

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ И ЛОКАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ РАЗНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС

Л.В. Плотников, Б.П. Жилкин

Представлены результаты экспериментального исследования газодинамических и теплообменных характеристик процесса впуска в поршневом ДВС размерности 8,2/7,1. Рассматриваются осциллограммы изменения скорости воздуха и локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале двигателя. Приводятся данные по коэффициенту наполнения для впускных каналов разного поперечного сечения. Показаны существенные отличия в интенсивности локальной теплоотдачи при стационарном и нестационарном режимах течения.

Ключевые слова: поршневой ДВС, процесс впуска, поперечное профилирование, газодинамика, локальная теплоотдача.

Введение

Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в их газоздушных трактах. Исследованию и оптимизации впускных систем двигателей внутреннего сгорания посвящены труды многих авторов и получены они в основном путем стационарных продувок. Сведения же о динамике процесса впуска очень ограничены, весьма противоречивы. Таким образом, получение экспериментальных данных (в нестационарных условиях) по газодинамике и локальной теплоотдаче в процессе впуска поршневого ДВС является одной из актуальных задач в развитии теории двигателестроения.

Примечательно, что для обеспечения равномерного поля скоростей во впускной системе двигателей внутреннего сгорания, применяют каналы, как правило, с круглой или слегка овальной формой поперечного сечения. Вместе с тем известно, что в каналах лишенных полной симметрии (несимметричные каналы) возникают сложные, устойчивые вихревые течения [1], которые могут повлиять на газодинамику впускного тракта двигателя внутреннего сгорания и, как следствие, на наполнение цилиндра.

Следует отметить, что такт впуска в поршневом ДВС является скоростным, высокочастотным процессом. Поэтому для расчета величины подогрева свежего заряда и определения температурных напряжений во впускном коллекторе (трубе) необходимы данные о мгновенной локальной теплоотдаче

в этом канале. Однако они практически отсутствуют, что заставляет производить проектные расчеты в виде оценок по показателям стационарных продувок. Вместе с тем известно, что коэффициент теплоотдачи в нестационарных условиях может отличаться от стационарного случая в 3-4 раза [2, 3]. Это различие объясняется динамической перестройкой структуры течения в пограничном слое.

Экспериментальная установка

С целью определения динамических характеристик газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте ДВС проводились исследования на натурной модели одноцилиндрового двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1, приводимой во вращение асинхронным двигателем, частота вращения которого регулировалась с помощью преобразователя частоты *Altivar 31* фирмы *Schneider Electric* в диапазоне $n=600 - 3000$ об/мин с точностью $\pm 0,1\%$. Более подробно экспериментальная установка описана в [4].

Предваряя рассмотрение проблемы, следует отметить, что в условиях ограниченности данных по динамическим характеристикам процесса впуска, методически было целесообразно начать изучение вопроса с наиболее простого входного (до головки цилиндра) канала - прямой трубы, не содержащий воздушного фильтра. Конфигурация рабочего участка впускного тракта и места установки датчиков термоанемометра представлены на рисунке 1.

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ И ЛОКАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ РАЗНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС

