

Гидродинамическое исследование видов теплопереноса в противотуманной автофаре*

С. ДЗОШКУН¹, К.Ф. СЁКМЭН², Н. ЯМАНКАРАДЕНИЗ¹

¹ Улудагский университет, Улудаг, Турция

² Технический университет Бурсы, Бурса, Турция

E-mail: furkan.sokmen@btu.edu.tr

Аннотация

Проведено расчётное исследование температурного распределения и теплопереноса (ТП) в противотуманной автомобильной фаре и получено решение, не зависящее от размеров сетки. Полученные результаты сопоставлены с литературными данными и подтверждены экспериментально. Измерения проводились при 24 °С в пяти точках с помощью термопар. Продолжительность испытаний составляла 2 ч. Для термического анализа использовалась программа «ANSYS CFX 12.1». Воздушный поток внутри противотуманной фары считался установившимся, несжимаемым, ламинарным и трёхмерным. Учитывались изменения теплофизических характеристик, гидростатический эффект и излучение. Излучение – важный вид теплопереноса, который следует учитывать при расчёте распределения температуры линз автомобильных осветительных приборов. При неправильном выборе материалов излучение может оказывать негативное воздействие на линзы. Несмотря на сложность геометрии лампы и неизотермичность её поверхности, общие гидродинамические и теплофизические параметры от этого не зависят.

Ключевые слова: осветительные приборы автомобилей, фара, ламинарная естественная конвекция, излучение, сопряжённый анализ, вычислительная гидродинамика.

1. Введение

Осветительные приборы (ОП) автомобилей, такие как фары и задние фонари, служат для обеспечения не только видимости в тёмное время суток [1, 2], но и безопасности дорожного движения [2, 3]. Общее рассмотрение ОП автомобилей содержится

в [4]. Разнообразные проблемы, связанные с термическими процессами, возникли при использовании галогенных ламп накаливания (Н1, Н3, Н4) [5], разрядных ламп ВД [6] и светодиодов [7]. В частности, некоторые проблемы, связанные с материалами, применяемыми в ОП, вызваны увеличением мощности ламп. Проблемы термического характера чаще возникают у противотуманных, чем у осветительных фар, что обусловлено малым объёмом противотуманных фар и большими мощностями используемых в них ламп. Распределение температуры и движение воздуха в случае противотуманных фар было рассмо-

трено в докладе [8] применительно к автолампе Н11. Аналогичное исследование осветительных фар отражено в работе [9].

Тепловая нагрузка и распределение температуры в ОП исследовались в работе [10], где было показано, что информация о распределении температуры много значит при проектировании ОП и ламп, и были рассмотрены причины, по которым следует проводить термоанализ. Первая из них связана с требованием производителей автомобилей сокращать затраты, обусловленные большой сложностью проектных параметров, тогда как вторая обусловлена зависимостью уменьшения затрат от степени применения пластмасс.

Лампы, которые применяются в ОП автомобилей, имеют форму коротких цилиндров и наполнены газообразными галогенами. При подаче напряжения на вольфрамовую нить накала лампы происходит быстрое и неизотермическое увеличение температуры поверхности лампы. Процесс передачи тепла и ха-

Рис. 1. Противотуманная фара, использованная при проведении исследований:
а – изометрическое изображение; б – вид справа

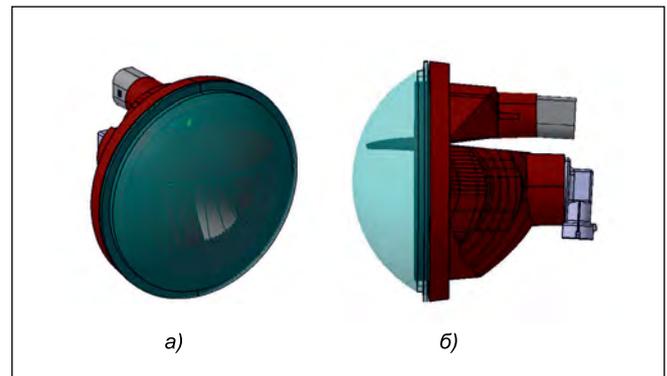
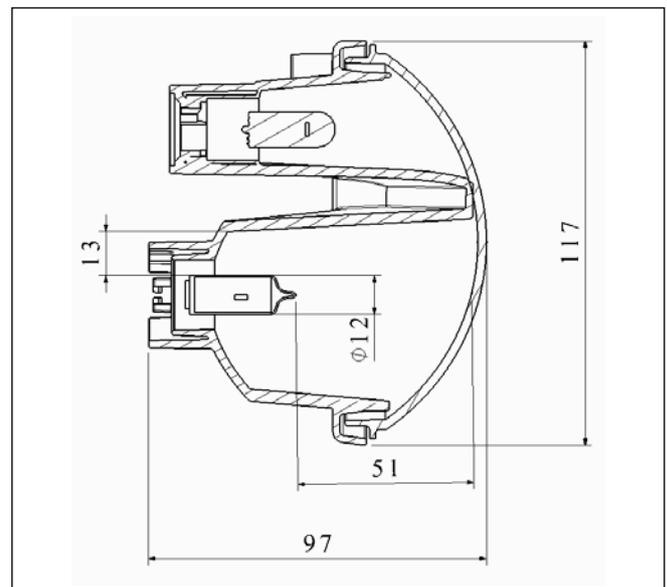


Рис. 2. Чертёж противотуманной фары, вид слева



* Перевод с англ. Е.И. Розовского

рактические характеристики воздушного потока в случае длинного горизонтального цилиндра исследованы в [11–17], а в [18–20] введены хорошо известные поправки. Случаи внутренней генерации тепла и постоянного теплового потока рассмотрены в [21–24]. Проведены численные исследования сложных трёхмерных систем, но их результаты не сравнивались с какими-либо экспериментальными данными, вследствие чего имелись некоторые сложности с получением информации о потоках [25].

В данной работе проведено исследование температурного распределения и влияния разных видов ТП на конструктивные элементы противотуманной фары. Кроме того, методами вычислительной гидродинамики и автоматизированного проектирования рассчитаны характеристики воздушного потока, обтекающего лампу Н8. При этом получены и экспериментально подтверждены базовое распределение температуры и значения температуры в разных точках поверхности линзы. Распределение температуры и виды ТП в противотуманной фаре сопоставлены с литературными данными.

