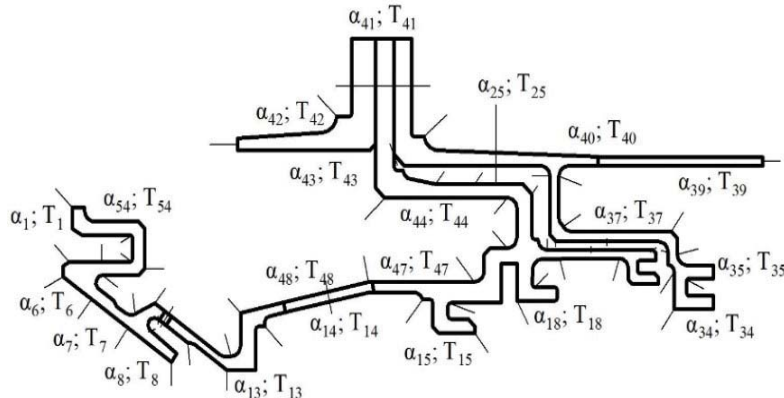


Рис. 5 – Схема теплового нагружения корпуса турбины.

были найдены корректирующие значения для локальных величин теплового потока. Объединив уравнения (3) и (2), нашли уточненные значения локальных коэффициентов теплоотдачи и их среднее значение для каждого из участков теплообмена.

Таким образом, рассчитанный набор граничных условий был применен к конечно-элементной модели корпуса турбины для решения прямой задачи теплопроводности. После сравнения результатов данного расчета с полем температур, полученным в процессе термометрирования узла турбины, выполнена окончательная коррекция граничных условий. Для этой цели использовался итеративный алгоритм:

- сравнение результатов моделирования с результатами эксперимента;
- на участках с большой погрешностью – изменение коэффициентов теплоотдачи;
- решение прямой задачи теплопроводности;
- повторное сравнение.

Полученное в результате использования итеративного алгоритма распределение температур в корпусе турбины (рис. 6) в среднем совпадает с результатами эксперимента с ошибкой не более 1К, а максимальная разница значений составляет не более 5К.

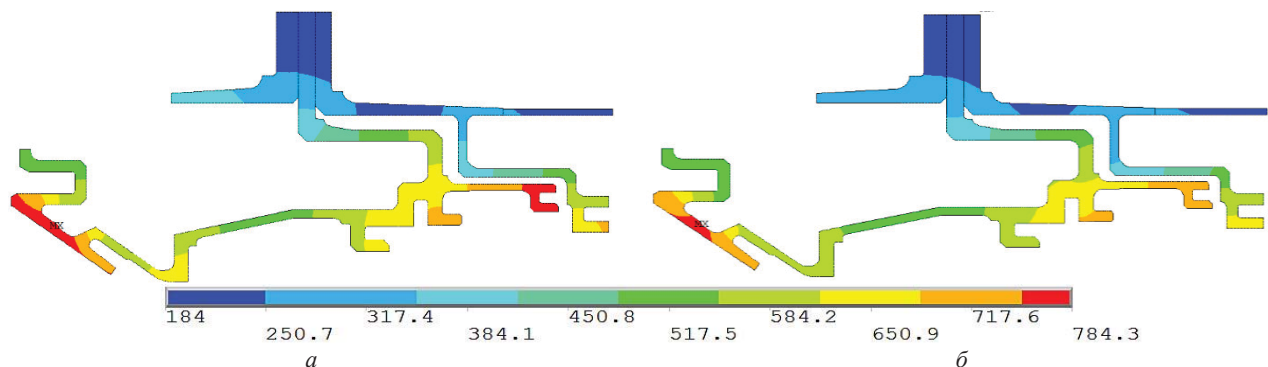


Рис. 6 – Тепловое состояние корпуса турбины: а – результат термометрирования; б – результат идентификации граничных условий.

**Выводы.** Предложен подход к определению граничных условий конвективного теплообмена с использованием экспериментальных данных термометрирования корпуса турбины.

Рассмотренный метод позволяет учесть неоднородность теплового воздействия газового потока на элементы конструкции и отличается простотой реализации.

По результатам исследований проведена идентификация граничных условий теплообмена для корпуса турбины.

**Список литературы:** 1. Алифанов О.М. Обратные задачи теплообмена. – М.: Машиностроение, 1988. – 280с. 2. Кабанихин С.И. Обратные и некорректные задачи. – Новосибирск: Сиб. науч. изд-во, 2009 – 457с. 3. Мацевитый Ю.М. Обратные задачи теплопроводности в 2-х томах. – Киев: Наук. думка, т. 1. Методология, 2002. – 405с. 4. Кузнецов Г.В., Шеремет М.А. Разностные методы решения задач теплопроводности: учеб. Пособие. – Томск.: Изд-во Томск. политехн. ун-та, 2007. – 172с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Alifanov, O. M. *Obratnye zadachi teploobmena*. Moscow: Mashinostroenie, 1988. Print. 2. Kabanikhin, S. I. *Obratnye i nekorrektnye zadachi*. Novosibirsk: Sib. nauch izd-vo, 2009. Print. 3. Macevityj, Y. M. *Obratnye zadachi teploprovodnosti v 2-h tomah*. Vol. 1. *Metodologija*. Kiev: Nauk. dumka, 2002. Print. 4. Kuznecov, G. V., and M. A. Sheremet. *Raznostnye metody reshenija zadach teploprovodnosti*. Tomsk: Izd-vo Tomsk. politehn. un-ta, 2007. Print.

