




DOI: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-196-204

УДК 621.4

Научная статья / Research article

Исследование эффективности использования цикла Миллера в двигателях внутреннего сгорания

С.В. Смирнов  , А.Р. Макаров , И.А. Заев , Г.Т. Худайбергенова

Российский университет дружбы народов,
Российская Федерация, 117198, Москва ул. Миклухо-Маклая, д. 6
 E-mail: smirnov-sv@rudn.ru

История статьи

Поступила в редакцию: 21 декабря 2020 г.

Доработана: 02 февраля 2021 г.

Принята к публикации: 12 февраля 2021 г.

Благодарности

Публикация подготовлена при поддержке Программы РУДН «5-100»

Участие авторов

С.В. Смирнов – концепция исследования, написание текста; А.Р. Макаров – подготовка обзора, написание текста; И.А. Заев – проведение исследований, написание текста; Г.Т. Худайбергенова – подготовка исходных данных, перевод статей по теме исследования, оформление статьи.

Аннотация. Статья посвящена исследованию возможностей повышения технико-экономических показателей двигателя внутреннего сгорания за счет использования цикла Миллера с укороченным впуском. Проведен обзор научных работ использования цикла Аткинсона и цикла Миллера в ДВС. Проведен сравнительный анализ теоретических циклов: Отто, Аткинсона и Миллера. Выполнены расчетные исследования влияния степени расширения и степени повышения давления на КПД цикла Аткинсона. Представлены соотношения, позволяющие при использовании цикла Миллера с укороченным впуском получить такой же теоретический КПД цикла, что и у цикла Аткинсона. При этом реализация цикла Миллера в реальной конструкции двигателя значительно превосходит возможности использования цикла Аткинсона. Результаты исследования показали, что использование цикла Миллера с укороченным впуском предпочтительнее, но при этом обязательно увеличение степени сжатия и давления на впуске за счет использования наддува. На примере реальных данных основных параметров цикла показано, что использование теоретического цикла Миллера может обеспечить существенное до 12,2 % повышение КПД цикла по сравнению с циклом Отто. Представлены соотношения, условия и рекомендации, позволяющие эффективно использовать цикл Миллера с укороченным впуском в реальной конструкции двигателя.

Ключевые слова: цикл Аткинсона, цикл Миллера, двигатель внутреннего сгорания, наддув, укороченный впуск

Для цитирования

Смирнов С.В., Макаров А.Р., Заев И.А., Худайбергенова Г.Т. Исследование эффективности использования цикла Миллера в двигателях внутреннего сгорания // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2021. Т. 22. № 2. С. 196–204. doi: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-196-204

© Смирнов С.В., Макаров А.Р., Заев И.А., Худайбергенова Г.Т., 2021



This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License
<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

Research of the efficiency of using the Miller cycle of an internal combustion engine

Sergei V. Smirnov  , Alexander R. Makarov , Ivan A. Zaev , Gulnara T. Khudaibergenova

Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University),
6 Miklukho-Maklaya St, Moscow, 117198, Russian Federation

✉ E-mail: smirnov-sv@rudn.ru

Article history

Received: December 21, 2020

Revised: February 02, 2021

Accepted: February 12, 2021

Acknowledgements

The publication was prepared with the support of the RUDN Program “5-100”

Authors' participation

S.V. Smirnov — research concept, text writing; A.R. Makarov — review preparation, text writing; I.A. Zaev — research implementation, text writing; G.T. Khudaibergenova — preparation of source data, translation of articles on the research topic, article design.

Keywords: Atkinson cycle, Miller cycle, internal combustion engine, pressurization, shortened intake

For citation

Smirnov SV, Makarov AR, Zaev IA, Khudaibergenova GT. Research of the efficiency of using the Miller cycle of an internal combustion engine. *RUDN Journal of Engineering Researches*. 2021;22(2):196–204. (In Russ.). doi: 10.22363/2312-8143-2021-22-2-196-204

Введение

В настоящее время стремление улучшить экономические и экологические показатели двигателей внутреннего сгорания заставляют ученых и специалистов ведущих моторостроительных фирм проводить поиск нетрадиционных способов решения этих проблем. Наряду с попытками использования двигателей внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия и переменным рабочим объемом [1—4] все большее внимание исследователей привлекают двигатели, у которых степень расширения больше фактической степени сжатия, так как это приводит к увеличению полезной работы и возрастанию термодинамического КПД двигателя.