2. Объект и метод

2.1. Геометрия и моделирование

На рис. 1 показана противотуманная фара (OEM компании *Automotive Lighting*), которая использовалась при проведении исследований. В ней в качестве источника тепла выступала лампа Н8. Мощность, потребляемая нитью накала лампы, составляла 43 Вт. Что касается материалов, то эта противотуманная фара содержала линзу из полиметилметакрилата, образующие единое целое корпус и отражатель из поликарбоната и акрилонитрилбутадиенстирола. На рис. 2 приведён чертёж этой противотуманной фары (вид слева).

2.2. Эксперимент

Анализ противотуманной фары проводился применительно к режиму полной нагрузки. Используемая при этом сетка показана на рис. 3, а. Эксперимент проводился при 24 °С в течение 2 ч, что позволяло обеспечить установившийся режим работы фары (рис. 3, б). Используемое

Рис. 3. Условия:
а – при расчётах с использованием сетки;
б – при проведении измерений

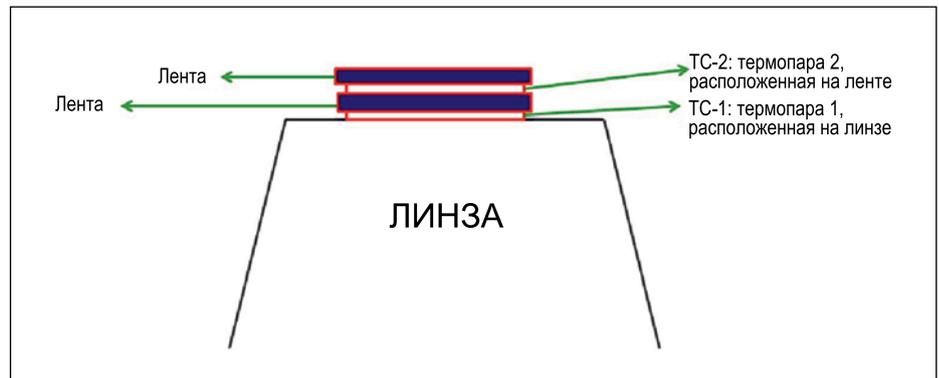
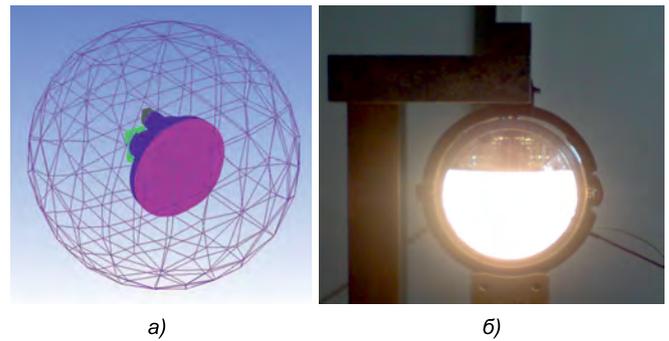


Рис. 4. Подтверждение точности измерений, проводившихся при помощи термопары

оборудование и диапазоны измерений приведены в табл. 1.

В данном исследовании для измерения температуры использовались пять термопар. Использовался также цифровой термометр *APPA-50*, позволяющий считывать показания двух разных термопар. Термопары помещались в критических точках поверхности противотуманной фары. В начале одна термопара была клейкой лентой закреплена на линзе для проведения калибровки. Затем для измерения вносимой лентой погрешности на неё была помещена другая термопара (рис. 4). Расположенная на линзе термопара показала температуру поверхности линзы 50,3 °С, а термопара, расположенная на клейкой ленте, – 50,1 °С. Так как разность показаний этих термопар составила всего 0,2 °С, влиянием клейкой ленты решено было пренебречь. Показания пяти термопар снимались и регистрировались каждые полчаса. Анализ проводился для установившегося режима. Результаты измерений представлены в табл. 2.

2.3. Расчёты

Важность и полезность для автомобильной промышленности такого инструмента, как вычислительная

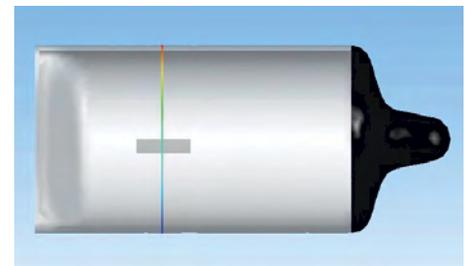


Рис. 5. Среднее сечение

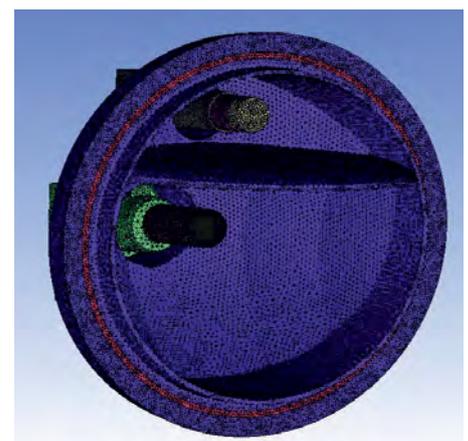


Рис. 6. Сетка, наложенная на внутреннюю часть и компоненты противотуманной фары

гидродинамика, отмечалась в [26, 27]. В этой работе для расчёта распределения температуры в противотуманной фаре использовалась коммерческая программа «*ANSYS CFX 12.1*»

Характеристики измерительных приборов

Прибор	Торговая марка	Рабочий диапазон, °С	Погрешность, °С
Термометр	APPA-50	-40 ÷ +204	± 2,2
Термопара	Standart (K Type)	-100 ÷ +400	± 0,1
Тепловизор	FLIR SC620	-40 ÷ +500	± 2

Результаты измерений температур поверхностей, °С

	1-е испытание	2-е испытание	3-е испытание
Точка 1	104,12	104,02	104,08
Точка 2	98,201	98,115	98,198
Точка 3	80,021	80,111	80,03
Точка 4	86,23	86,21	86,25
Точка 5	81,03	81,05	81,12