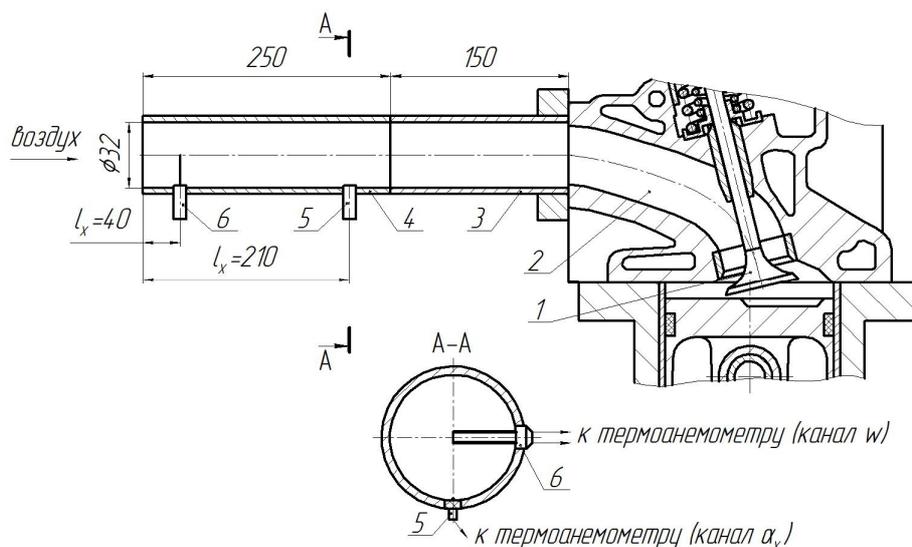


Рисунок 1 - Конфигурация впускного тракта экспериментальной установки: 1 - впускной клапан; 2 - впускной канал в головке цилиндра; 3 - сменная вставка; 4 - измерительный канал; 5 - датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи; 6 - датчик термоанемометра для измерения скорости потока воздуха

В ходе исследования применялись сменные вставки 3 с поперечным сечением в форме круга, квадрата и равностороннего треугольника. Во всех случаях эквивалентный (гидравлический) диаметр $d_э$ равнялся 32 мм, а длина профилированного участка составляла приблизительно 30 % от общей длины впускного тракта, равной 540 мм.

Система сбора данных

Для осуществления необходимых замеров на базе аналого-цифрового преобразователя фирмы *L-Card* была создана автоматизированная измерительная система, передающая опытные данные в компьютер. В ней для определения, как скорости потока воздуха w , так и локального мгновенного коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры оригинальной конструкции, содержащий блок защиты нити от перегрева [5]. Чувствительным элементом датчиков термоанемометра в обоих случаях была нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Отличие состояло в том, что для измерения скорости потока воздуха использовался зонд со свободной нитью, размещенной перпендикулярно оси впускного канала (рисунок 1). А при определении α_x применялся датчик с нитью, лежащей на фторопластовой подложке, который монтировался заподлицо со стенкой впускного канала. Систематическая ошибка из-

мерения w составляла 5,4 %, а локального коэффициента теплоотдачи - 10%. Замер частоты вращения и индикация прохождения поршнем ВМТ и НМТ производились тахометром, состоящим из зубчатого диска, закрепленного на валу, и индуктивного датчика.

Газодинамические характеристики процесса впуска

Экспериментальные зависимости изменения скорости воздуха w во впускном канале постоянного круглого сечения без фильтра от угла поворота коленчатого вала j при разных частотах вращения коленчатого вала показаны на рисунок 2. Как и следовало ожидать, динамика (сложность вариации w) процесса впуска возрастает с увеличением частоты вращения коленчатого вала n . Максимальная скорость воздуха во впускном тракте нарастает по мере увеличения этой частоты и достигает приблизительно 100 м/с. Одновременно усиливается влияние пульсационных эффектов.

Уже после закрытия впускного клапана (завершения процесса впуска) наблюдаются сильные колебательные явления. Примечательно, что экстремум скорости потока во впускном канале, фиксируемый дальним от входа в измерительный канал зондом, может опережать таковой от ближнего датчика, что свидетельствует о наличии возвратного течения в тракте (рисунок 2, б, области А и Б).

Это явление, вероятно, объясняется тем, что двигающийся по инерции газовый поток отражается от закрытого впускного клапанного узла и начинает двигаться в обратном направлении. При этом вблизи клапана возникает область разрежения, которая заставляет поток вернуться обратно с последующим повторным отражением, и так далее. Таким образом при максимальных оборотах (рисунок 2, б) процесс впуска начинается при наличии интенсивных переходных процессов во впускном канале, что может отрицательно влиять на процесс наполнения цилиндра. Тогда как при малых оборотах (рисунок 2, а) он начинается фактически с установившегося состояния. Это объясняется тем, что диссипативный процесс при малых оборотах коленчатого вала успевает развиться в достаточной степени, и впуск происходит практически из стационарного состояния, тогда как при высоких оборотах диссипация не успевает завершиться и вплоть до следующего такта впуска сохраняется уже упомянутый колебательный процесс. Рассматриваемый процесс аналогичен тому, что происходит и на такте выпуска, как это показано в [6].