Abstract. The article is devoted to the study of the possibilities of improving the technical and economic indicators of an internal combustion engine (ICE) through the use of the Miller cycle with a shortened intake. A review of scientific works on the use of the Atkinson cycle and Miller cycle in an internal combustion engine is carried out. A comparative analysis of theoretical cycles: Otto cycle, Atkinson cycle and Miller cycle is carried out. Calculated studies of the influence of the expansion ratio and the pressure increase ratio on the efficiency of the Atkinson cycle have been carried out. The ratios are presented that allow using the Miller cycle with a short inlet to obtain the same theoretical efficiency of the cycle as that of the Atkinson cycle. At the same time, the implementation of the Miller cycle in a real engine design significantly exceeds the possibilities of using the Atkinson cycle. The results of the study showed that the use of the Miller cycle with a shortened intake is preferable, but it must necessarily increase the compression ratio and intake pressure through the use of boost. On the example of real data of the main parameters of the cycle, it is shown that the use of the theoretical Miller cycle can provide a significant up to 12.2% increase in the efficiency of the cycle compared to the Otto cycle. The ratios, conditions and recommendations are presented that allow the effective use of the Miller cycle with a shortened intake in a real engine design.

Впервые такой двигатель был предложен Аткинсоном в 1884 г. Основная идея изобретения заключалась в следующем: повысить эффективность поршневого двигателя можно за счет увеличения рабочего хода поршня (такта расширения). В результате увеличивается полезная работа при расширении. Однако реализация данного принципа достигалась за счет использования сложной кинематической схемы с кривошипно-кулисным механизмом и увеличение эффективности двигателя нивелировалось ростом механических потерь, а снижение наполнения цилиндров свежим зарядом приводило, в свою очередь,

к снижению мощности двигателя. Поэтому двигатель Аткинсона широкого распространения не получил [5].

В 1947 г. Миллером был предложен двигатель с укороченным сжатием и продолженным расширением. Реализация данного принципа осуществлялась не за счет кинематической схемы механизма, а за счет изменения фаз газораспределения. При этом рассматривалось два варианта организации рабочего процесса: со слишком ранним закрытием впускного клапана до прихода поршня в НМТ за счет сокращения процесса впуска (в дальнейшем такой цикл будем называть циклом с укороченным впуском, циклом Миллера) (рис. 1, а) и слишком поздним на такте сжатия после НМТ (цикл с укороченным сжатием) (рис. 1, б).

Раннее закрытие впускного клапана однозначно ухудшает наполнение цилиндра. При закрытии впускного клапана после НМТ в зависимости прежде всего от скоростного режима работы и величины угла запаздывания закрытия впускного клапана наполнение может улучшиться за счет дозарядки или ухудшиться за счет обратного выброса поступившей смеси во впускной трубопровод. Запаздывание закрытия

впускного клапана на 40° — 60° п.к.в. давно используется для обеспечения дозарядки на средних и высоких частотах вращения коленчатого вала. Поэтому, когда в настоящее время рассматривается цикл Миллера с укороченным тактом сжатия, то имеется в виду цикл с большими углами запаздывания наполнения, у которого степень расширения превышает фактическую степень сжатия больше чем в 1,5 раза. В этом случае наполнение будет ухудшаться за счет обратного выброса во всем диапазоне скоростных режимов. Ухудшение наполнения цилиндров двигателя приведет к потере мощности, поэтому Миллер изначально связывает предложенную им схему работы двигателя с наддувом для компенсации потери мощности [6, 7].

В последнее время в двигателестроении все большее распространение получают двигатели, в которых эффективно регулируются фазы газораспределения и высоты подъема клапана в зависимости от режима работы. Это приводит к возрождению интереса к двигателям, работающим по циклу Миллера для повышения технико-экономических показателей и