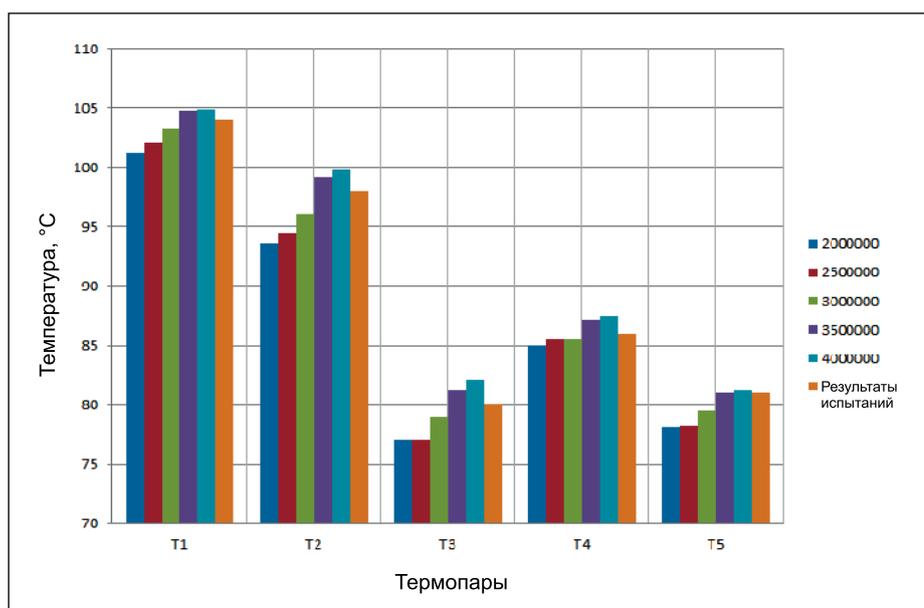


Рис. 7. Сравнение значений температуры, полученных при различных размерах сетки, с результатами испытаний

[28]. Геометрическая модель противотуманной фары была сформирована и упрощена с помощью программы «CATIA V5 R19». Сетка была сформирована в «ICEM CFD». Все расчёты и оценки проводились при помощи «ANSYS CFX 12.1». При этом использовались многочисленные связанные элементы и целиком неявное решение уравнений методом конечных объёмов. Расчёт давления производился с помощью алгоритма «SIMPLEC», а для оценки скорости использовалась интерполяция Рхи-Чоу. Проводились 3-мерные расчёты при ламинарном

несжимаемом и установившемся конвективном воздушном потоке. Для расчёта гидростатической подъёмной силы использовалось уравнение сохранения количества движения при наличии источника

$$S_{M,buoy} = (\rho - \rho_{ref}).$$

Для определения входящей в это уравнение разности плотностей использовалась модель Буссинеска. Число Рэлея (Ra) и локальное число Нуссельта Nu рассчитывались для середины нити накала (рис. 5):

$$Ra_D = \frac{g\beta\Delta T D^3}{\nu^2} Pr = Gr Pr,$$

где ΔT – разность температур поверхности лампы и окружающего воздуха, β – коэффициент теплового объёмного расширения, который определяется по уравнениям

$$\beta = \frac{1}{T_f},$$

$$T_f = \frac{T_a + T_s}{2},$$

где T_f , T_a и T_s – температуры плёнки, окружающего воздуха и поверхности лампы соответственно. Значение Ra определяется с помощью чисел Грасгофа Gr и Прандтля Pr . Рассчитанные в данной работе Gr и Pr оказались равны, соответственно, 9086 и 13624. Локальное Nu рассчитывалось как

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k}. \quad (1)$$

Оценка влияния излучения противотуманной фары осуществлялась методом Монте-Карло. Модель Монте-Карло используется в «ANSYS CFX» для расчёта обмена излучением между жидкостью и твёрдым телом. Она учитывает примерно 2,5–5 млрд фотонов в зависимости от объёма ОП автомобиля. Каждый из фотонов попадает на твёрдую деталь напрямую. В зависимости от длины волны, некоторые

фотоны проходят сквозь прозрачные твёрдые детали. Другой метод основан на дискретной модели переноса излучения. Правда, эта модель не вполне успешно использовалась в решении ряда задач переноса излучения [2]. Известно хорошее сравнение двух упомянутых моделей [29]. Ранее было показано, что модель Монте-Карло может успешно использоваться во многих применениях, особенно при моделировании полупрозрачных или прозрачных твёрдых тел [30].

Сетка, применявшаяся при моделировании противотуманной фары, показана на рис. 6. При построении модели использовалась сетка Делоне. Для всех твёрдых поверхностей в качестве граничного условия использовалось отсутствие проскальзывания. Мощность, потребляемая нитью накала лампы, выступающей в роли объёмного источника тепла, — 43 Вт. Коэффициент излучения покрытой алюминием поверхности считался равным 0,1. Для получения не зависящего от размеров сетки решения расчёты были проведены применительно к сеткам с числом меш, равным 2; 2,5; 3; 3,5 и 4 млн. Рассчитанные и измеренные температуры приведены на рис. 7 и в табл. 3. Наилучшее совпадение с результатами измерений получено при числе меш 3,5–4 млн (табл. 3). Для анализа работы противотуманной фары было использовано число меш 3,5 млн. При этом максимальное отклонение результатов расчётов от результатов измерений составило 1,54 % (в точке 3, см. табл. 4), а минимальное отклонение — 0,03 % (в точке 5, см. табл. 4).