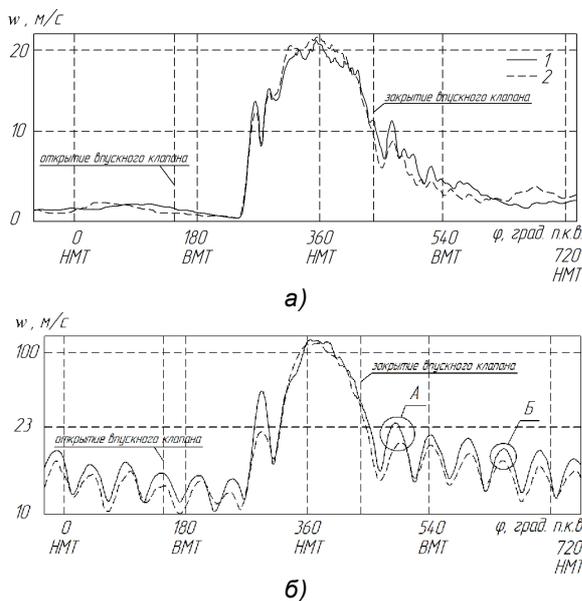


Рисунок 2 - Зависимость скорости воздуха w во впускном канале поршневого ДВС от угла поворота коленчатого вала j при разных частотах вращения коленчатого вала:
 а - $n=600$ об/мин; б - $n=3000$ об/мин; 1 - сигнал с первого по ходу потока термоанемометра ($l_k=40$ мм); 2 - сигнал со второго термоанемометра ($l_k=210$ мм)

Основным техническим параметром, характеризующим качество процесса впуска,

является коэффициент наполнения. В нашем случае, для более наглядного сравнения влияния формы поперечного сечения впускного канала на процесс впуска, введем относительный коэффициент наполнения η_v^* , который равен отношению коэффициента наполнения для впускного канала с профилированной вставкой $\eta_v^{фигур.}$ к коэффициенту наполнения для впускного канала с круглым поперечным сечением $\eta_v^{круг.}$:

$$\eta_v^* = \eta_v^{фигур.} / \eta_v^{круг.} \quad (1)$$

На рисунке 3 показана зависимость этого коэффициента от частоты вращения коленчатого вала при использовании сменных вставок с разным поперечным сечением.

Было установлено (рисунок 3), что наибольший коэффициент наполнения при всех частотах вращения коленчатого вала получается при применении вставки с треугольным поперечным сечением. Это превышение (в среднем на 30 %) в какой-то мере связано с наибольшей среди всех прочих площадью поперечного сечения данной вставки при равных d_3 . Но этот фактор не может быть определяющим, поскольку вставка занимает по протяженности небольшую часть канала и создает в нем дополнительное гидравлическое сопротивление; по данным статических продувок коэффициент гидравлического сопротивления возрастает в среднем на 7 %. Вероятно, обсуждаемый эффект вызван стабилизирующим влиянием вихрей, образующихся в углах несимметричных профилей, которые наиболее сильны в данном случае для треугольного профиля, имеющего острые углы. Примечательно, что данный эффект сохраняется во всем диапазоне изменения частоты вращения n .

Теплообменные характеристики процесса впуска

В связи с ограниченностью сведений по локальной теплоотдаче во впускном канале ДВС, исходно исследование проводилось для впускной системы постоянного круглого сечения в статическом и динамическом режимах продувки. При статическом режиме, выполняемым как базовый, впускной клапан находился в крайнем верхнем (открытом) положении, а движение воздуха создавалось эксгаустером, отсасывающим воздух из полости цилиндра. В динамическом, реальном режиме при вращении коленчатого вала электродвигателем, клапаны открывались и закрывались согласно штатным фазам газораспределения.

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ И ЛОКАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ РАЗНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС

