

УДК 621.43.068.4

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ЗАЖИГАНИЯ ПРИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИИ С БЕНЗИНА НА ГАЗ ДЛЯ КОНТРОЛЛЕРА ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

© 2011 В. А. Шишков

Самарский государственный аэрокосмический университет

Поступила в редакцию 18.02.2011

На основании исследований, проведённых автором, предложен алгоритм определения угла опережения зажигания при переключении двигателя с бензина для работы на газовом топливе в соответствии со скоростью горения топливной смеси, зависящей от многих параметров, и приближенного к реальным физическим процессам, происходящим в камерах сгорания ДВС. Сделан ориентировочный расчет изменения угла опережения зажигания для сжатого природного газа (КПГ) и сжатого углеводородного газа (СУГ). Показаны возможные погрешности и пути их минимизации, а также порядок реализации алгоритма при определении коэффициентов влияющих параметров.

Угол опережения зажигания, двигатель внутреннего сгорания, электронная система управления двигателем, алгоритм управления, газовое топливо, скорость горения.

Определение угла опережения зажигания при работе карбюраторного двигателя обычно выполняется для получения максимальной мощности, крутящего момента и снижения выбросов токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) на отдельных режимах работы. Для снижения расхода топлива эта работа проводится на обедненной топливной смеси [1]. С введением в РФ с 2008 г. норм токсичности «Евро-3», а с 2011 г. норм «Евро-4» испытания автомобилей на токсичность ОГ проводятся по специальным ездовым циклам, требованиям которых карбюраторные двигатели уже не удовлетворяют.

Фактически работа на богатой или бедной топливовоздушной смеси не допускается. Состав смеси для норм токсичности «Евро-3» и «Евро-4» должен быть в пределах 0,99-1,01, то есть с допуском $\pm 1\%$, на всех стационарных режимах работы двигателя. Допускается кратковременное отклонение от этих значений на переходных режимах работы двигателя. Это достигается только при использовании электронной системы управления двигателем с впрыском топлива. Соответственно условия зажигания и горения бензиновой и газовой топливных смесей не соответствуют режимам и параметрам, изложенным в [1].

Угол опережения зажигания для конкретного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) и вида топлива обычно определяется следующими путями:

1. Длительными стендовыми испытаниями по определению угла опережения зажигания на всех режимах его работы как на стационарных,

так и на переходных режимах при поставленных начальных условиях. Этими условиями могут быть максимальные значения крутящего момента и мощности двигателя или минимальный расход топлива с учетом отсутствия детонации на всех режимах работы ДВС. Обычно определяются обе эти характеристики и используются в зависимости от условий движения, нагрузки автомобиля и манеры езды конкретного водителя.

2. Для первого приближения углы опережения зажигания могут быть взяты с аналога данного ДВС с последующей коррекцией в процессе доводочных работ.

3. Углы опережения зажигания могут быть определены также расчетным путем, если известна скорость горения топливовоздушной смеси в различных условиях, которые реализуются на конкретном ДВС. Этот путь достаточно сложен, так как нет полной теории определения скорости горения в различных условиях [2-5], поэтому в данном случае требуются соответствующая проверка и корректировка углов опережения зажигания в процессе испытаний ДВС.

4. Пересчетом угла опережения зажигания, полученного при проведении испытаний, с одного вида топлива на другое в зависимости от скорости их сгорания в воздушной среде при различных составах смеси, температурах и давлениях с последующей корректировкой при доводочных работах.

Как видно, все эти варианты требуют проведения дополнительных специальных испытаний. Но если были проведены испытания для одного вида топлива по первому пункту, то целесообразно перейти к четвертому пункту, что позволит сократить на порядок объем проведения испы-

Шишков Владимир Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения, начальник технического отдела ООО «Рекар».
E-mail: Vladimir-Shishkov@yandex.ru.

таний при доводочных работах для другого вида топлива.

На процесс воспламенения топливовоздушной смеси влияет величина времени накопления энергии в катушке зажигания, которая может быть как одинаковой, так и различной для бензина и газового топлива. Увеличение угла опережения зажигания при работе на газовом топливе обычно приводит к уменьшению времени накопления энергии в катушке зажигания, если момент начала ее накопления неизменен по углу положения коленчатого вала двигателя. При работе на газовом топливе момент начала зажигания наступает раньше, чем при работе на бензине. В этом случае необходимо раньше начинать накопление энергии в катушке зажигания. Это выполняется для того, чтобы сохранить, а в лучшем случае и увеличить время накопления энергии для повышения энергии разряда при работе на газовом топливе.