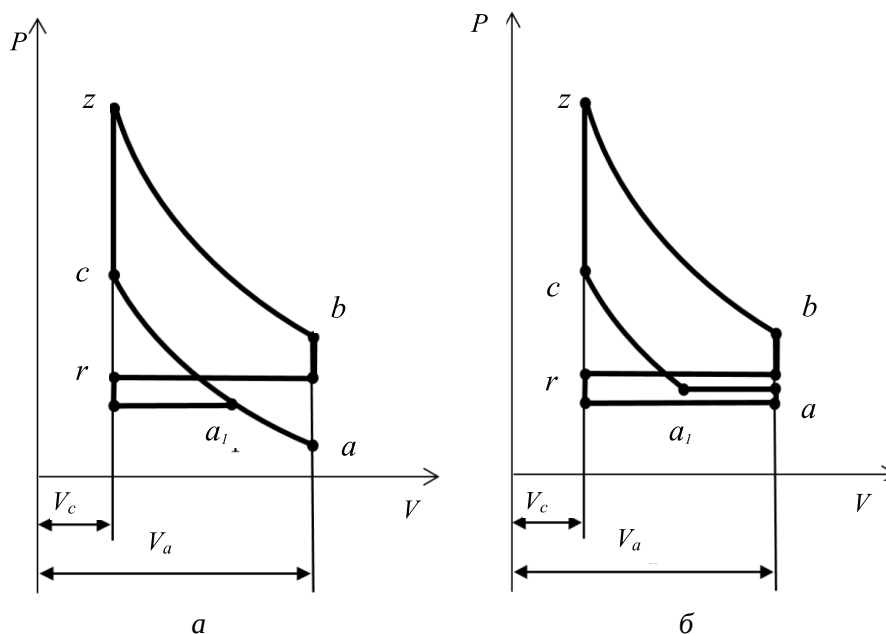


Рис. 1. Идеализированные индикаторные «p-V» диаграммы циклов с подводом теплоты при постоянном объеме:
 а – с укороченным тактом впуска, раннее закрытие впускного клапана;
 б – с укороченным тактом сжатия, позднее закрытие впускного клапана

Figure 1. Idealized indicator «p-V» diagrams of cycles with heat supply at constant volume:
 а – with a short intake stroke, early closing of the intake valve;
 б – with a shorter compression stroke, late closing of the intake valve

дополнительным возможностям регулирования мощности в соответствии с нагрузкой.

Японские гиганты двигателестроения реализовали цикл Миллера на своих гибридных автомобилях. Например, двигатель автомобиля «Toyota Prius» объемом 1,5 л имеет фактическую степень сжатия 9,0 и степень расширения (геометрическую степень сжатия) 13,5. Применяв прямой впрыск в сочетании с рециркуляцией отработавших газов, удалось значительно снизить выбросы NO_x и выбросы сажи, что подтвердили расчетные и экспериментальные исследования [8].

Наряду с укороченным сжатием в двигателестроении в настоящее время находят применение и двигатели, работающие по циклу Миллера с укороченным впуском. Так, в двигателе Audi 2.0 TFSI ultra использован метод раннего закрытия впускного клапана. За счёт оптимального подбора давления наддува продолжительность такта впуска сокращена со $190\text{--}200^\circ$ до 140° , а на высоких нагрузках этот сектор расширяется до 170° . За регулировку отвечает система, меняющая высоту подъема клапанов. Впускной клапан здесь закрывается задолго до нижней мертвой точки, снижая давление на такте сжатия и повышая КПД. В результате степень расширения более чем в 1,4 раза превышает степень сжатия, обеспечивая меньшие насосные потери и значительно более высокий термический КПД по сравнению со стандартным двигателем. При высокой же нагрузке система регулировки подъема клапанов увеличивает продолжительность такта впуска до 170 градусов, приближая цикл Миллера к циклу Отто. Метод раннего закрытия клапана использован также в новом двигателе Фольксвагена EA211 1,5 TSI evo.

Анализ работ по данной теме [9–11] показал, что использование цикла Миллера с укороченным впуском в сочетании с увеличением степени сжатия и давления на впуске за счет использования наддува позволяет достичь высоких технико-экономических показателей.

Учитывая перечисленные преимущества цикла Миллера с укороченным впуском, авторы провели специальное исследование влияния данного цикла на технико-экономические показатели ДВС.

1. Цель исследования

Целью данной научно-исследовательской работы является исследование возможностей повышения

технико-экономических показателей бензинового двигателя за счет использования цикла Миллера с укороченным впуском на основе сравнительного анализа циклов Отто, Аткинсона и Миллера.

2. Расчетные исследования

Объектом исследования являлся двигатель (базовый вариант) со степенью сжатия 10, рабочим объемом цилиндра $611 \times 10^{-6} \text{ м}^3$, диаметром цилиндра 0,092 м, ходом поршня 0,092 м, и $\lambda=R/L=0,312$.

Вначале рассматривались следующие теоретические циклы:

цикл № 1 — цикл Отто (теоретический цикл бензинового двигателя): a-c-z-b-a (рис. 2, а);

цикл № 2 — цикл Аткинсона, который моделируется теоретическим циклом с продолженным расширением и отводом теплоты как при постоянном объеме q_{2v} так и при постоянном давлении q_{2p} : a-c-z-b₂-a₂-a (рис. 2, б);

цикл № 3 — предельный цикл Аткинсона, который моделируется теоретическим циклом с продолженным расширением и отводом теплоты только при постоянном давлении q_2 : a-c-z-b₂-a (рис. 2, в). Данный вариант цикла позволяет получить максимальную работу при расширении газов.

цикл № 4 — цикл Миллера, который моделируется теоретическим циклом в заданном объеме V_a цикла Отто только с продолженным расширением и отводом теплоты как при постоянном объеме q_{2v} , так и при постоянном давлении q_{2p} : a-c-z-b₁-a₁-a (рис. 2, г), пунктиром изображен цикл № 1.

