

и нескольких значений ϵ —от 4,8 до 7,2 через 0,8. Все расчеты произведены при коэффициенте избытка воздуха α равном 0,8, что, как известно, соответствует режиму максимальной мощности. Горючее—бензин, свойства которого характеризуются следующими данными:

элементарный состав $C = 85,5\%$ и $H = 14,5\%$;

теплота сгорания $h_u = 10400$ ккал/кг;

скрытая теплота испарения $r = 75$ ккал/кг;

теплоемкость жидкого топлива $c_{жт} = 0,58$ ккал/кг $^{\circ}$ С;

молекулярный вес паров топлива $m_{пт} = 114$.

Количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания 1 кг данного топлива, $l_0 = 14,95$ кг/кг или $L_0 = 0,513$ моль/кг.

Для того чтобы результаты расчетов теоретического цикла возможно меньше отличались от действительности, необходимо учитывать изменение теплоемкости газов с температурой и диссоциацию их при высокой температуре. Как показали расчеты [1], на богатых смесях диссоциация ничтожна, и поэтому в данном случае учитывается лишь изменение теплоемкости газов с температурой.

Важнейшие результаты тепловых расчетов указаны ниже.

Температуры цикла

Температура конца всасывания определялась по формуле, предложенной проф. И. М. Лениным [3], в которой учитывается различие теплоемкостей остаточных газов и свежей смеси, а также расширение остаточных газов при всасывании

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta t + \gamma\psi T_r \left(\frac{p_{sn}}{p_r} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 + \gamma\psi} \text{ } ^{\circ}\text{K}, \quad (1)$$

где T_r — температура остаточных газов, которой обычно задаются;
 p_r — давление выхлопных газов, которое в теоретическом цикле равно 1 кг/см 2 ;
 ψ — отношение средних теплоемкостей остаточных газов и свежей смеси (для богатой смеси $\psi = 1,13$).

Коэффициент остаточных газов γ определяется по следующей формуле

$$\gamma = \frac{T_0 + \Delta t}{T_r \beta (\epsilon p_{sn} - p_r)}, \quad (2)$$

где β — коэффициент молекулярного изменения, равный 1,11 (при $\alpha = 0,8$).

Входящая в выражение (2) величина Δt оценивает понижение температуры смеси при испарении топлива и подогрев ее от горячие детали двигателя. Подогревом от горячие детали в теоретическом двигателе пренебрегаем, а понижение температуры вследствие испарения топлива определяем по формуле

$$\Delta t = \frac{xr}{\alpha l_0 c_{pвозд} + c_{ж.т}} \text{ } ^{\circ}\text{C}, \quad (3)$$

где x — паросодержание горючей смеси (для теоретического цикла равное 1).

Понижение температуры горючей смеси, определенное по формуле (3), при данном составе ее равно $21,8^{\circ}\text{C}$.

Температура конца сжатия находилась по выражению

$$T_c = T_a \varepsilon^{k_1 - 1}. \quad (4)$$

Определение температуры конца сгорания T_z производилось по следующему уравнению

$$\begin{aligned} \xi(h_u - \Delta h_u) + \alpha L_0 m c_{vo} t_c + c_{n.m} t_c + \beta \gamma \left(\alpha L_0 + \frac{1}{m_{n.m}} \right) m c'_{vr} t_c = \\ = \beta(1 + \gamma) \left(\alpha L_0 + \frac{1}{m_{n.m}} \right) m c''_{vr} t_z, \end{aligned} \quad (5)$$

где ξ — коэффициент выделения тепла при сгорании, в теоретическом цикле принимается $\xi = 1$;

Δh_u — тепловые потери, вследствие химической неполноты сгорания богатой смеси определяются по обычной формуле

$$\Delta h_u = 14600 (1 - \alpha) \text{ ккал/кг};$$

$m c_{vo}$ — средняя молекулярная теплоемкость свежей смеси определялась по формуле

$$m c_{vo} = 4,94 + 0,365 \cdot 10^{-3} (t_1 + t_2) \text{ ккал/моль } ^{\circ}\text{C};$$