Поступила (received) 28.09.2015



**Марценюк Євген Вікторович** – старший викладач, Національний аерокосмічний університет ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків; тел.: (066) 272-12-44; e-mail: ev\_martsen@mail.ru

**Марценюк Евгений Викторович** – старший преподаватель, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», г. Харьков; тел.: (066) 272-12-44; e-mail: ev\_martsen@mail.ru

**Martsenyuk Evgen Victorovich** – Associate Professor, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkov; tel.: (066) 272-12-44; e-mail: ev\_martsen@mail.ru

**Зелений Юрій Олексійович** – провідний конструктор відділу турбін ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя; тел.: (0612) 65-62-95; e-mail: yura-green@mail.ru.

**Зеленый Юрий Алексеевич** – ведущий конструктор отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье; тел.: (0612) 65-62-95; e-mail: yura-green@mail.ru.

**Zelenyj Yuri Alekseevich** – Leading Project Designer of Turbine Department, SE Ivchenko-Progress, Zaporizhia; tel.: (0612) 65-62-95; e-mail: yura-green@mail.ru.

**Резник Сергій Борисович** – начальник бригади, заступник начальника відділу турбін ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя; тел.: (0612) 65-62-95; e-mail: s.b.reznik@gmail.com.

**Резник Сергей Борисович** – начальник бригады, заместитель начальника отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье; тел.: (0612) 65-62-95; e-mail: s.b.reznik@gmail.com.

**Reznik Sergey Borisovich** – Group Manager, Deputy Head of Turbine Department, SE Ivchenko-Progress, Zaporizhia; tel.: (0612) 65-62-95; e-mail: s.b.reznik@gmail.com.

**Клирик Ростислав Ростиславович** – інженер-конструктор 1-ї категорії відділу турбін ДП «Івченко-Прогрес», м. Запоріжжя; тел.: (0612) 656295; e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.

**Клирик Ростислав Ростиславович** – инженер-конструктор 1-й категории отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс», г. Запорожье; тел.: (0612) 656295; e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.

**Klimik Rostislav Rostislavovich** – Senior Design Engineer of Turbine Department, SE Ivchenko-Progress, Zaporizhia; tel.: (0612) 656295; e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.

**Кулик Тамара Василівна** – старший науковий співробітник, доцент, ПНДЛ діагностики авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. С. Жуковського «Харківський авіаційний інститут», м. Харків; тел.: (057) 788-45-25; e-mail: aedlab@gmail.com.

**Кулик Тамара Васильевна** – старший научный сотрудник, ПНИЛ диагностики авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», г. Харьков; тел.: (057) 788-45-25; e-mail: aedlab@gmail.com.

**Kulik Tamara Vasilevna** – Senior Researcher at the Laboratory of Aircraft Engines Diagnostics, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkov; tel.: (057) 788-45-25; e-mail: aedlab@gmail.com.

УДК 519.64:004.032.24

**В. О. МИЩЕНКО, Б. В. ПАТОЧКИН**

## ОРГАНИЗАЦИЯ И ОПТИМИЗАЦИЯ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИФРАКЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ МЕТОДАМИ ДИСКРЕТНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ

При всестороннем исследовании антенн, ретрансляторов и других подобных устройств существует потребность в расчетах параметров дифракции электромагнитных волн на металлических экранах для многих вариантов формы и волновых чисел. Время компьютерного моделирования критично. Перспективными в такой ситуации становятся вычислительные методы дискретных особенностей, в частности, метод дискретных токов (МДТ). В статье разработан метод организации компьютерного моделирования по МДТ с использованием особенностей архитектуры персональных компьютеров и даны результаты проверки эффективности этого метода.

**Ключевые слова:** электромагнитная волна, дифракция, волновое число, математическая модель, МДО, архитектура компьютера, тайлинг, векторные регистры, OpenMP, скорость вычислений.

**Введение.** При конструировании и исследовании антенн, ретрансляторов и волноведущих систем существует потребность в расчетах параметров дифракции электромагнитных волн на металлических экранах для многих вариантов формы и значений волнового числа. Для успешного проведения таких расчётов в требуемом объёме с необходимой точностью важнейшим показателем является скорость компьютерного счёта. В данной статье предполагается использование вычислительных *методов дискретных особенностей* (МДО), которые относятся к наиболее эффективным методам численного решения граничных интегральных уравнений задач математической физики, в том числе дифракционных [1] (причём используются уравнения с *сингулярными ядрами* или другие близкие к ним по свойствам *псевдодифференциальные уравнения*). При этом проведение расчётов для широкополосных антенн или *фазированных антенных решеток* (ФАР) с проверками точности за счёт удвоения числа дискретных особенностей сталкивается с большими затратами времени вычислений на персональном