Далее проводился сравнительный анализ КПД циклов. Для анализа используются две формулы определения КПД.

Цикл № 1:

$$\eta_{t_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1)$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$.

Цикл № 2 и № 4:

$$\eta_{t_2} = 1 - \frac{\lambda + k_r^k (k-1) - k_r^{k-1} k}{k_r^{k-1} \varepsilon_f^{k-1} (\lambda-1)}. \quad (2)$$

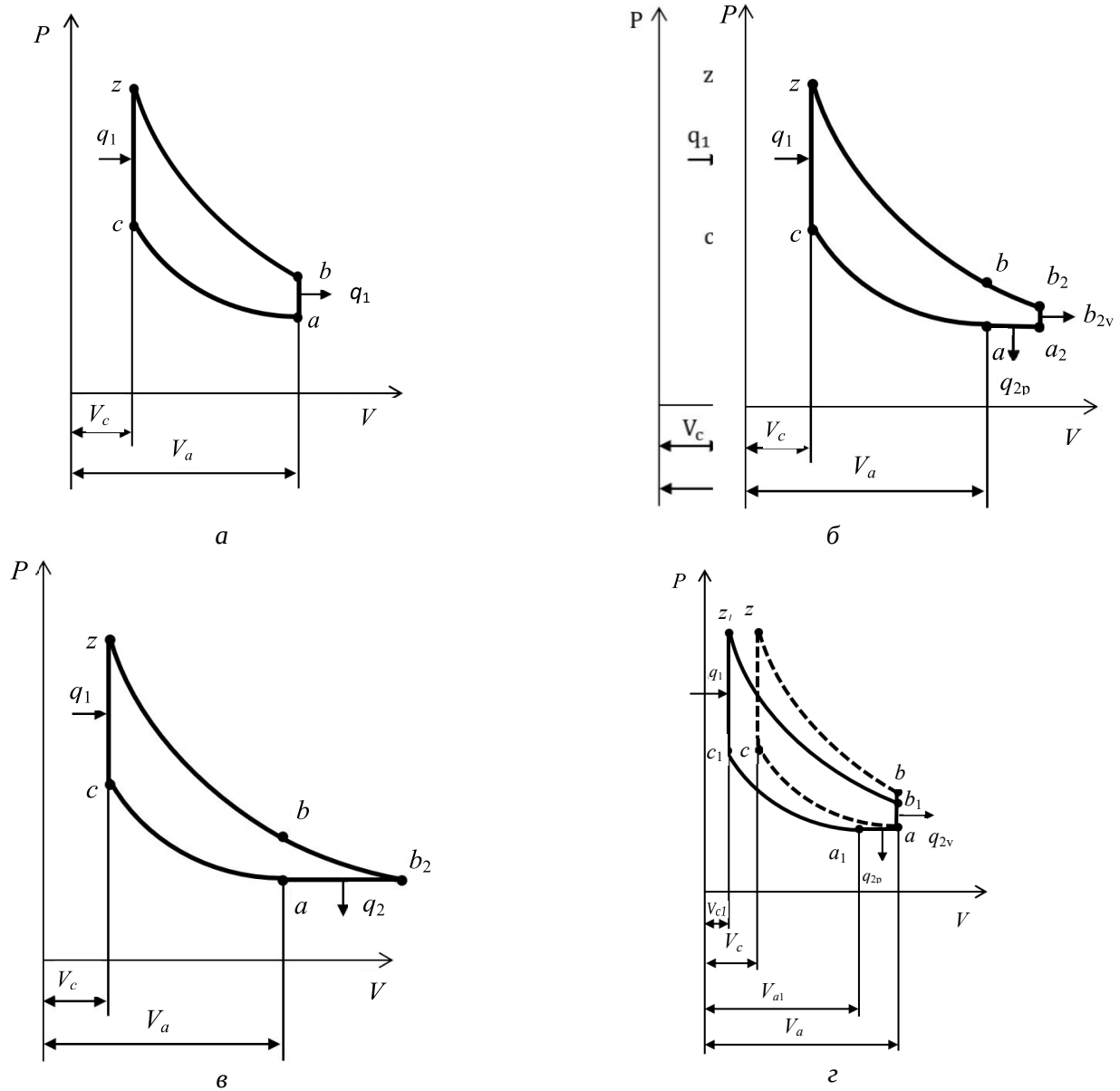


Рис. 2. Диаграммы циклов: а – Цикл Отто; б – Цикл Аткинсона; в – Цикл Аткинсона (предельный вариант); г – Цикл Миллера
 Figure 2. Cycle diagrams: a – Otto’s cycle; б – Atkinson cycle; в – Atkinson cycle (limiting variant); г – Miller cycle