$m c_{vr}$ — средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания (или остаточных газов), взятая в соответствующем интервале температур: $m c_{vr}'$ от 0° до t_c° и $m c_{vr}''$ — от 0° до t_z° ; для богатой смеси ($\alpha = 0,8$) определялась по формуле

$$m c_{vr} = 4,976 + 0,748 \cdot 10^{-3} (t_1 + t_2) \text{ ккал/моль } ^{\circ}\text{C}.$$

Для определения температуры конца расширения использовалась обычная формула

$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{k_2 - 1}}. \quad (6)$$

Величина средних значений показателя адиабаты сжатия k_1 и показателя адиабаты расширения k_2 , как показали расчеты [1], крайне незначительно зависит от изменения давления наддува и степени сжатия. Поэтому для упрощения расчетов представляется возможным принять для всех давлений впуска и степеней сжатия одинаковые средние значения показателей адиабаты: для линии сжатия $k_1 = 1,38$ и для линии расширения $k_2 = 1,25$.

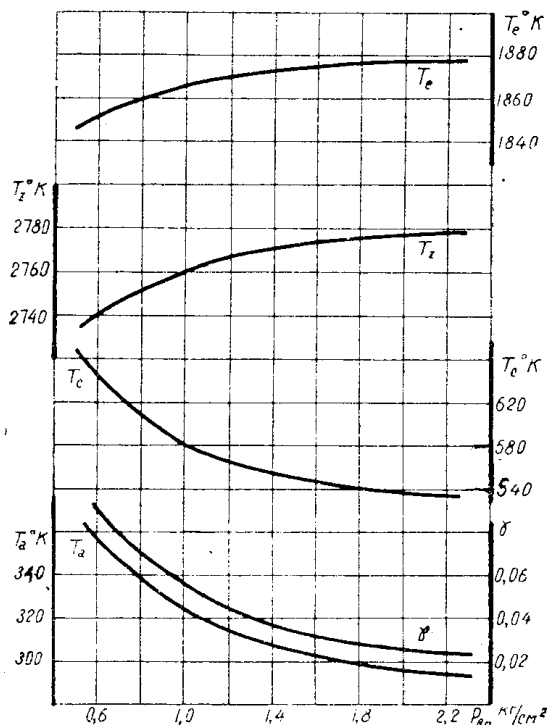
Влияние наддува на температуры цикла, полученные в результате подсчетов по формулам (1), (4), (5) и (6), иллюстрируется кривыми фиг. 1.

Снижение температуры конца всасывания при увеличении давления наддува объясняется уменьшением относительного количества остаточных газов (фиг. 1) и постоянством температуры воздуха на входе в двигатель, сжатие которого в нагнетателе принято изотермическим. Характер изменения температуры конца сжатия непосредственно зависит от изменения температуры всасывания, чем и объясняется снижение T_c при наддуве.

Обращает на себя внимание весьма незначительное изменение температуры конца сгорания при изменении давления впуска в широком диапазоне — от 0,6 до 2,2 кг/см². Это легко объяснить, если учесть особенность

количественного регулирования, при котором сохраняется калорийность рабочей смеси. От последней, главным образом, и зависит температура сгорания.

Поскольку при наддуве относительное количество остаточных газов снижается, то при сгорании с ростом давления впуска уменьшается затрата тепла на нагрев инертной части заряда, и температура конца сгорания должна увеличиваться. Но снижение относительного количества остаточных газов приводит в то же время к падению температуры конца сжатия, и поэтому в итоге рост температуры сгорания незначителен. Последнее обстоятельство обуславливает и незначительное увеличение температур конца расширения при наддуве.



Фиг. 1
Температуры цикла и коэффициент остаточных газов в зависимости от давления впуска.

