

О ВОЗМОЖНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ МГНОВЕННОГО ЗНАЧЕНИЯ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Э. ПАСТОР

Кафедра Тепловых Машин Будапештского Технического Университета

(Поступила: 13 января 1969 г.)

Представлено проф. Д. Бродским

1. Введение

Для измерения среднего давления потерь на трение в поршневых двигателях внутреннего сгорания разработано много методов [1], [2], [3], [4], [5], которые рассматривают проблему определения среднего давления потерь на трение с различных сторон. Общий принцип каждого метода тот, что потери на трение определяются, исходя из среднего индикаторного давления, то есть предполагается равномерное распределение потерь на трение между отдельными участками рабочего процесса. Однако при анализе рабочего-процесса основным требованием является то, чтобы изменение некоторых тепловых параметров (тепло выделяющееся при сгорании, отдаваемое стенке, унесенное при выпуксе и т. д.), имелось как функция от угла поворота коленчатого вала. С целью того, чтобы и эффективные параметры (с учетом трения) были представлены в зависимости от угла поворота коленчатого вала, возникает необходимость определения мгновенного значения потерь на трение.

Решение задачи значительно затрудняет то, что потери на трение в поршневых машинах появляются в различных местах в довольно сложной форме, и определение мгновенного значения потерь на трение между отдельными узлами машины возможно только в отдельных случаях. Сюда относятся потери на трение в группе поршень — поршнево кольцо — втулка цилиндра, которые могут исследоваться и измеряться независимо от других. Принцип метода заключается в том [6], [7], что цилиндровая втулка коаксиально, но упруго подвешивается, и перемещение — пропорциональное силе трения, возникающей на стенке цилиндрической втулки, — измеряется таким устройством (обычно тензодатчиком), который пригоден для измерения довольно маленьких, но быстро меняющихся во времени перемещений. Недостатком этого метода является то, что он пригоден только для определения потерь на трение, возникающих вследствие движения поступательно движущихся частей, которые составляют около 55—60% от всех потерь на трение. Выше изложенный метод, к сожалению, не только по абсолютной величине, но и по характеру не дает правильного представления об изменении мгновенных потерь на трение в поршневых двигателях, так как в мертвых точках потери на трение, возникающие вследствие движения поступательно движущихся

частей, равняются нулю из-за мгновенного покоя этих частей. Однако в подшипниках, где совершается непрерывное вращательное движение, потери на трение никогда не равняются нулю, а как раз в верхней мертвой точке — соответствующей максимальному давлению сгорания — достигают своих наибольших значений. Значит, мгновенные потери на трение в поршневой машине, в целом, никогда не равняются нулю, вследствие потерь на трение, которые всегда появляются в подшипниках и изменяются во времени.

Автор этой статьи попытался определить все мгновенные потери на трение методом, который можно назвать энергетическим методом определения. Основной смысл этого метода тот, что мгновенные потери определяются, как разности между действительными индикаторными давлениями в цилиндрическом пространстве двигателя и так называемыми фиктивными давлениями газов, действующими на поршень. Фиктивное давление определяется из энергетического состояния двигателя, т. е. из мгновенного значения углового ускорения коленчатого вала.

В дальнейшем будет описан основной смысл метода, и так же будет представлен анализ мгновенных потерь на трение в исследуемом типе двигателя, работающего на определенном режиме.

2. Основной смысл метода, выбор двигателя и процесса работы, описание опытной установки

Основной принцип определения мгновенных потерь на трение, изложенный в настоящей работе, тот, что мгновенное изменение угловой скорости двигателя, кроме массовых и газовых сил, зависит и от сил трения. Силы трения, в сущности, можно принять условно как силы газовые, совпадающие или противоположные по направлению с основными газовыми силами на данном участке рабочего процесса.

Значит, зная мгновенное действительное изменение угловой скорости, можно определить действующее на поршень т. н. «фиктивное» давление, которое создает данное, мгновенно измеренное угловое ускорение в данном положении коленчатого вала. Определенное таким образом «фиктивное» давление разумеется учитывает и присутствие сил трения.

Имея точную индикаторную диаграмму, по выше изложенному, можно определить мгновенное значение потерь на трение (в единицах давления), как разность между действующим на поршень фиктивным давлением и действительным давлением, взятым из индикаторной диаграммы. В этих потерях уже содержатся потери на трение, возникающие в механизме двигателя и во вспомогательных устройствах в целом.