Цикл № 3 — предельный вариант цикла № 2, когда расширение рабочего тела продолжается до давления P_a . Степень расширения ε_r в этом варианте:

$$\varepsilon_r = \varepsilon_f \cdot \lambda^{\frac{1}{k}} \quad (3)$$

или коэффициент расширения: $k_r = \frac{\varepsilon_r}{\varepsilon_f} = \lambda^{\frac{1}{k}}$

$$\eta_{t3} = 1 - \frac{k \left(\lambda^{\frac{1}{k}-1} \right)}{\varepsilon^{k-1} (\lambda-1)}, \quad (5)$$

где $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$; $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ — степень повышения давления; V_a — объем цилиндра с газом при начальных пара-

метрах P_a и T_a ; V_c — объем цилиндра после сжатия; P_c , P_z — давление после окончания сжатия, максимальное давление цикла; k — показатель адиабаты.

В цикле Отто фактическая степень сжатия совпадает со степенью расширения ($\varepsilon_f = \varepsilon_r = \varepsilon$), в цикле с продолженным расширением необходимо различать фактическую степень сжатия $\left(\varepsilon_f = \frac{V_a}{V_c}\right)$ и степень расширения $\left(\varepsilon_r = \frac{V_{b2}}{V_c}\right)$.

Степень расширения (ε_r) в цикле № 3 зависит от фактической степени сжатия ε_f и степени повышения давления λ (3).

Из соотношения для определения подведенной теплоты Q_1 :

$$Q_1 = m_o c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\lambda - 1) = m_f H_u \quad (6)$$

степень повышения давления λ :

$$\lambda = 1 + \frac{H_u}{c_v T_a \varepsilon^{k-1} (\alpha l_0 + 1)}, \quad (7)$$

где m_o — масса рабочего тела, кг; m_f — масса топлива в рабочем теле, кг; H_u — низшая теплота сгорания, Дж/кг; α — коэффициент избытка воздуха; l_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива.

В нашем исследовании рассматривался теоретический цикл, совершаемый с рабочим телом, представляющим смесь бензина ($H_u = 44$ Дж/кг) и воздуха нормального состава ($\alpha = 1$) теплоемкостью $c_v = 687$ Дж/(кг К); $l_0 = 15$ кг воздуха/кг топлива, показатель адиабаты $k = 1,4$ (в смеси содержится преобладающее количество воздуха, состоящего из двухатомных газов).

Начальные условия: $P_a = 1,0$ Бар; $T_a = 350$ К.

Сравнение циклов № 1 — № 3 проведем при условии постоянства:

- 1) начальных параметров состояния газа (P_a ; T_a);
- 2) состава газа (H_u ; α ; k ; l_0 ; c_v);
- 3) фактической степени сжатия (ε_f);
- 4) массы рабочего тела (m_o).

При перечисленных условиях 1—4 степень повышения давления λ и количество подведенной теплоты (q_1) тоже будут постоянными (формулы 6; 7).

При фактической степени сжатия $\varepsilon_f = \varepsilon = 10$ степень повышения давления по формуле (5) $\lambda = 5,55$. При дан-

ной степени повышения давления и вышеприведенных исходных данных максимальная температура составит 4879 К, а максимальное давление — 139 Бар. Эти значения значительно превышают максимальные индикаторные показатели в реальных циклах, поэтому в теоретических циклах используются пониженные степени повышения давления. Для вышеприведенных исходных данных, фактической степени сжатия $\varepsilon_f = \varepsilon = 10$ и $\lambda = 3,5$ максимальная температура составит 3077 К, а максимальное давление — 88 Бар.

Как известно, КПД цикла Отто не зависит от степени повышения давления, а определяется только степенью сжатия и показателем адиабаты и для приведенных исходных данных составит 0,6. Оценим влияние степени повышения давления на КПД цикла Аткинсона.

На рис. 3 представлено изменение КПД цикла от соотношения степени расширения и фактической степени сжатия (коэффициент k_r) при различных степенях повышения давления λ . При $\lambda = 5,55$ максимальное значение коэффициента $k_r = 3,4$, т.е. максимальная степень расширения $\varepsilon_r = 34$, при $\lambda = 3,5$ соответственно $k_r = 2,44$ и $\varepsilon_r = 24,4$. Максимальное отличие КПД при рассматриваемых λ составляет 2,9 % ($k_r = 2,44$), при $k_r = 1,5$ отличие КПД цикла всего 0,6 %.