3. Результаты и обсуждение

Цель данного исследования — определение температурного распределения и оценка разных видов ТП в противотуманной фаре, а также ТП в окрестностях лампы *H8*. Все не зависящие от размера сетки результаты расчётов были оценены и сопоставлены с результатами измерений. Распределение температуры линзы приведено на рис. 8, б. Как видно на рис. 8, б и 8, в, высокотемпературный участок линзы расположен непосредственно напротив лампы *H8*. Такое же распределение температуры было получено в работе [31] с помощью тепловизора. При этом было установлено, что *Ra* влияет на высокотемпературное

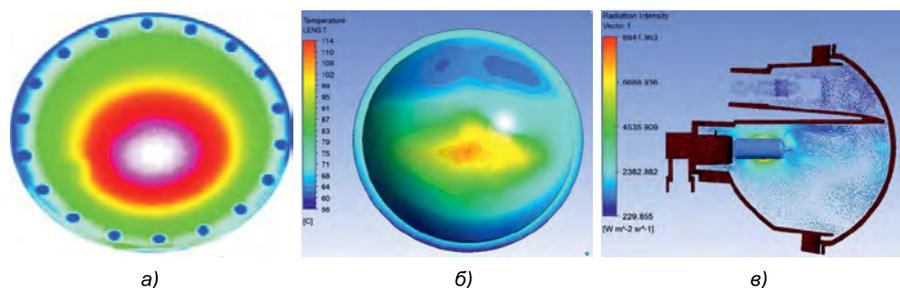


Рис. 8. Распределение температуры: а — из [31], $Ra = 2,101$; б — распределение температуры линзы; в — распределение температуры воздуха внутри фары

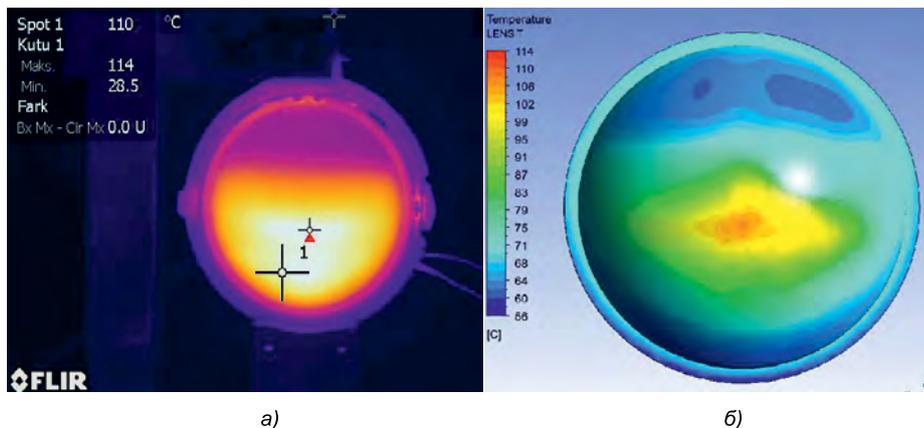


Рис. 9. Изображение, полученное с помощью тепловизора

поле линзы, горячее пятно возникает напротив оси лампы при низких *Ra* и влияние конвекции с уменьшением *Ra* непрерывно уменьшалось. При низких *Ra* местоположение и температура горячей точки определялись исключительно передачей тепла излучением. Повышение *Ra* может менять параметры потока и удалить высокотемпературное поле над осью трубки или в верхней части линзы. На рис. 8, а приведено распределение температуры, полученное в [31] при $Ra = 2,101$. В работе [9] проведено исследование распределения температуры для лампы *H4* мощностью 75 Вт. Ra оказалось равным 12904, и конвективный перенос тепла оказался эффективнее излучательного [9]. Эти данные подтвердили результаты, полученные в [31]. Так что высокотемпературный участок непосредственно напротив лампы *H4* в этом случае отсутствует из-за интенсивного конвективного теплообмена. Нагретый воздух поднимался над лампой, достигал свода отражателя и перетекал непосредственно к линзе. В результате высокотемпературный участок линзы оказался расположенным над осью лампы [9]. В данном исследовании использовалась лампа *H8*, для

которой *Ra* оказалось равным 9086. Ожидалось, что столь большое *Ra* приведёт к образованию высокотемпературного участка над осью лампы, однако полученные результаты не оправдали этого ожидания. Несмотря на высокое *Ra* и результаты, полученные другими исследователями [9, 32], в данном случае влияние излучения оказалось сильнее, чем влияние конвекции, в результате чего высокотемпературный участок образовался непосредственно напротив лампы (рис. 8, б). Причиной этого могла послужить геометрия противотуманной фары. Её объём меньше объёма осветительной фары, поэтому нагретый воздух доходит до деталей противотуманной фары за меньший промежуток времени. Следовательно, нагретый воздух может попадать на линзу более эффективно (рис. 8, в).

Результаты измерений, проведённых с помощью тепловизора, и распределение температуры, полученное в результате не зависящих от размеров сетки расчётов, приведены на рис. 9, а и 9, б соответственно.

В данной работе лампа *H8* принималась за небольшой цилиндр. Распределение температуры в общем случае длинного горизон-

Сравнение расчётных значений температуры, полученных при различных значениях чисел меш сетки, с результатами измерений⁴

	Результаты расчётов, °С					Результаты измерений, °С
	2 млн	2,5 млн	3 млн	3,5 млн	4 млн	
Точка 1	101,203	102,11	103,32	104,82	104,94	104
Точка 2	93,568	94,482	96,058	99,211	99,852	98
Точка 3	76,985	77,021	78,985	81,251	82,15	80
Точка 4	84,985	85,498	85,502	87,201	87,523	86
Точка 5	78,102	78,256	79,520	81,025	81,215	81

Таблица 4

Отклонения расчётных значений температуры, полученных при различных количествах узлов сетки, от результатов измерений, %

Число меш >	2 млн	2,5 млн	3 млн	3,5 млн	4 млн
Точка 1	-2,76	-1,86	-0,66	0,79	0,89
Точка 2	-4,74	-3,72	-2,02	1,22	1,85
Точка 3	-3,92	-3,87	-1,29	1,54	2,62
Точка 4	-1,19	-0,59	-0,58	1,38	1,74
Точка 5	-3,71	-3,51	-1,86	0,03	0,26