Увеличение времени накопления энергии при работе на газовом топливе можно, например, определить в той же зависимости, что и изменение угла опережения зажигания. Повышенная энергия разряда на свече зажигания нужна потому, что для воспламенения газового топлива требуется большая энергия, чем для смеси паров бензина с воздухом.

Скорость горения зависит от химического состава топлива и, в частности, от содержания молекул водорода, который увеличивает число активных центров в начале процесса окисления. При одинаковом химическом составе топлива на скорость горения будет оказывать влияние и размер его молекул. Чем меньше молекула, тем меньше энергии необходимо на ее разложение с последующим окислением атомов водорода и углерода, а также тем проще доступ радикалов и молекул кислорода к атомам углерода. В работе [2] изложено недостаточно полное теоретическое описание горения бимолекулярных реакций, которое не может быть применено в настоящее время для контроллеров систем управления двигателем внутреннего сгорания.

Кроме этого, скорость горения зависит также и от качества приготовления смеси – от однородности топливовоздушной смеси, от степени турбулизации потока в камере сгорания ДВС и других параметров. В работах [3-5] приведены математические модели расчетов параметров при горении топлив. Они требуют значительно машинного времени для расчета параметров и неприемлемы для современных электронных блоков управления двигателем внутреннего сгорания, так как применение более мощных процессоров приведет к их удорожанию. Поэтому требуется более простой алгоритм, описываю-

щий основные физические процессы при воспламенении и горении топливной смеси.

Для двигателей с одинаковыми степенью сжатия и степенью наполнения цилиндров топливовоздушной смесью давление в конце процесса сжатия как бензиновоздушной, так и газозвушной смесей можно считать одинаковым, так как объем поступившей смеси примерно одинаков. Но он отличается по количеству воздуха и топлива, поступившего в цилиндр.

Скорость нарастания давления в процессе сгорания зависит от количества активных центров горения или количества водорода в смеси. Чем выше эффективное давление в процессе сгорания, тем ниже будет скорость горения. Но чрезмерное увеличение давления в камере сгорания может привести к детонации, когда скорость горения на два порядка выше обычной скорости горения.

Возникает вопрос: насколько отличается угол опережения зажигания при работе ДВС на бензине, СУГ или КППГ? Угол опережения зажигания – это функция многих параметров. Выделим основные параметры, которые оказывают на него максимальное воздействие, и пренебрежем остальными, влияние которых незначительно.

$$\alpha_3 = f(\alpha, T; P; W_{гор}; N_{H_2}; V_{турб}; n; G_a; V_{кц} \text{ и т.д.}), \quad (1)$$

где α_3 – угол опережения зажигания;

α – состав смеси;

T – температура топливной смеси перед началом воспламенения, зависит от начальной температуры всасываемой топливной смеси, а также от степени ее сжатия и температуры стенок цилиндров, то есть от температуры двигателя;

P – давление топливной смеси перед началом воспламенения и в процессе горения, изменяется с течением времени, то есть $P = f(t)$;

$W_{гор}$ – скорость горения топливовоздушной смеси;

N_{H_2} – количество атомов свободного водорода перед началом горения;

$V_{турб}$ – турбулизационная составляющая скорости топливной смеси перед воспламенением и в процессе горения, изменяется с течением времени, то есть $V_{турб} = f(t)$;

n – частота вращения коленчатого вала (КВ) двигателя;

G_a – расход воздуха;

$V_{кц}$ – объем камеры сгорания, м³ (для расчета примем 0,0004 м³).

Температуру двигателя можно не учитывать, так как ее влияние определяется через температуру топливной смеси, которую можно выразить зависимостью от температуры двигателя.