Таким образом в этом методе измерения можно выделить следующие важнейшие моменты:

- а) выбор двигателя и процесса его работы,
 б) разработка (с максимальной точностью) зависимостей между силами, действующими на механизм, и мгновенным значением угловой скорости коленчатого вала, (при разработке необходимо было учесть с большой точностью детали, которые в методах, известных до сих пор — определение неравномерности хода — не учитывались)
 в) определение (с максимальной точностью) мгновенного значения угловой скорости коленчатого вала исследуемого двигателя,
 г) снятие индикаторной диаграммы двигателя с максимальной точностью, как в цилиндрическом пространстве, так и в кресте.

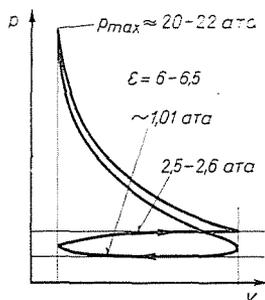


Рис. 1

При выборе двигателя основное значение имеет то, чтобы двигатель был одноцилиндровым, так как крутильные колебания коленчатого вала многоцилиндровых двигателей искажают результаты измерения, кроме того расчет сил кривошипно-шатунного механизма станет слишком громоздким. Одноцилиндровый дизель в наше распоряжение дал Венгерский Нефте-Исследовательский Институт. Разработка темы и проведение экспериментов стали возможными при поддержке Автозавода Чепель и Академии Наук Венгрии. Этим организациям автор выражает свою благодарность. В выполнении расчетов оказал ценную помощь инж. Имре Шанта.

Для возможности проведения расчет процесса без всяких помех, двигатель работал на холостом ходу и не приводил в движение никаких потребителей мощности, чтобы они не мешали точному выполнению измерений.

В двигателе было осуществлено два основных типа рабочего процесса. В одном случае (рис. 1) был создан рабочий процесс четырехтактного двигателя без выпрыска топлива: энергия, необходимая для преодоления потерь на трение и других потерь, получалась за счет значительной положительной площади работы процесса газообмена. Однако, в этом случае, положительная работа процесса газообмена только при маленьких степенях сжатия $\epsilon = 5-6$ (при умеренных значениях давления в конце процесса сжатия) смогла преодолеть механические и другие потери двигателя. С увеличением начального

давления условия не изменились, так как вместе с увеличением положительной площади процесса газообмена повысилось максимальное давление, и этим самым среднее давление рабочего процесса, значит и потери на трение. Вследствие небольшой степени сжатия этот рабочий процесс оказался нецелесообразным, несмотря на то, что бы чрезвычайно хорошо регулируем. Во втором случае (рис. 2.) при больших степенях сжатия $\epsilon = 20-21$ применя-

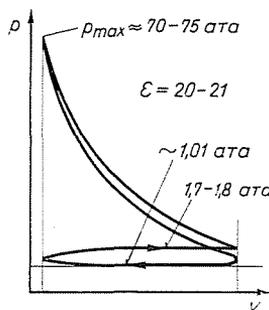


Рис. 2

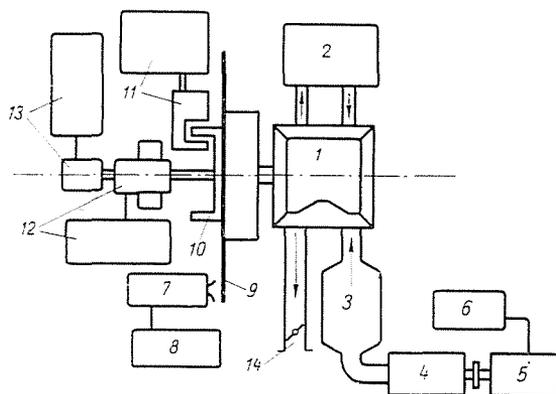


Рис. 3. 1 — исследуемый двигатель; 2 — нагревательное устройство для смазочного масла; 3 — воздушный баллон; 4 — компрессор; 5 — электродвигатель; 6 — устройство регулирования; 7 — камера скоростной съёмки; 8 — датчик времени и устройство управления скоростной съёмки; 9 — вращающийся диск для скоростной съёмки; 10 — датчик торсиографа; 11 — фотоэлектрический торсиограф; 12 — точечный индикатор; 13 — пьезо-электрический индикатор; 14 — дроссель в выхлопном тракте