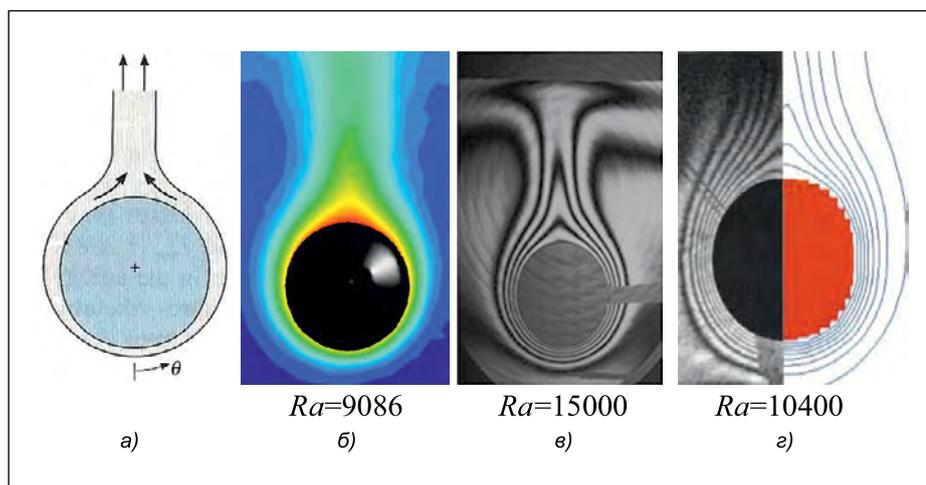


Рис. 10. Распределение температуры:

a – общий случай [18]; *б* – численная оценка в случае цилиндрической лампы с переменной температурой поверхности (данное исследование); *в* – интерферограмма распределения температуры вокруг длинного изотермического цилиндра, расположенного под адиабатическим потолком [33]; *г* – интерферограмма (слева) и численная оценка (справа) распределения температуры вокруг длинного изотермического цилиндра в изотермической кубической камере [25]

тального изотермического цилиндра, приведённое на рис. 10, *a* [18], сравнимо с полученным в данной работе распределением температуры в окрестности лампы (рис. 10, *б*). На рис. 10, *в* показан участок, расположенный под ади-

батическим потолком [33], а на рис. 10, *г* – цилиндр, расположенный в изотермической камере [25]. На рис. 10 струя горячего воздуха во всех случаях поднимается над лампой под углом примерно 90°. Данным по рис. 10, *в* и 10, *г* соответ-

ствуют Ra , равные 15000 и 10400. В данной работе Ra равнялось 9086.

Распределение температуры для лампы $H8$ приведено на рис. 11, *a*. Примерно то же было получено в работе [8] (рис. 11, *б*). Как видно на рис. 11, *a* и 11, *б*, горячий воздух, поднимающийся от цилиндра, достигает потолка. В данной работе лучистый теплообмен рассчитывался при помощи трассировки лучей с использованием метода Монте-Карло. Известна аналогичная работа в [33], правда, применительно к адиабатическому потолку. Считается, что из-за подъёма горячего воздуха наиболее горячим участком отражателя является его верхняя часть. Когда горячий воздух ударяет в верх отражателя, он разделяется на два симметричных потока (рис. 11, *a*). Такое же разделение потока наблюдалось и другими исследователями [8] (рис. 11, *б*).

Симметричное разделение потока горячего воздуха наблюдалось и в [33] (рис.10, *в*). В [33] диаметр объёмного цилиндрического источника тепла был равен 1,5 мм, тогда как в данной работе цилиндрический источник тепла имел диаметр 1,2 мм. Распределение, которое было по-

лучено в [33], продемонстрировало отсутствие конвективного переноса тепла, что обусловлено наличием адиабатического потолка. В [25] исследовались помещённые в камеру изотермические цилиндры, причём симметричного разделения потока горячего воздуха не наблюдалось (рис. 10, з). Течение горячего воздуха при этом было таким же, как и в общем случае [18] (рис. 10, а). Локальные Nu , распределение которых приведено на рис. 12, рассчитывались по уравнению (1) при двух допущениях. Первое из них заключалось в усреднении температуры в среднем сечении нити накала и газа внутри лампы (рис. 5), что обусловлено трудностью расчёта температуры в каждой точке этого сечения. Второе допущение касалось поточечного распределения температуры (*point to point temperature distribution*) в окрестности среднего сечения нити накала и газа внутри лампы. Оба допущения были сопоставлены с примерами из работ [9, 34–36]. Все кривые на рис. 12 похожи друг на друга, и локальные Nu изменяются прямо пропорционально Ra в полном соответствии с [37–39]. Результаты, приведённые на рис. 12, не демонстрируют влияния сложной геометрии лампы и неизотермического состояния её поверхности на общий характер протекания потока воздуха и на описывающие ТП параметры. Однако локальные Nu отражают влияние пограничного слоя, которое начинается при $\theta = 0^\circ$ и заканчивается при $\theta = 180^\circ$ (рис. 12). Локальное Nu достигало максимума при $\theta = 0^\circ$ и снижалось с ростом θ [18]. В данной работе локальное Nu слегка возросло после $\theta = 0^\circ$.

Распределение Nu может быть связано с толщиной теплового пограничного слоя вокруг цилиндра. Эта толщина минимальна у основания цилиндра ($\theta = 0^\circ$), так что условию $\theta = 0^\circ$ соответствует максимальное изменение температуры, и в работе [38] максимальный перенос тепла наблюдался именно в этой точке. В данной работе перенос тепла в среднем сечении нити накала для поточечного распределения температуры оказался наибольшим при $\theta = 0^\circ$ (рис. 12), что совпадает с данными [34, 35, 38]. В [34, 35] Ra менялось от 10^3 до 10^5 , а в данной работе для поточечного распределения температуры оно лежало в пределах 6,5–81.

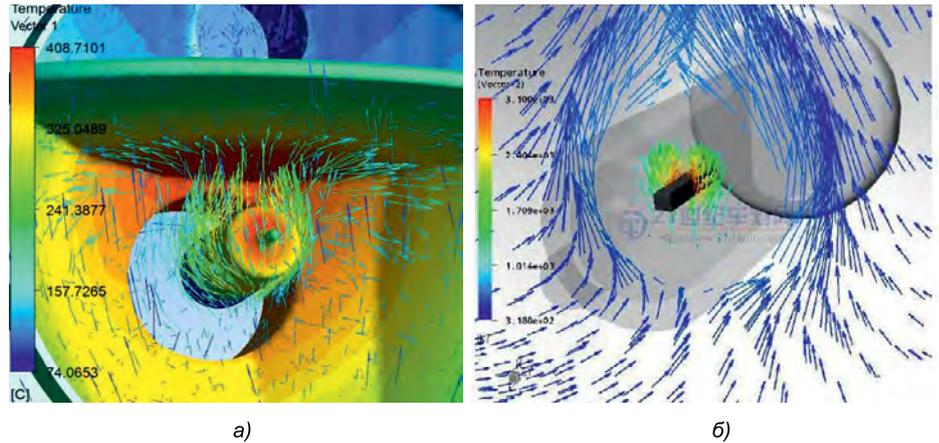


Рис. 11. Распределение температуры: а – вокруг лампы Н8 (данное исследование); б – приведённое в [8]