Наполнение двигателя

Наполнение двигателя свежей смесью оценивается коэффициентом наполнения η_v , представляющим, как известно, отношение веса смеси, фактически поступившей в цилиндры двигателя, к весу смеси, которая могла бы заполнить рабочий объем цилиндров при температуре и давлении воздуха (или смеси) за нагнетателем. При работе двигателя с наддувом коэффициент наполнения определяется из следующей формулы:

$$\eta_v = \left(\varepsilon \frac{p_{вн}}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_k}{p_k(\varepsilon - 1)},$$

где T_k и p_k — температура и давление смеси после нагнетателя.

Для теоретического цикла последнюю формулу целесообразно представить в несколько преобразованном виде:

$$\eta_v = \left(\varepsilon \frac{T_r}{T_a} - \frac{p_r}{p_{вн}} \right) \frac{p_{вн}}{p_k} \frac{T_k}{T_r} \frac{1}{\varepsilon - 1}.$$

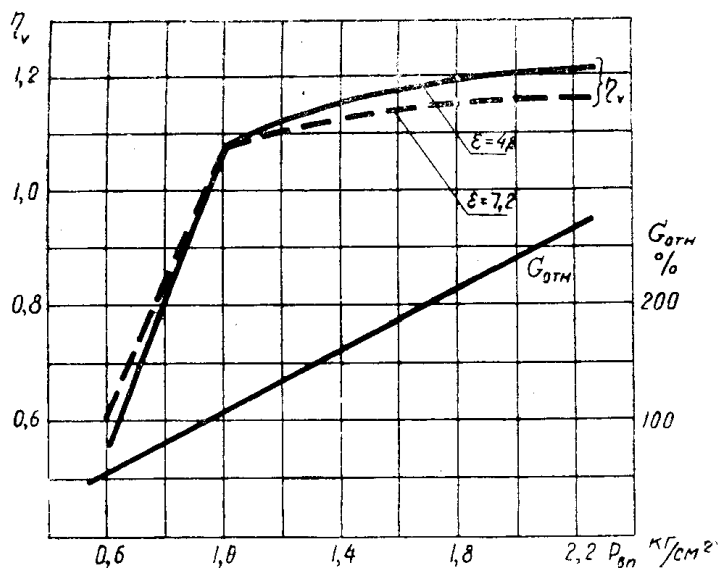
Принимая во внимание, что в теоретическом цикле $p_{вн} = p_k$, окончательно получим:

$$\eta_v = \left(\varepsilon \frac{T_r}{T_a} - \frac{p_r}{p_{вн}} \right) \frac{T_k}{T_r} \frac{1}{\varepsilon - 1}. \quad (7)$$

Значения коэффициента наполнения, определенные по выражению (7) и представленные на фиг. 2 и 3, показывают, что в теоретическом цикле, даже при отсутствии наддува, коэффициент наполнения оказывается больше единицы, что объясняется снижением температуры горючей смеси при испарении топлива.

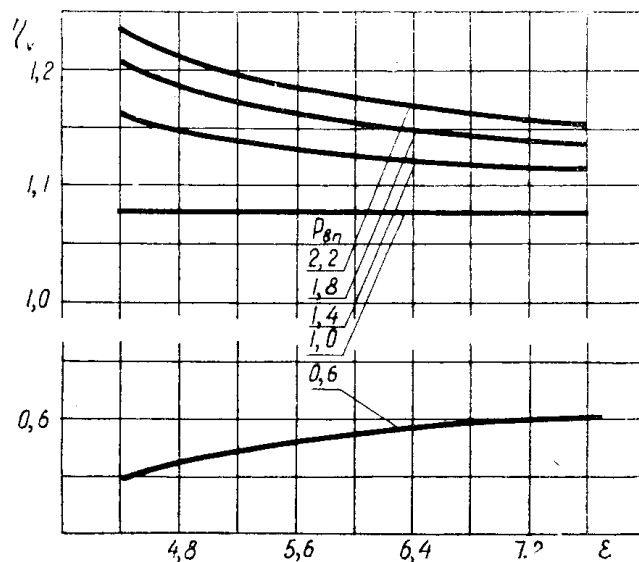
С увеличением давления наддува коэффициент наполнения возрастает вследствие уменьшения относительного количества остаточных газов. По-

вышение степени сжатия оказывает различное влияние на наполнение при работе двигателя на закрытом дросселе и при наддуве. Известно, что на дроссельных режимах, когда $p_r > p_{вп}$, остаточные газы в процессе наполнения расширяются, а при наддуве, когда $p_{вп} > p_r$, наоборот, сжимаются.