Преобразуем зависимость (1) к другому виду:

$$\alpha_3 = A(n, G_a) f(W_{гор}; n; G_a), \quad (2)$$

$$\text{где } W_{гор} = f(W_{и}; \alpha; T; P; N_{H_2}; V_{турб}; V_{кц}; K_m; K_{o_2}; t_2) \quad (3)$$

– функция скорости горения топливовоздушной смеси в зависимости от влияющих параметров;

W_n – скорость нормального горения топливовоздушной смеси, определяется экспериментальным путем для каждого вида топлива при стехиометрическом составе смеси по формуле Аррениуса, нормальном давлении, отсутствии в топливе свободного молекулярного водорода, а также при ламинарном движении топливовоздушной смеси и свободном объеме;

$A(n, G_\rho)$ – матрица коэффициентов коррекции угла опережения зажигания для заполнения при проведении испытаний по калибровке параметров по конкретному двигателю (в начале проведения работ все ячейки матрицы заполнены единицами);

K_m – концентрация паров топлива в смеси в процессе горения, изменяется с течением времени, то есть $K_m = f(t)$;

K_{O_2} – концентрация кислорода в смеси в процессе горения, изменяется с течением времени, то есть $K_{O_2} = f(t)$;

t_z – время горения топливовоздушной смеси.

Для упрощения зависимости (3) введем функцию концентрации топлива и кислорода в смеси от времени

$$f_k = f(K_m; K_{O_2}; t_z). \quad (4)$$

Тогда выражение (3) можно представить в следующем виде:

$$W_{fzop} = f(W_n; \beta; T; P; N_{H_2}; V_z; V_{турб}; V_{кв}; f_k). \quad (5)$$

В более полном виде скорость горения топливовоздушной смеси:

$$W_{fzop} = (A e^{-E/(RT)} + V_{турб}) f_\beta P^m (1 + \ln(N_{H_2})) (K_{ва} \ln(V_{кв} + K_{вб})) f_k, \quad (6)$$

где A – постоянный коэффициент реакции горения;

$V_{турб}$ – турбулентная составляющая скорости горения топливной смеси (для простоты расчета примем одинаковой для всех трех видов топлив, равной 20 м/с);

f_α – функция влияния состава смеси, в первом приближении ее можно принять в виде функции синуса $f_\alpha = \sin \beta$, где $\beta = 90 \cdot \alpha$;

E – энергия активации при окислении кислородом воздуха для паров бензинов 78,5-80 кДж/моль, для КПГ 86-89 кДж/моль, для СУГ 82,5-84 кДж/моль, для водорода примерно 67 кДж/моль;

R – газовая постоянная, 8,31441 кДж/(кмоль К);

e – основание натурального логарифма, величина постоянная, 2,71828...;

\ln – натуральный логарифм;

$K_{ва}$ – множитель влияния масштабности системы, для всех трех видов топлив примем равным 6;

$K_{вб}$ – коэффициент масштабности системы, при-

чем одинаковым для всех трех видов топлив 1,181;

$K_{ва} \ln(V_{кв} + K_{вб})$ – функция влияния масштабности системы на процесс воспламенения.

Функцию концентрации топлива и кислорода в смеси в первом приближении можно взять для нормальной скорости горения. Реально функция концентрации топлива и кислорода в смеси зависит также от скорости горения, поэтому необходимо сделать несколько последовательных приближений.

Как видно из уравнения (6), функция скорости горения топливовоздушной смеси зависит не только от параметров ее состояния, но и от времени протекания процесса, то есть изменяется с течением времени. Решение уравнения (6) в нестационарном процессе представляет собой сложную задачу, которая в настоящее время неприемлема для систем управления двигателем внутреннего сгорания, так как недостаточно быстрое действие процессора контроллера для оперативного вычисления в процессе работы двигателя. Для упрощения решения можно задать некоторые условия, которые позволяют решить уравнение (6) для стационарного процесса при некоторой средней скорости горения или ее максимальном значении.

Угол опережения зажигания для различных частот вращения КВ ДВС:

$$a_{ззз} = a_{збенз} K_w, \quad (7)$$

где $K_w = (W_{fzop a} / W_{fzop z})$.