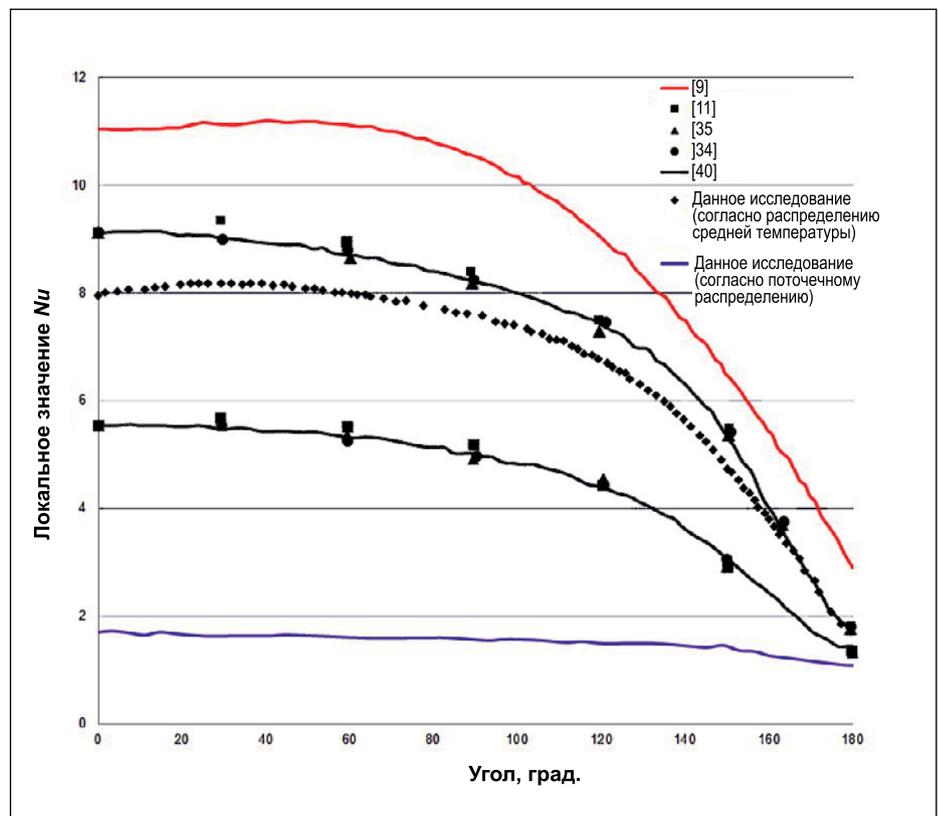


Рис. 12. Сравнение с литературными данными распределения числа Нуссельта Nu в окрестности цилиндрической лампы

Полученное распределение локального Nu согласуется с данными работы [37], за исключением того, что максимум ТП имел место не внизу лампы ($\theta = 0^\circ$). Максимальный ТП соответствовал условию $\theta \approx 25^\circ$ (рис. 12). Кривую распределения температуры при $\theta \approx 25^\circ$ можно считать горизонтальной, что согласуется с результатами Экерта и Зоенгена при $\theta \approx 40^\circ$ ($Gr = 26300$) и $\theta \approx 50^\circ$ ($Gr = 42050$) [41]. В работе [9] ТП достигал максимума при $\theta \approx 40^\circ$, однако рассматривавшаяся в ней лампа Н4 толще, чем

лампа Н8. В [9] средней температуре соответствовали $Gr = 13264$ и $Ra = 9086$. В [39], где рассматривалась естественная конвекция вокруг горизонтального нагретого цилиндра, аналогичный результат был получен при $\theta \approx 100^\circ$; Ra при этом находилось в интервале между 34363 и 53495. Аналогичная ситуация наблюдалась в [38], где максимальный ТП имел место при $\theta = 0^\circ$ и $Ra = 10^7$, тогда как в [37] при $Ra = 10^6$ эта ситуация не наблюдалась.

Кроме того, было установлено [25, 36], что максимум ТП имел ме-

сто не при $\theta = 0^\circ$, а у вершины цилиндра при $\theta \approx 150^\circ$ [25] или при $\theta \approx 160^\circ$ [36]. При этом ТП резко уменьшался при приближении θ к 180° , что не наблюдалось ни в данной работе, ни в других работах, представленных на рис. 12.

В данной работе Nu росло прямо пропорционально Ra . Как видно на рис. 12, эта тенденция наблюдалась и во всех остальных исследованиях. В данной работе в случае поточечного распределения температуры было получено, что Ra лежало в интервале между 6,5 и 81 (среднее значение $Ra = 41,74$), Nu – в интервале между 1,95 и 1,34 (среднее значение $Nu = 1,74$), а $Pr = 0,7$. Средней температуре соответствовало Ra 9086, а локальное Nu лежало между 8,24 и 2,69 (среднее значение $Nu = 7,16$). Температура поверхности цилиндра была больше, чем в [33–35, 41], но меньше, чем в [9]. Характер передачи тепла был таким же, как в случае лампы H4 [9], но с некоторыми отличиями в части: угла, которому соответствует максимум ТП; влияния излучения на линзу и на рассчитанное на основе поточечного распределения температуры Ra ; распределения Nu . Главное отличие между результатами работы [9] и данной работы связано с влиянием излучения на линзу, которое привело к температурной стратификации внутри лампы, особенно на линзе. В работе [13] было установлено, что структура потока существенно влияет на ТП. Более того, сложная, асимметричная геометрия лампы, 3-мерность естественного потока и высокая температура поверхности лампы могут вести к турбулентности и росту ТП в замкнутом объёме. Поэтому влияние излучения на параметры при малых размерах фар оказывается большим, чем при больших.