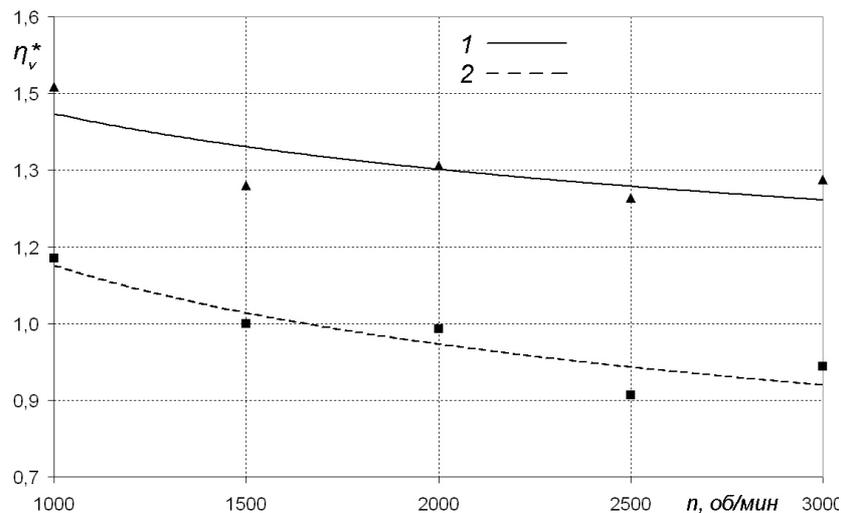


Рисунок 3 - Зависимость относительного коэффициента наполнения η_v^* от частоты вращения коленчатого вала n . Форма сечения: 1 - треугольник; 2 - квадрат

Совмещенные зависимости скорости w и локального коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала j при разных частотах его вращения n для сечения с $l_x=40$ мм представлены на рисунках 4 и 5.

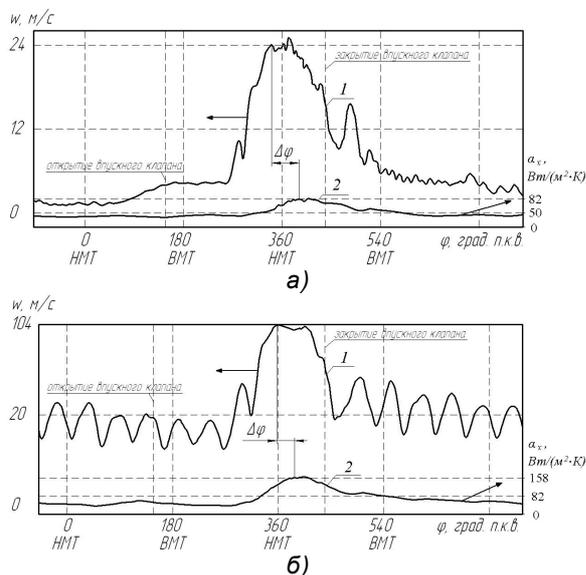


Рисунок 4 - Зависимости скорости потока воздуха w (1) и локального ($l_x=40$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x (2) от угла поворота коленчатого вала j во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала:
а - $n=600$ об/мин; б - $n=3000$ об/мин

Полученные данные (4) свидетельствуют, что динамика и сам уровень локального коэффициента теплоотдачи сильно зависят от частоты вращения коленчатого вала. Темп изменения теплоотдачи и максимальное значение α_x увеличиваются с ростом n . Наблюдается зависящее от частоты вращения запаздывание интенсивности теплоотдачи от вариации скорости потока воздуха по углу на величину Dj . Так Dj составляет 50° в диапазоне $600 < n < 1500$ об/мин, тогда как при $n=3000$ об/мин оно уменьшается до 30° . Это свидетельствует о том, что, начиная с $n=1500$ об/мин, в пограничном слое формируются активные турбулентные структуры, и теплообмен начинает быстрее реагировать на изменение гидродинамических условий.

Примечательно, что заметный подъем α_x при всех n и во всех контрольных сечениях начинается приблизительно при одном и том же угле поворота коленчатого вала ($275^\circ < \varphi < 280^\circ$), и максимального значения α_x достигает также в одной области $375^\circ < \varphi < 420^\circ$. Вариации мгновенного локального коэффициента теплоотдачи практически угасают при $j \approx 720^\circ$ при всех n и во всех контрольных сечениях (рисунок 5). Все это свидетельствует об общей закономерности изменения α_x от угла j во впускном канале ДВС при всех частотах вращения коленчатого вала и по всей длине канала. Вместе с тем максимальные значения α_x увеличиваются с ростом n не одинаково для разных участков впускного канала. Так для сечения ближнего к

входу потока воздуха максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи составляли 77, 113 и 160 Вт/(м²·К), соответственно для частот вращения коленчатого вала 600, 1500 и 3000 об/мин, тогда как для сечения дальнего от входа ($l_x=210$ мм) они равнялись 70, 101 и 161 Вт/(м²·К) при тех же n .