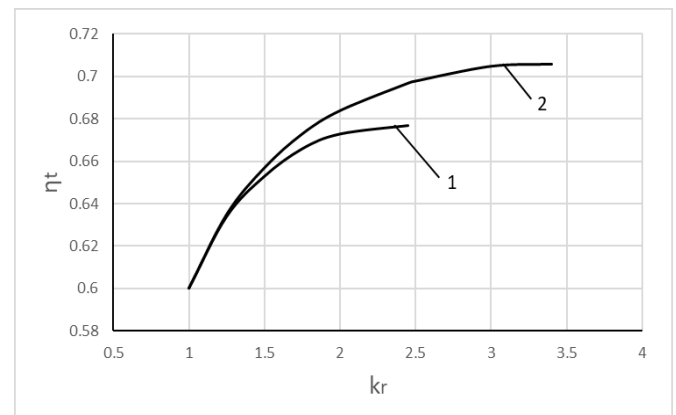


Рис. 3. Изменение КПД цикла от соотношения степени расширения и фактической степени сжатия (коэффициент k_r)
1 — $\lambda = 3,5$; 2 — $\lambda = 5,55$

Figure 3. Change in the efficiency of the cycle from the ratio of the expansion ratio and the actual compression ratio (coefficient k_r)
1 — $\lambda = 3,5$; 2 — $\lambda = 5,55$

Необходимо отметить, что при увеличении степени расширения КПД цикла Аткинсона интенсивнее растет вначале. При максимальной степени

повышения давления ($\lambda = 5,55$) увеличение степени расширения в 1,5 раза приведет к возрастанию КПД цикла на 9,5 %, а при увеличении степени расширения в 3,0 раза от базового варианта (цикла Отто) КПД возрастает на 17,5 %, дальнейшее увеличение степени расширения до предельного — в 3,4 раза приведет к увеличению лишь до 17,67 %. При уменьшении степени повышения давления до увеличения степени расширения в 1,5 раза произойдет возрастание КПД цикла на 8,8 %, а при увеличении степени расширения до максимальной — в 2,45 раза от базового варианта (цикла Отто) — КПД возрастает на 12,8 %.

Принимая во внимание, что обеспечить высокие степени расширения может быть затруднительно в реальной конструкции, имеет смысл ограничиться превышением степени расширения над степенью сжатия в 1,5—2,0 раза при этом КПД цикла Аткинсона составит 0,653—0,673, по сравнению с циклом Отто увеличение на 8,8—12,2 %.

При заданных исходных данных и $\lambda = 3,5$ КПД цикла Аткинсона максимально составит 0,677, по сравнению с циклом Отто — увеличение на 12,8 %.

Перейдем к рассмотрению цикла Миллера. В обзоре подчеркивалось, что в отличие от цикла Аткинсона, в котором увеличение степени расширения обеспечивалось за счет изменения конструкции кривошипно-шатунного механизма, в цикле Миллера превышение степени расширения над фактической степенью сжатия обеспечивается с помощью изменения момента закрытия впускного клапана, т.е. полный объем цилиндра не меняется. Следовательно, чтобы добиться аналогичных результатов, что и в цикле Аткинсона, необходимо по условиям подбора обеспечить следующие соотношения (см. рис 2):

$$\varepsilon_f = \frac{V_{a1}}{V_{c1}} = \frac{V_a}{V_c}; \quad \varepsilon_r = \frac{V_a}{V_{c1}} = \frac{V_{b2}}{V_c}; \quad \lambda = \frac{P_{z1}}{P_{c1}} = \frac{P_z}{P_c}; \quad (8)$$

и условия:

$$P_{a1} = P_a; \quad T_{a1} = T_a. \quad (9)$$

В реальном цикле при раннем закрытии впускного клапана до прихода поршня в НМТ значительно уменьшается P_{a1} , уменьшается и T_{a1} и выполнить условия (9) можно с помощью использования наддува, варьируя

степень наддува и степень охлаждения свежего заряда вне цилиндра.

Как видно из представленных соотношений (8), при переходе на работу по циклу Миллера необходимо уменьшить объем камеры сгорания до V_{c1} и сохранить полный объем V_a . Это можно выполнить только за счет увеличения рабочего объема $V_h = V_a - V_c$ и, соответственно, $V_{h1} = V_a - V_{c1}$.

В реальном двигателе увеличение рабочего объема при уменьшении объема камеры сгорания возможно, за счет увеличения хода поршня и, соответственно, радиуса кривошипа, т.е. изменения размеров коленчатого вала. Это существенное изменение конструкции. Более рациональный вариант — сохранение рабочего объема постоянным, и уменьшение объема камеры сгорания до $V_{c1н}$ и, соответственно, полного объема до $V_{aн}$, таким образом, чтобы выполнялись следующие соотношения:

$$\varepsilon_f = \frac{V_{a1}}{V_{c1н}} = \frac{V_a}{V_c}; \quad \varepsilon_r = \frac{V_{aн}}{V_{c1н}} = \frac{V_{b2}}{V_c}, \quad (10)$$

где $V_{aн} = V_h + V_{c1н}$,

$$V_h = V_a - V_c$$

Уменьшение объема камеры сгорания возможно следующим образом:

1. Уменьшение высоты блока цилиндров за счет фрезеровки поверхности, на которой устанавливается головка блока.
2. Увеличение расстояния от оси поршневого пальца до днища поршня. Это потребует изготовления новых поршней.
3. Изменение длины шатуна. Это предполагает изготовление новых шатунов.