Подставим выражение (6) для скорости горения бензина и газа в выражение K_w и сократим одинаковые параметры:

$$K_w = \left\{ \frac{[(A_{бенз} e^{E/(RT)} + V_{турб}) f_\alpha P^{m_{бенз}} (1 + \ln(N_{H_2})) (K_{ва} \ln(V_{кв} + K_{вб})) f_k]_{бенз}}{[(A_{газ} e^{E/(RT)} + V_{турб}) f_\alpha P^{m_{газ}} (1 + \ln(N_{H_2})) (K_{ва} \ln(V_{кв} + K_{вб})) f_k]_{газ}} \right\} \quad (8)$$

Нормальная скорость горения паров бензина и газа, энергия активации E , начальная температура топливной смеси (из-за отсутствия энергии на испарение капель топлива при работе на газе), влияние давления (показатель степени), скорость движения заряда и турбулентная составляющая (из-за различного объемного содержания топлива), коэффициент масштабности – все эти параметры различны для бензовоздушных и газоздушных топливных смесей.

Примем в первом приближении следующие условия:

- функции f_α влияния состава смеси на скорость горения одинаковы для паров бензина и газа;

- начальная концентрация молекул водорода в бензине и газовом топливах одинакова;

- функции концентрации f_k топлива и кислорода в смеси в процессе горения от времени одинаковы;

- давление P в конце процесса сжатия на всех видах топлива одинаково;

- турбулентную составляющую скорости $V_{турб}$ для известной конструкции камеры сгорания и системы впуска топливоздушнoй смеси при работе на бензине и газе считаем одинаковой.

Тогда уравнение (8) можно переписать в следующем виде:

$$K_w = P \left\{ \frac{[(A_{бенз} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) (K_{va} \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{бенз}}{[(A_{газ} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) (K_{va} \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{газ}} \right\} \quad (9)$$

где $m_{бенз}$ – показатель степени влияния давления при работе двигателя на бензине при турбулентном горении ($m_{бенз} = -0,1 \dots -0,4$) примем $-0,2$;

$m_{газ}$ – показатель степени влияния давления при работе двигателя на газовом топливе примем из условия его пропорциональности детонационному числу топлива. Тогда для СУГ он будет равен $m_{газ\ суз} = -0,2 \cdot 95/105 = -0,18095$, для КПП $m_{газ\ кпг} = -0,2 \cdot 95/120 = -0,15833$. В данном расчете принято детонационное число бензина – 95, СУГ – 105, КПП – 120. Например, давление в конце процесса сжатия 1200 кПа, тогда коэффициент влияния давления на угол опережения зажигания при работе на КПП составит 0,744219, а при работе на СУГ 0,873658. То есть угол опережения зажигания при переходе с бензина на газовое топливо из-за различного влияния давления уменьшится на 25,57% для КПП и на 12,63% при работе на СУГ;

$E_{бенз}, E_{газ\ кпг}, E_{газ\ суз}$ – энергии активации для паров бензина, КПП, СУГ с воздухом приведены выше;

$T_{бенз}$ и $T_{газ}$ – отличаются на значение, обусловленное энергией парообразования капелек бензина, то есть начальная температура смеси воздуха и газовых топлив незначительно выше, чем для смеси бензина и воздуха. Например, зная массу воздуха и топлива, поступившего в цилиндр, а также количество энергии (по изменению энтальпии смеси воздуха с топливом), затраченное на парообразование всего количества бензина для прогретого двигателя или его части для непрогретого двигателя, можно определить разницу ($T_{газ} - T_{бенз}$). Пример расчета для двигателя 1,5 л, мощностью 54 кВт при $n = 5600$ об/мин и составе стехиометрической смеси, равном 1, приведен ниже в табл. 1.

В табл. 1: $T_{окр}$ – температура окружающего воздуха;

Таблица 1. Определение разности температур газовой и бензиновой смесей, поступивших в цилиндр

$T_{окр}, ^\circ\text{C}$	$G_{ц\ возд},$ г/цикл	$G_{ц\ топл},$ г/цикл	$r,$ кДж/кг	$C_{рбн},$ кДж/(кг $^\circ\text{C}$)	$C_{рвн},$ кДж/(кг $^\circ\text{C}$)	$T_{газ} - T_{бенз}, ^\circ\text{C}$
-30	0,3702	0,0254	348	1,73	1,0048	21,25
+45	0,2851	0,0195	328	1,72	1,0056	19,97

$G_{ц\ возд}$ – цикловая подача воздуха в двигатель;
 $G_{ц\ топл}$ – цикловая подача топлива в двигатель;
 r – теплота парообразования бензина (среднее значение для различных составов бензина).