4. Заключение

В данной работе с помощью не зависящих от размеров сетки расчётов определены распределения температуры на поверхностях, характер ТП в окрестности лампы и влияние излучения на элементы конструкции в случае противотуманной фары, работающей в режиме полной нагрузки. Для этого были проведены не зависящие от размера сетки расчёты, и их результаты сопоставлены с результатами измерений. Расчётно полу-

ченные температурное поле и оценки разных видов ТП сопоставлены с литературными данными, что позволило заключить следующее:

– Вычислительная гидродинамика – важный инструмент для расчёта влияния излучения и связанных с ним процессов в условиях замкнутого пространства, реализующихся в случае ОП автомобилей. Виды ТП, горячие точки, влияние излучения и связанные с конденсацией проблемы могут исследоваться методами вычислительной гидродинамики.

– Результаты не зависящих от размеров сетки расчётов и статистического анализа очень важны для получения надёжных данных. Сравнение расчётных и экспериментальных данных показало, что не зависящие от размеров сетки расчёты позволяют отказаться от проведения испытаний. Полученные статистические данные могут использоваться для анализа работы и других противотуманных фар.

– Излучение – важный вид ТП, который следует учитывать при расчёте распределения температуры по поверхности линзы ОП автомобиля. В литературе приводятся аналогичные результаты, которые следует учитывать при анализе работы и конструировании этих ОП, таких как противотуманные фары.

– Было показано, что, несмотря на сложную геометрию лампы и неизотермичность поверхностей, потоки внутри фары и параметры переноса тепла остаются такими же, как и при идеальных условиях движения потока – в случае длинного изотермического цилиндра.

– На трёхмерный поток может влиять сложная или асимметричная геометрия лампы, которая способна вести к турбулентности и повышению температуры. Высокая температура вольфрамовой проволоки влияет на распределения локального Nu в окрестности лампы.

– При неправильном выборе материала излучение может оказывать негативное воздействие на линзу. Поэтому необходимы дополнительные исследования по выявлению способов снижения влияния излучения (например, зачернение вершины лампы и т.д.).

– Рекомендуются сосредоточить внимание на исследованиях ТП от ламп, имеющих асимметричную геометрию, с учётом объёмности источ-

ника тепла и отвода тепла от нижней и верхней поверхностей цилиндра.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Derlofske, J.V., Bullough, J.D., Gribbin, C. Comfort and visibility characteristics of spectrally tuned high intensity discharge forward lighting systems//European Journal of Scientific Research.– 2007. – Vol. 17, No. 1. – P. 73–84.
2. Khanh, T.Q. Lighting Quality for Automotive Lighting Quality // Light & Engineering.– 2014. – Vol. 22, No. 4. – P. 59–63: Kxan, T.K. Качество освещения, создаваемого автомобилями // Светотехника.– 2014.– № 6. – С. 10–13.
3. Honeywill, T. Simulation sees. Automotive Engineer (–) (December).2007. 32–33.
4. Bauer, H. Automotive Electric/Electronic Systems Lighting Technology. Editor-in-Chief: Horst Bauer. – Stuttgart: Bosch GmbH, 1999.
5. Wulf, J., Reich, A. Temperature loads in headlamps / SAE World Congress and Exhibition, Detroit, 2002. doi:10.4271/2002-01-0912.
6. Sivak, M., Schoettle, B., Flannagan, M.J. Mercury-free HID lamps: glare and colour rendering // Lighting Research and Technology.– 2006. – Vol. 38, No. 1. – P. 33–40.
7. Jang, S., Shin, W.S. Thermal analysis of LED arrays for automotive head lamp with a novel cooling system// IEEE Transactions on Device and Materials Reliability.– 2008. – Vol. 8, No. 3. – P. 561–564.
8. Fischer, P. Radiative Heat Redistribution and Natural Convection Flow inside an Automotive Fog Lamp / ISAL 2005 Symp., Germany, Darmstadt, 2005.
9. Sokmen, K.F., Pulat, E., Yamankaradeniz, N., Coskun, S. Thermal Computations of Temperature Distribution and Bulb Heat Transfer in an Automobile Headlamp / Int. Commination Heat and Mass Transfer, 2012. DOI: 10.1007/s00231-013-1229-5 to be published in: Heat and Mass Transfer.
10. Wulf, J. Calculation of temperature loads in headlamps / SAE Int. Congress and Exposition, Detroit, 1998. P.: 980315 doi:10.4271/980315.
11. Kuehn, T.H., Goldstein, R.J. Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar natural convection about a horizontal isothermal circular cylinder// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.– 1980. – Vol. 23, No. 7. – P. 971–979.
12. Clemes, S.B., Hollands, K.G.T., Brungler, A.P. Natural convection heat transfer from long horizontal isothermal cylinders// ASME Journal of Heat Transfer.– 1994. – Vol. 116, No. 1. – P. 96–105.
13. Roychowdhury, D.G., Das, S.K., Sundararajan, T. Numerical simulation of natural convective heat transfer and fluid flow

around a heated cylinder inside an enclosure// Heat and Mass Transfer.— 2002. — Vol. 38, No. 7–8. — P. 565–576.

14. *Ambrosini, D., Paoletti, D., Spagnolo, G.S.* Study of free-convective onset on a horizontal wire using speckle pattern interferometry// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 2003. — Vol. 46, No. 22. — P. 4145–4155.

15. *Yamamoto, S., Niiyama, D., Shin, B.R.* A Numerical method for natural convection and heat conduction around and in a horizontal circular pipe// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 2004. — Vol. 47, No. 26. — P. 5781–5792.

16. *Corcione, M.* Correlating equations for free convection heat transfer from horizontal isothermal cylinders set in a vertical array// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 2005. — Vol. 48, No. 17. — P. 3660–3673.

17. *Molla, M.M., Hossain, M.A., Paul, M.C.* Natural convection flow from an isothermal horizontal circular cylinder in presence of heat generation// Int. Journal of Engineering Science.— 2006. — Vol. 44, No. 13–14. — P. 949–958.

18. *Incropera, F.P., DeWitt, D.P.* Fundamentals of Heat and Mass Transfer (In Turkish). 4th Ed., P.: 540., Istanbul, 2001.