Фиг. 2. Коэффициент наполнения и относительное весовое наполнение в зависимости от давления впуска.

Поэтому при повышении степени сжатия, когда количество остаточных газов уменьшается, наблюдается увеличение коэффициента наполнения в первом случае и уменьшение его—во втором. При $p_{вп} = 1,0 \text{ кг/см}^2$ объем



Фиг. 3. Коэффициент наполнения в зависимости от степени сжатия при различных давлениях впуска.

остаточных газов остается постоянным, и поэтому изменение степени сжатия не влияет на величину коэффициента наполнения.

Однако определенные по формуле (7) значения коэффициента наполнения еще не характеризуют изменение весового наполнения при наддуве.

Введем понятие об относительном весовом наполнении $G_{отн}$, представляющем отношение, выраженное в процентах, веса смеси, фактически поступившей в цилиндры двигателя, к весу смеси, которая могла бы заполнить рабочий объем цилиндров при температуре и давлении окружающей среды.

Согласно определению

$$G_{\phi} = \frac{p_k V_h}{RT_k} \eta_v \quad \text{и} \quad G_m = \frac{p_o V_h}{RT_o}$$

Тогда

$$G_{отн} = \frac{G_{\phi}}{G_m} = \frac{p_k}{p_o} \cdot \frac{T_o}{T_k} \eta_v \cdot 100\%$$

Вследствие изотермического сжатия воздуха в нагнетателе $T_k = T_o$; кроме того $p_o = 1,0 \text{ кг/см}^2$. Окончательно

$$G_{отн} = p_k \cdot \eta_v \cdot 100\% \quad (8)$$

Зависимость относительного весового наполнения от давления впуска, определенная по выражению (8), дана на фиг. 2.

Давления цикла

Давления в характерных точках цикла определялись по следующим формулам:

давление конца сжатия

$$p_c = p_{вн} \varepsilon^{k_1}; \quad (9)$$

давление конца сгорания

$$p_z = \beta p_c \frac{T_z}{T_c}; \quad (10)$$

давление конца расширения

$$p_e = \frac{p_z}{\varepsilon^{k_2}}. \quad (11)$$

Результаты расчетов по указанным выражениям (9), (10) и (11), представленные на фиг. 4, свидетельствуют о резком росте давлений цикла при наддуве, что обусловлено столь же резким увеличением весового наполнения при возрастании давления впуска (фиг. 2).

Среднее давление цикла

Среднее давление теоретического цикла без учета насосных потерь и затраты энергии на привод нагнетателя определяется по выражению:

$$p_t' = \frac{1}{\varepsilon - 1} \left[\frac{p_z - \varepsilon p_e}{k_2 - 1} - \frac{p_c - \varepsilon p_{вн}}{k_1 - 1} \right] \text{ кг/см}^2. \quad (12)$$