Примем разность температур топливной смеси при работе на бензине и газе, равной изменению температуры смеси бензина и воздуха до и после испарения бензина:

$$T_{газ} - T_{бенз} = T_{нач} - T_{кон},$$

где примем в первом приближении $T_{нач} = T_{окр}$;

$$T_{кон} = \frac{(C_{рбн} G_{ц\ топл} + C_{рвн} G_{ц\ возд}) T_{нач} - r G_{ц\ топл}}{(C_{рбн} G_{ц\ топл} + C_{рвн} G_{ц\ возд})}, \quad (10)$$

где $C_{рбн}$ и $C_{рвн}$ – начальная и конечная теплоемкость бензина соответственно, кДж/(кг $^\circ\text{град}$), примем среднее значение;

$C_{рвн}$ и $C_{рвк}$ – начальная и конечная теплоемкость воздуха соответственно, кДж/(кг $^\circ\text{град}$), примем среднее значение.

Как видно из таблицы, разность температур газовой и бензиновой смесей с воздухом для различных условий работы двигателя составляет примерно 20-21 $^\circ\text{C}$. По этим значениям можно определить предельные значения коэффициента влияния температуры топливной смеси и энергии активации на угол опережения зажигания. Как следует из формулы (9), при переходе с бензина на газ температура смеси для испаренного в газовом редукторе СУГ и для КПП влияет одинаково. Отличия коэффициентов влияния температуры топливной смеси и энергии активации для СУГ и КПП связаны с их различными энергиями активации, которая, в свою очередь, зависит от температуры топливной смеси в процессе горения. При повышении температуры энергия активации снижается.

Определим влияние температуры и энергии активации, например, для степени сжатия 11. Зададим температуру в конце сжатия $T_{бенз} = 750$ К, 800 К, 825 К и $T_{газ} = 770$ К, 820 К, 845 К, коэффициенты $A_{бенз}$ и $A_{газ}$ примем равными 7000000. Вычислим коэффициент влияния для КПП и СУГ:

$$K_w = \left\{ \frac{[(A_{бенз} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) (K_{va} \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{бенз}}{[(A_{газ} e^{-E/(RT)} + V_{турб}) (K_{va} \ln(V_{кc} + K_{vb}))]_{газ}} \right\} \quad (11)$$

Диапазон изменения коэффициента K_w , влияния температуры, энергии активации и масштабной функции составляет при $T_{газ} = 770$ К, 820 К,

845 К соответственно для КПП 1,467; 1,712; 1,671, а для СУГ 1,1395; 1,223; 1,189. Функция данного влияния имеет экстремум из-за различного влияния температуры и энергии активации. Как видим, увеличение угла опережения зажигания при переходе с бензина на газовое топливо в зависимости от температуры, энергии активации топлива и масштабного коэффициента составит для КПП 46,7-71,2%, а для СУГ 13,95-22,3%.

Тогда суммарное влияние всех параметров, а именно давления и коэффициента K_w , по соотношению (11), на увеличение угла опережения зажигания по уравнению (9) составит для КПП $K_w = 1,092-1,274$, а для СУГ $K_w = 0,996-1,068$. Например, угол опережения зажигания на бензине был 25 град, тогда на КПП составит 27,3-31,85 град, то есть фактическое увеличение составит от 2,3 до 6,85 град по углу положения коленчатого вала двигателя. Аналогично для СУГ он составит 25-26,7 град, то есть фактическое увеличение составит от 0 до 1,7 град по углу положения КВ двигателя.

Величина погрешности вычисления изменения угла опережения зажигания при переходе с одного вида топлива на другой складывается из следующих погрешностей:

- экспериментального подбора коэффициентов в формуле Аррениуса и эмпирических зависимостях, используемых в данном алгоритме;
- выполнения калибровочных работ на конкретном двигателе при подборе коэффициентов влияния для получения максимальной мощности, максимального крутящего момента и минимальной токсичности отработавших газов;
- измерения или вычисления температуры и давления в камере сгорания перед процессом воспламенения;
- задания состава топливной смеси (погрешность измерения и вычисления расхода воздуха и топлива);
- определения турбулентной составляющей скорости в процессе горения;
- определения количества атомарного водорода в топливной смеси и т.д.