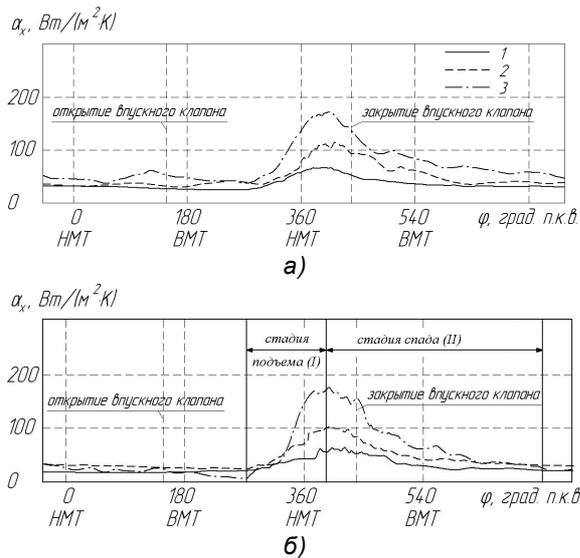


Рисунок 5 - Зависимость мгновенных локальных ($l_x=40$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала j во впускном канале при разных частотах вращения коленчатого вала:
1 - $n=600$ об/мин; 2 - $n=1500$ об/мин;
3 - $n=3000$ об/мин

Опыты показали (рисунок 6), что при одной и той же скорости потока (заряда) существуют значительные отличия между значениями локального коэффициента теплоотдачи α_x в статическом и динамическом режимах движения потока. Установлено, что для впускного тракта ДВС нестационарность приводит к сильному снижению теплоотдачи, которое может достигать в сравнение со стационарным течением 2,5 раз.

Оказалось, что мгновенная локальная теплоотдачи во впускном тракте двигателя внутреннего сгорания зависит от следующих параметров: частоты вращения коленчатого вала n , угла поворота коленчатого вала j , расстояния от входа l_x и температуры t окружающей среды, то есть $\alpha_x = f(n, j, l_x, t)$. В результате аппроксимации экспериментальных данных, проведенной методом наименьших квадратов, были получены уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи во впускном канале двигателя раз-

мерности 8,2/7,1 с погрешностью (средне-квадратичным отклонением) 12%. При этом для того, чтобы получить более простые выражения эта зависимость была разбита на два участка: подъема (I) и спада (II) (см. рисунок 5).

Для стадии подъема ($280^\circ < \varphi < 400^\circ$) расчетное уравнение для α_x , Вт/(м²·К) имеет вид:

$$\alpha_x^I = 35,1 \cdot n^{0,31} (j - 275)^{0,82} \cdot l_x^{0,11} \cdot (1 + 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273)), \quad (2)$$

для стадии спада ($400^\circ < \varphi < 720^\circ$):

$$\alpha_x^{II} = 8,1 \cdot 10^5 \cdot n^{0,31} (j - 275)^{-1,25} \cdot l_x^{0,11} \cdot (1 + 3,3 \cdot 10^3 \cdot (T - 273)), \quad (3)$$

где n - частота вращения коленчатого вала, об/мин ($600 < n < 3000$); j - угол поворота коленчатого вала, град. ($280^\circ < \varphi < 720^\circ$); T - температура окружающей среды, К ($293 < T < 313$), l_x - расстояние от входа в канал до расчетного сечения, м ($0,10 < k < 0,22$).

Следует подчеркнуть, что представленные эмпирические уравнения получены для простейшего канала и небольших T ; и они будут трансформироваться по мере усложнения его конфигурации и окружающих условий.

Выводы

Установлено, что при использовании во впускной системе поршневого ДВС профилированной вставки с поперечным сечением в форме равностороннего треугольника приводит к увеличению коэффициента наполнения в среднем на 30%. Тогда как использование вставки с поперечным сечением в форме квадрата не дает существенного увеличения η_v , а на высоких частотах вращения коленчатого вала, наблюдается даже его снижение по сравнению с впускной системой постоянного круглого сечения.