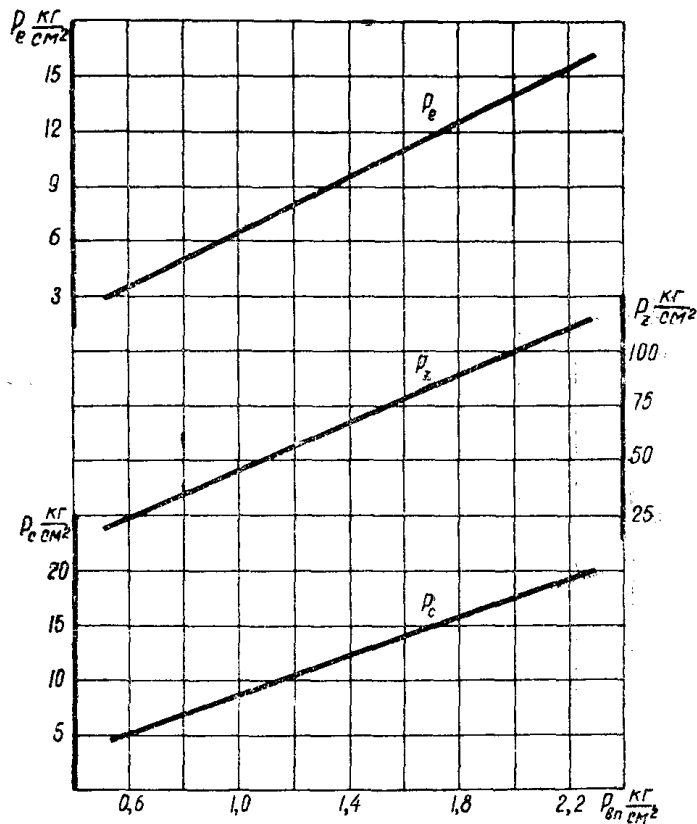
На прикрытых дросселях для заполнения цилиндра свежей горючей смесью должна быть затрачена некоторая работа или часть среднего давления; при наддуве же работа на перезарядку цилиндров двигателя становится положительной. Однако при этом на сжатие воздуха в компрессоре

необходима затрата работы или, для единицы объема, затрата среднего давления. Сжатие воздуха в компрессоре теоретического двигателя принимаем изотермическим, так как в этом случае затрата работы будет наименьшей.

Тогда

$$L_{\text{компр}} = 2,303 p_{\text{вп}} V_r (\epsilon - 1) \lg \frac{p_{\text{вп}}}{p_0} = 2,303 p_{\text{вп}} V_h \lg \frac{p_{\text{вп}}}{p_0} \frac{\text{кгм}}{\text{кг}};$$

$$\Delta p_{\text{компр}} = 2,303 p_{\text{вп}} \lg \frac{p_{\text{вп}}}{p_0} \frac{\text{кг/м}^2}{\text{кг}}. \quad (13)$$



Фиг. 4. Давления цикла в зависимости от давления впуска.

Суммарный учет насосной работы двигателя и работы на сжатие воздуха в нагнетателе, выраженных через среднее давление, дает результаты, приведенные в табл. 1.

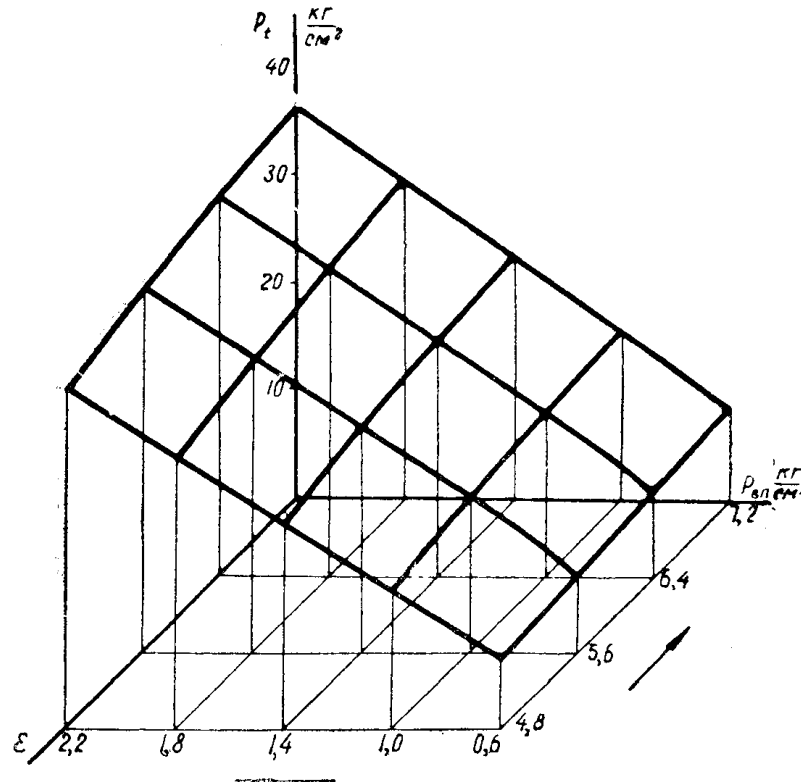
Таблица 1

Суммарный учет насосной работы двигателя и работы на сжатие воздуха в нагнетателе, кг·см²