Первое мероприятие наименее затратно.

Уменьшение объема камеры сгорания ограничено особенностями конструкции камеры сгорания и расположением клапанов.

Раннее закрытие впускного клапана приводит к существенному ухудшению наполнения, поэтому при исследованиях реального термодинамического цикла необходимо учитывать эти обстоятельства.

С учетом перечисленных особенностей при использовании цикла Миллера с укороченным впуском степень расширения будет ограничиваться.

Используя известные формулы, описывающие кинематику движения поршня в цилиндре, установлено, что при отношении радиуса кривошипа к длине шатуна, равного 0,3, закрытии впускного клапана за 90 градусов поворота коленчатого вала и обеспечении фактической степени сжатия 10,0 степень расширения составит 16,65.

Полученные результаты исследования теоретических циклов позволят более эффективно провести исследования реальных термодинамических циклов.

Выводы

Проведенный обзор показал преимущества использования цикла Миллера с укороченным впуском. Проведен сравнительный анализ теоретических циклов: Отто, Аткинсона и Миллера. Выполнены расчетные исследования влияния степени расширения и степени повышения давления на КПД цикла Аткинсона. Представлены соотношения, позволяющие при использовании цикла Миллера с укороченным впуском получить такой же теоретический КПД цикла, что и у цикла Аткинсона. При этом реализация цикла Миллера в реальной конструкции двигателя значительно превосходит возможности использования цикла Аткинсона.

По результатам проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1) использование цикла Миллера с укороченным впуском должно обязательно проходить в сочетании с увеличением степени сжатия и давления на впуске за счет использования наддува;

2) использование теоретического цикла Миллера может обеспечить существенное, до 12,2 %, повышение КПД цикла по сравнению с циклом Отто при рассмотренных исходных данных;

3) Представлены соотношения, условия и рекомендации, позволяющие эффективно использовать цикл Миллера с укороченным впуском в реальной конструкции двигателя.

Список литературы

1. Зленко М.А., Кутенев В.Ф., Тер-Мкртчян Г.Г. Некоторые вопросы создания бензинового двигателя с регулируемой степенью сжатия // Проблемы конструкции двигателей и экология: сб. науч. тр. НАМИ. 1999. Вып. 224.

2. Кутенев В.Ф., Яманин А.И., Зленко М.А. Аксиально-поршневые двигатели с переменными степенью сжатия и рабочим объемом. М.: Изд-во ГНЦ НАМИ, 2000. С. 302.

3. Марков В.А., Чайнов Н.Д., Гуртовой А.В. Системы регулирования степени сжатия двигателей внутреннего сгорания (часть 1) // Грузовик. 2016. № 7. С. 3–12.

4. Марков В.А., Чайнов Н.Д., Гуртовой А.В. Системы регулирования степени сжатия двигателей внутреннего сгорания (часть 2) // Грузовик. 2016. № 8. С. 3–11.

5. Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю., Папкин Б.А., Шустров Ф.А., Татарников А.П., Тингаев Н.В. Анализ конструкций, обеспечивающих максимальную термодинамическую эффективность поршневых двигателей // Известия МГТУ «МАМИ». 2012. № 2 (14). Т. 1. С. 360–367.

6. Miller R.H. Supercharging and internally cooling for high output // ASME Transactions. 1947. Vol. 69. No. 4. P. 453–464.

7. Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания. Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение. 1978. С. 184–192.

8. Лукио В.А. Конвертация дизеля в газовый двигатель с регулируемым термодинамическим циклом // Транспорт на альтернативных видах топлива. 2010. № 6 (18). С. 44–50.

9. Мищенко Н.И., Юрченко Ю.В., Колесникова Т.Н., Дятлов В.В. Регулирование нагрузки четырехтактного бензинового двигателя нетрадиционными способами Аткинсона и Миллера // 8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса: сб. трудов конференции. 2019. С. 423–435

10. Zmudka Z., Postrzednik S., Przybyła G. Realization of the Atkinson-Miller cycle in spark-ignition engine by means of the fully variable inlet valve control system // Archives of thermodynamics. 2014. Vol. 35. No. 3. P. 191–205. doi: 10.2478/aoter-2014-0029

11. Zhao J., Xu F. Finite-Time Thermodynamic Modeling and a Comparative Performance Analysis for Irreversible Otto, Miller and Atkinson Cycles // Entropy. 2018. Vol. 20 (1). P. 75. doi: 10.3390/e20010075

References

1. Zlenko MA, Kutenev VF, Ter-Mkrtychyan GG. Some issues of creating a gasoline engine with a variable compression ratio. *Problemy konstrukcii dvigatelej i ekologiya: Sb. nauch. tr. NAMI*. 1999. Vol. 224. (In Russ.)