Мгновенный локальный коэффициент теплоотдачи наиболее сильно зависит от угла поворота коленчатого вала и частоты вращения коленчатого вала двигателя (или от нарастания скорости потока воздуха во впускном канале). Также стало очевидным, что провести точный расчет подогрева свежего заряда в процессе впуска, а следовательно и определить температурные напряжения во впускном коллекторе (трубе) можно только на основе эмпирических уравнений, описывающих динамику данного процесса.

ОСОБЕННОСТИ ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ И ЛОКАЛЬНОГО КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛООТДАЧИ ВО ВПУСКНЫХ КАНАЛАХ РАЗНОЙ КОНФИГУРАЦИИ ПОРШНЕВОГО ДВС

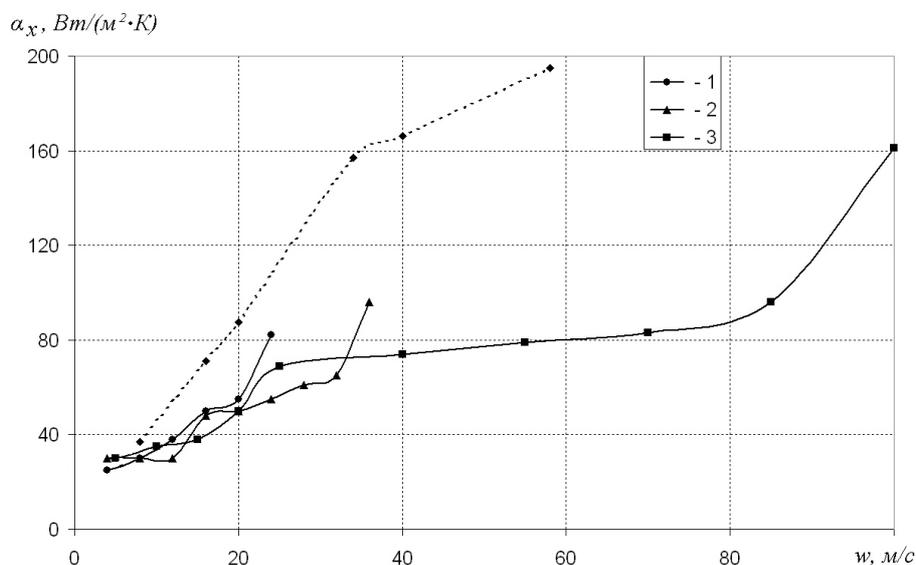


Рисунок 6 - Зависимость локального ($k=40$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от скорости потока воздуха w : 1 - $n=600$ об/мин; 2 - $n=1500$ об/мин; 3 - $n=3000$ об/мин; - - - стационарный поток; $\frac{3}{4}$ пульсирующий поток

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе, С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. - М.: Энергоатомиздат, 1990. - 367 с.
2. Краев, В.М. Теплообмен и гидродинамика турбулентных течений в условиях гидродинамической нестационарности. / Изв. вузов. Авиационная техника. 2005. №3, стр. 39-42.
3. Турбулентный теплоперенос в условиях гидродинамической нестационарности/ Алемасов В.Е., Занько Ф.С., Михеев Н.И., Молочников В.М., Стинский Г.В.// Проблемы газодинамики и тепло-массообмена в энергетических установках: тр. XV Школы-семинара молодых ученых и специалистов под рук. акад. РАН А.И. Леонтьева, 23-27 мая 2005г, Калуга, Россия. М.: МЭИ, 2005. С.41-44.
4. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС/ Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов// Двигателестроение. - 2009. - №1. - С. 24-27.
5. Пат. 81338 RU, МПК G01P5/12. Термоанемометр постоянной температуры/ Плохов С.Н.,

Плотников Л.В., Жилкин Б.П. №2008135775/22; заявл. 03.09.2008; опубл. 10.03.2009 Бюл. №7.

6. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб. / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; [под ред. В.Н. Луканина]. - М.: Высш. шк., 1995. - 368 с.: ил.

Плотников Л.В., аспирант, старший преподаватель кафедры «Турбины и двигатели»,
e-mail: plotnikovlv@mail.ru,
тел. (8343) 3759597.

Жилкин Б.П., д.ф.- м.н., профессор кафедры «Теоретическая теплотехника»
e-mail: tot@ustu.ru

ГОУ ВПО «Уральский государственный технический университет – УПИ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»