	Давление впуска кг/см²				
	0,6	1,0	1,4	1,8	2,2
$\Delta p_{\text{нас}}$	-0,4	0	+0,40	+0,80	+1,20
$\Delta p_{\text{компр}}$	-	-	0,47	1,06	1,73
$\Delta p_{\text{сум}}$	-0,4	0	-0,07	-0,26	-0,53

Из табл. 1 следует, что затрата среднего давления на сжатие воздуха в нагнетателе превосходит прирост среднего давления за счет насосной работы при наддуве. Это обстоятельство должно, естественно, привести к некоторому ухудшению экономичности при наддуве.

Среднее индикаторное давление p_t теоретического цикла (фиг. 5), подсчитанное по формуле (12) и исправленное с учетом насосной работы дви-



Фиг. 5. Среднее индикаторное давление в зависимости от давления впуска и степени сжатия.

тателя и затраты работы на сжатие воздуха в нагнетателе, резко возрастает с увеличением давления впуска и значительно меньше—с повышением степени сжатия.

Удельные расходы топлива

Удельные расходы топлива определяются по следующей формуле

$$g_t = 270 \cdot 10^6 \frac{p_k \eta_v}{RT_k p_t (\alpha l_0 + 1)} \text{ г/лсч.}$$

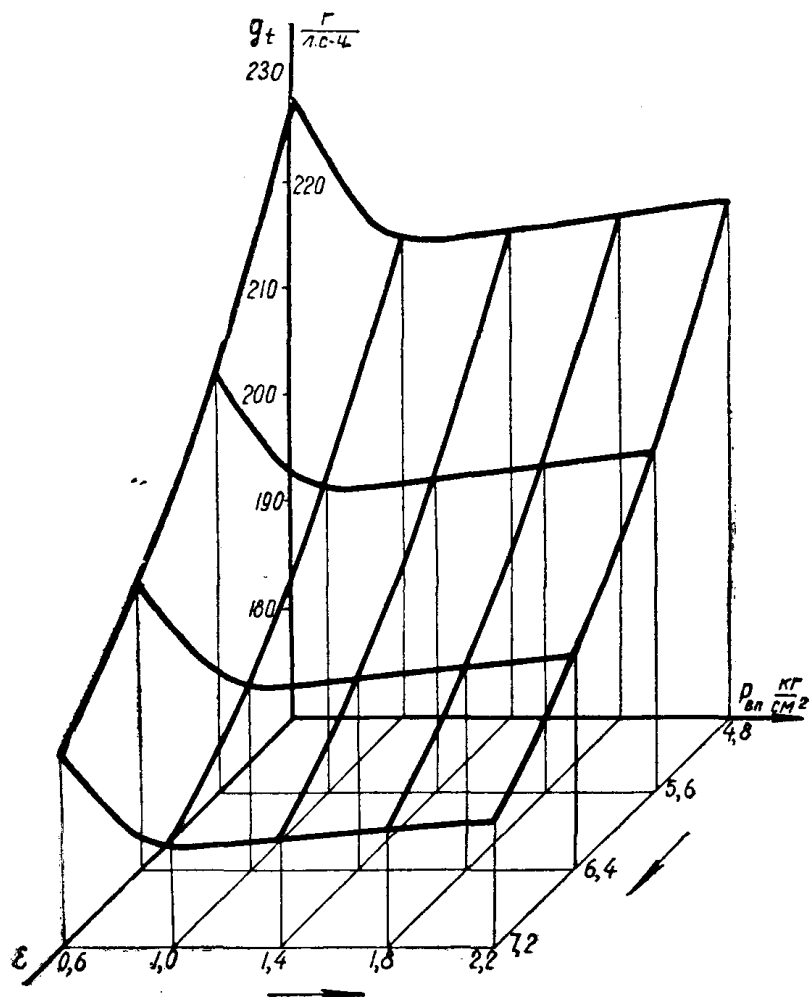
Газовую постоянную для всех качеств смеси принимаем равной 28. Подставляя известные величины, получим окончательно

$$g_t = 33,5 \cdot 10^3 \frac{p_k}{14,95 \alpha + 1} \frac{\eta_v}{p_t} \text{ г/лсч.} \quad (14)$$