2. Kutenev VF, Yamanin AI, Zlenko MA. *Aksial'no-porshnevye dvigateli s peremennymi stepen'yu szhatiya i rabochim ob'emom [Axial piston motors with variable compression ratio and displacement]*. Moscow: Publishing house of the State Scientific Center NAMI; 2000. (In Russ.)

3. Markov VA, Chaynov ND, Gurtovoy AV. Compression ratio control systems for internal combustion engines (part 1). *Gruzovik*. 2016;7:3–12. (In Russ.)
4. Markov VA, Chainov ND, Gurtovoy AV Compression ratio control systems for internal combustion engines (part 2). *Gruzovik*. 2016;8:3–11. (In Russ.)
5. Khripach NA, Lezhnev LYu, Papkin BA, Shustrov FA, Tatarnikov AP, Tingaev NV. Analysis of structures that ensure the maximum thermodynamic efficiency of piston engines. *Izvestiya MGTU "MAMI"*. 2012;2(14). Vol.1:360–367. (In Russ.)
6. Miller RH. Superchargind and internally cooling for hing output. *ASME Transactions*. 1947;69:453-464. (In Russ.)
7. Zinner K. Pressurization of internal combustion engines. *Leningrad: Mashinostroenie, Leningradskoe otdelenie*. 1978;3:184-192. (In Russ.)
8. Luksho VA. Conversion of a diesel engine into a gas engine with a controlled thermodynamic cycle. *Transport na alternativnyh vidah topliva*. 2010;6(18):44-50. (In Russ.)
9. Mishchenko NI, Yurchenko YV, Kolesnikova TN, Dyatlov VV. Load regulation of a four-stroke gasoline engine by unconventional methods of Atkenson and Miller. *Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferenciya «8-e Lukaninskie chteniya»*. (In Russ.)
10. Zmudka Z, Postrzednik S, Przybyła G. Realization of the Atkinson-Miller cycle in spark-ignition engine by means of the fully variable inlet valve control system. *Archives of thermodynamics*. 2014;35(3):191–205. doi: 10.2478/aoter-2014-0029
11. Zhao J, Xu F. Finite-Time Thermodynamic Modeling and a Comparative Performance Analysis for Irreversible Otto, Miller and Atkinson Cycles. *Entropy*. 2018;20(1):75. doi: 10.3390/e20010075

Сведения об авторах

Смирнов Сергей Владимирович, доцент департамента машиностроения и приборостроения, инженерная академия, Российский университет дружбы народов, кандидат технических наук; ORCID: 0000-0002-8887-1745, eLIBRARI SPIN-код: 7133-5956; e-mail: smirnov-sv@rudn.ru

Макаров Александр Романович, профессор департамента машиностроения и приборостроения, инженерная академия, Российский университет дружбы народов, кандидат технических наук; ORCID: 0000-0001-6895-3076, eLIBRARI SPIN-код: 9195-4544; e-mail: makarov-ar@rudn.ru

Заев Иван Александрович, ведущий научный сотрудник, инженерная академия Российский университет дружбы народов, кандидат физико-математических наук; ORCID: 0000-0002-2498-9197, eLIBRARI AuthorID: 205547; e-mail: i_zaev@mail.ru

Худайбергенова Гульнара Тимуровна, магистрант департамента машиностроения и приборостроения, инженерная академия, Российский университет дружбы народов; e-mail: 1032155550@rudn.ru

About the authors

Sergei V. Smirnov, Associate Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering, Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), Candidate of Technical Sciences; ORCID: 0000-0002-8887-1745, eLIBRARI SPIN-code: 7133-5956; e-mail: smirnov-sv@rudn.ru

Alexander R. Makarov, Professor at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering, Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), Candidate of Technical Sciences; ORCID: 0000-0001-6895-3076, eLIBRARI SPIN-code: 9195-4544; e-mail: makarov-ar@rudn.ru

Ivan A. Zaev, Leading Scientist at Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University), Candidate of Physical and Mathematical Sciences; ORCID: 0000-0002-2498-9197, eLIBRARI AuthorID: 205547; e-mail: i_zaev@mail.ru

Gulnara T. Khudaibergenova, Master's student at the Department of Mechanical Engineering and Instrument Engineering, Engineering Academy, Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University); e-mail: 1032155550@rudn.ru