При осмысленной постановке экспериментов и выполнении калибровочных работ все эти погрешности можно минимизировать до необходимого уровня для получения физической картины протекающих процессов.

Предлагается такой порядок определения необходимых для расчета коэффициентов. Последовательно определяются:

- нормальная скорость горения паров бензина и газа с воздухом при одинаковых условиях;
- коэффициенты влияния состава смеси на нормальную скорость горения при одинаковых условиях;

- показатель влияния давления на нормальную скорость горения при одинаковых условиях для смесей паров бензина и газа с воздухом;
- по нормальной скорости горения - энергия активации и коэффициент A в формуле Аррениуса;
- количество атомарного водорода в топливе по химическому составу топлива или по расходу дополнительного водорода;
- турбулентная составляющая скорости (определяется оптическим методом);
- коэффициенты в функции влияния объема камеры сгорания на нормальную скорость горения;
- матрица коэффициентов $A(n, G_p)$ (определяется в процессе проведения калибровочных работ электронного блока управления двигателем); при правильно выбранных коэффициентах в формуле (9) коэффициенты матрицы $A(n, G_p)$ будут близки к единице.

Для ускорения процесса адаптации часть коэффициентов и функций, используемых в данной методике, можно найти в соответствующей специализированной литературе по теории горения паров бензина и газовых топлив в смеси с воздухом. Часть коэффициентов в первом приближении можно задать, при этом не нарушая физических процессов, а погрешности их задания компенсировать матрицей калибровочных коэффициентов $A(n, G_p)$. В случае использования более мощного процессора в электронном блоке управления двигателем алгоритм вычисления угла опережения зажигания при переходе с одного вида топлива на другое можно расширять введением алгоритмов вычисления соответствующих параметров влияния.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Данная работа позволяет определить угол опережения зажигания при переходе с бензина на газовое топливо с учетом физического влияния основных факторов.
2. Предложенный алгоритм изменения угла опережения зажигания можно использовать в электронном блоке управления в системах управления ДВС, работающего на газовом топливе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Злотин Г.Н., Захаров Е.А., Кузьмин А.В. Регулировка бензинового ДВС при переводе его на сжиженный нефтяной газ // Двигателестроение. 2007. №2. С.29-31.
2. Гардинер У., Диксон-Льюис Г., Цельнер Р. и др. Химия горения: Пер. с англ [под ред. У.Гардинера]. М.: Мир, 1988. С. 464.
3. Zaslavsky M.Yu., Pergament A.Kh., Plushchenkow B.D. Dynamics and Stability of One-Dimensional Combustion Problems. Preprint, Inst. Appl. Math. Naim M.V. Keldysh, the Russian Academy of Science. Moscow, 2002.

4. *Сабденов К.О.* Теплофизические и гидрогазодинамические эффекты при горении газов и ракетных топлив. Автореф. дисс. ... докт. физ.-мат. наук. Томск, 2007. С. 41.
5. *Матиевский Д.Д., Сеначин П.К., Свердлов М.Ю., Ильина М.А.* Новый подход к проблеме моделирования сгорания смеси в ДВС с искровым зажиганием. 20 с. URL: http://aomai.secna.ru:8080/Books/Files/1999-02/HTML/12/pap_12.html (дата обращения 18.01.2011)

**ALGORITHM OF DEFINITION OF A CORNER OF AN ADVANCING OF IGNITION
AT SWITCHING FROM PETROL ON GAS FOR THE CONTROLLER
OF AN ELECTRONIC CONTROL SYSTEM OF THE ENGINE**

© 2011 V. A. Shishkov

Samara State Aerospace University

The algorithm of definition of a corner of an advancing of ignition is offered at switching the engine from petrol for work on gas fuel according to speed of burning of a fuel mix dependent on many parameters, and approached to real physical processes occurring in chambers of combustion engine of internal combustion. The rough account of change of a corner of an advancing of ignition for komprimirt of natural gas and liquefied C-H of gas is made. The possible errors and ways of their minimization, and also order of realization of algorithm are shown at definition of factors of influencing parameters.

Key words: corner of an advancing of ignition, engine of internal combustion, electronic control system of the engine, algorithm of management, gas fuel, speed of burning.