Удельные расходы топлива, соответствующие исправленному среднему индикаторному давлению p_t и найденные по выражению (14), приведены на фиг. 6. Увеличение удельных расходов топлива при дросселировании

связано с ростом насосных потерь. Некоторое снижение экономичности при наддуве объясняется превышением затраты работы на сжатие воздуха над дополнительной работой, получаемой за счет избыточного давления всасывания.

Для анализа вопроса о наиболее эффективных путях форсировки двигателя необходимо сравнить результаты повышения степени сжатия и давления наддува, имея в виду, что изменение последних должно происходить в сопоставимых, с точки зрения антивибрационной стойкости.



Фиг. 6. Удельный расход топлива в зависимости от давления впуска и степени сжатия.

топлива, пределах. Можно предположить, что требования к октановому числу топлива в значительной степени определяются состоянием горючей смеси в начале сгорания [2]. В связи с этим в нашем случае вполне сопоставимы режимы работы с наддувом $p_{вн} = 1,8 \text{ атм}$, при степени сжатия $\epsilon = 4,8$ и работы без наддува при степени сжатия, повышенной до 7,2. И действительно, из табл. 2 следует, что в обоих случаях давления конца сжатия практически одинаковы, а температура конца сжатия в первом случае (при наддуве) даже ниже, чем во втором.

Данные расчета теоретического двигателя, помещенные в табл. 2, свидетельствуют о том, что форсировка двигателя путем наддува значительно эффективнее, чем с помощью повышения степени сжатия. В то время

как наддув позволяет почти удвоить среднее индикаторное давление, повышение степени сжатия (в сопоставимых пределах) дает прирост среднего индикаторного давления только на 20%. Это обстоятельство важно потому, что дальнейшее увеличение степени сжатия дает, как известно, еще меньший прирост среднего индикаторного давления.

Следует отметить, что применение наддува сопряжено со значительным ростом максимального давления цикла, а также некоторым ухудшением экономичности даже теоретического цикла.

Таблица 2

Влияние наддува и степени сжатия на параметры теоретического цикла

Параметры цикла	Исходный режим $p_{вп}=1,0 \text{ ата}$ $\epsilon = 4,8$	Сопоставляемые режимы			
		$p_{вп} = 1,8 \text{ ата}, \epsilon = 4,8$		$p_{вп} = 1,0 \text{ ата}, \epsilon = 7,2$	
		абсолютное значение	в % к исходн. режиму	абсолютное значение	в % к исходн. режиму
$p_c \text{ кг/см}^2$	8,7	15,6	179	15,2	175
$T_c \text{ }^\circ\text{K}$	580	540	93	630	108
$T_z \text{ }^\circ\text{K}$	2760	2775	100	2822	102
$p_z \text{ кг/см}^2$	46,0	89,0	193	76,1	165
$T_e \text{ }^\circ\text{K}$	1865	1875	100	1723	92
$p_e \text{ кг/см}^2$	6,5	12,5	192	6,4	98
$p_t \text{ кг/см}^2$	13,0	25,2	194	15,6	120
$gt \text{ г/л.с.—ч}$	214,0	216,2	101	179,0	84

ЛИТЕРАТУРА

1. Бакалейник А. М. Исследование влияния наддува на работу автомобильного карбюраторного двигателя (кандидатская диссертация). МАМИ, 1951.
2. Бекман В. В. Конструкция и динамика гоночных автомобилей. Машгиз, 1947.
3. Ленин И. М. Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях. Машгиз, 1947.