19. *Kreith, F., Bohn, M.S.* Principles of Heat Transfer, 6th ed., California: Brooks/Cole, 2001. — P. 317–318.

20. *Cengel, Y.A.* Heat and Mass Transfer (In Turkish). Izmir: Guven Bilimsel Kitabevi, 2011.

21. *Quereshi, Z.H., Ahmad, R.* Natural convection from a uniform heat flux horizontal cylinder at moderate Rayleigh numbers// Numerical Heat Transfer.— 1987. — Vol. 11, No. 2. — P. 199–212.

22. *Molla, M.M., Paul, S.C., Hossain, M.A.* Natural convection flow from a horizontal circular cylinder with uniform heat flux in presence of heat generation// Applied Mathematical Modelling.— 2009. — Vol. 33, No. 7. — P. 3226–3236.

23. *Demir, H.* Experimental and numerical studies of natural convection from horizontal concrete cylinder heated with a cylindrical heat source// Int. Communications in Heat and Mass Transfer.— 2010. — Vol. 37, No. 4. — P. 422–429.

24. *Cheng, C.Y.* Natural convection boundary layer flow of fluid with temperature-dependent viscosity from a horizontal elliptical cylinder with constant surface heat flux// Applied Mathematics and Computation.— 2010. — Vol. 217, No. 1. — P. 83–91.

25. *Newport, D.T., Dalton, T.M., Davies, M.R.D., Whelan, M., Forno, C.* On the Thermal interaction between an isothermal cylinder and its isothermal enclosure for cylinder Rayleigh number of order 10^4 // ASME Journal of Heat Transfer.— 2001. — Vol. 123, No. 6. — P. 1052–1061.

26. *Shih, T.I.P.* Application of CFD in the automotive industry: Where do we want to be

and how to get there?// Final Report for NSF Grant CTS-0001794 East Lansing, MI, 2001.

27. *Kobayashi, T., Tsubokura, M.* CFD application in automotive industry. In: E.H. Hirschel et al. (Eds.), 100 Vol. Of Notes on Numerical Fluid Mechanics NNFM 100, Heidelberg: Springer, 2009. — P. 285–295.

28. ANSYS CFX 2012 version 12.1, user manual, www.ansys.com/products/icem-cfd.asp

29. *Henson, J.C., Malalasekera, W.M.G.* Comparison of the discrete transfer and monte carlo methods for radiative heat transfer in three-dimensional, nonhomogeneous, scattering media// Numerical Heat Transfer, Part A, Applications.— 1997. — Vol. 31, No. 1. — P. 19–36

30. *Ji, Y., Cook, M.J., Hanby, V.I., Infield, D.G., Loveday, D.L., Mei, L.* CFD modelling of double-skin façades with venetian blinds. In Proceedings of the IBPSA Building Simulation, 2007. — P. 1491–1498.

31. *Langebach, J., Senin, S., Karcher, Ch.* Experimental study of convection and radiation interaction in a headlight model using pressure variation// Experimental Thermal and Fluid Science.— 2007. — Vol. 32. — P. 521–528.

32. URL: http://203.158.253.140/media/eBook/Engineer/Heat%20And%20Mass%20Transfer/Handbook%20of%20Heat%20Transfer/35558_04.pdf (Accessed in 13 August 2012).

33. *Ashjaee, M., Eshtiaghi, A.H., Yaghoubi, M., Yousefi, T.* Experimental investigation on free convection from a horizontal cylinder beneath an adiabatic ceiling// Experimental Thermal and Fluid Science.— 2007. — Vol. 32, No. 2. — P. 614–623.

34. *Wang, P., Kahawita, R., Nguyen, T.H.* Numerical computation of the natural convection flow about a horizontal cylinder using splines // Numerical Heat Transfer, Part A, Applications.— 1990. — Vol. 17, No. 2. — P. 191–215.

35. *Saitoh, T., Sajik, T., Maruhara, K.* Benchmark solutions to natural convection heat transfer problem around a horizontal circular cylinder// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 1993. — Vol. 36, No. 5. — P. 1251–1259.

36. *Razavi, S.E., Barar, F., Farhangmer, V.* Characteristics-Based finite-volume solution for natural convection around a horizontal cylinder// Journal of Applied Sciences.— 2008. — Vol. 8, No. 10. — P. 1905–1911.

37. *Reymond, O., Murray, D.B., O'Donovan, T.S.* Natural convection heat transfer from two horizontal cylinders// Experimental Thermal and Fluid Science.— 2008. — Vol. 32, No. 8. — P. 1702–1709.

38. *Grafsronningen, S., Jensen, A. B., Reif, A.P.* PIV investigation of buoyant plume from natural convection heat transfer above a horizontal heated cylinder// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 2011. — Vol. 54, No. 23–24, P. 4975–4987.

39. *Atmane, M.A., Chan, V.S.S., Murray, D.B.* Natural convection around a horizontal heated cylinder: The effects of vertical confinement// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 2003. — Vol. 46, No. 19. — P. 3661–3672.

40. *Abu-Hijleh, B.A.K.* Natural convection heat transfer from a cylinder with high conductivity permeable fins// ASME Journal of Heat Transfer.— 2003. — Vol. 125, No. 2. — P. 282–288.

41. *Kreith, F., Bohn, M.S.* Principles of heat transfer, 6th edn., California: Brooks/Cole, 2001. — P. 317–318.

42. *Kuehn, T.H., Goldstein, R.J.* Numerical solution to the Navier-Stokes equations for laminar natural convection about a horizontal isothermal circular cylinder// Int. Journal of Heat and Mass Transfer.— 1980. — Vol. 23, No. 7. — P. 971–979.



Салих Дзошкун (Salih Coşkun).

Окончил Улудагский университет.
Доцент
Технического лицеза
Улудагского университета. Область научных интересов: теплопередача и термодинамика



К. Фуркан Сёкмэн (K. Furkan Sökmän), Ph.D.

Окончил Улудагский университет.
Доцент Технического университета Бурсы. Область научных интересов: вычислительная

гидродинамика, теплопередача и термодинамика



Нуреттин Яманкардениз (Nurettin Yamankaradeniz).

Окончил Улудагский университет.
Сотрудник
Технического лицеза
Улудагского университета. Область

научных интересов: системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, термодинамика