лось такое давление наддува, при котором максимальное давление рабочего процесса достигло максимального давления на работающем двигателе. Так как в этом случае положительная работа процесса газообмена не была достаточной для преодоления потерь, то осуществлялся небольшой подвод тепла, за счет которого двигатель работал на холостом ходу. Регулятор топливного насоса был в фиксированном положении: с целью получения одинаковых рабочих процессов. Число оборотов двигателя регулировалось путем дроссели-

рования выхлопного тракта. При проведении экспериментов двигатель работал по последнему варианту рабочего процесса.

Схема и фотосъемка опытной установки показаны на рис. 3, 4. Двигатель снабжался воздухом из воздушного баллона заполненного с помощью компрессора. Постоянное тепловое состояние двигателя обеспечивалось путем циркуляции горячего масла в водяном пространстве двигателя, а температура стенки цилиндрической втулки в течение опыта измерялась с помощью термоэлементов. Для снятия индикаторной диаграммы использовались индикаторы типа Пьезо и МАИ (т. н. точечный индикатор). Измерение изменения угловой скорости проводилось с помощью фотоэлектрического торсиграфа, созданного специально для таких целей, и так же методом скоростной съемки.

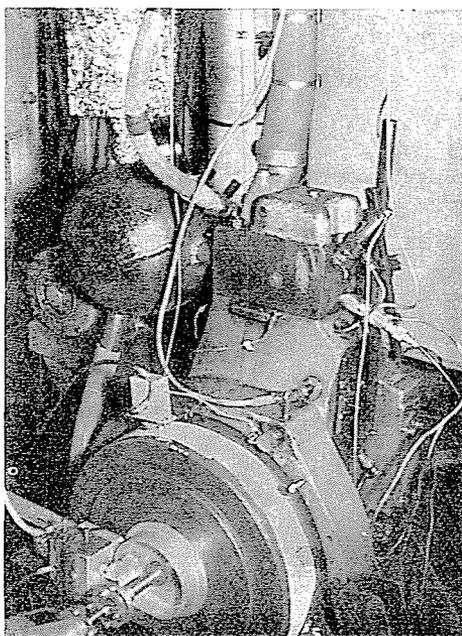


Рис. 4

3. Потери на трение, определение зависимости между индикаторными давлениями и мгновенными значениями угловой скорости

3.1. Основное уравнение, описывающее процесс

С целью определения основной зависимости, описывающей процесс, исходим из уравнения баланса энергии двигателя, которое с учетом поворота коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$ представлено в виде:

$$\Delta E = \pm \Delta W_{\text{ф.г.}} \pm \Delta W_{\text{с.т.}}, \quad (1)$$

где

ΔE — изменение кинетической энергии вращающихся и возвратно-поступательно движущихся частей двигателя при угле поворота коленчатого вала,

$\Delta W_{\phi.z.}$ — работа, полученная за счет фиктивного давления (давления на поршень с учетом трения) при угле поворота коленчатого вала,

$\Delta W_{c.m.}$ — работа, совершенная силами тяжести возвратно-поступательно движущихся частей (в вертикальном двигателе).

Из исходного уравнения (1) и из результатов измерений можно определить $\Delta W_{\phi.z.}$ и тем самым фиктивное давление $p_{\phi.z.}$, действующее на поршень.

Зная индикаторные и фиктивные давления газов, давление мгновенных потерь на трение будет равно:

$$p_{тр} = \pm p_{\phi.z.} \pm p_i. \quad (2)$$

3.2. Определение изменения кинетической энергии ΔE в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Для определения кинетической энергии ΔE при повороте коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$ необходимо знать изменение кинетической энергии кривошипно-шатунного механизма E в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ . Приращение кинетической энергии между положениями коленчатого вала φ и $\varphi + \Delta\varphi$ будет искомым изменением энергии на участке $\Delta\varphi$.

$$\Delta E_{\Delta\varphi} = E_{(\varphi+\Delta\varphi)} - E_{\varphi}. \quad (3)$$

Полную кинетическую энергию E_{φ} можно разделить на три составляющих:

$$E_{\varphi} = E_{1\varphi} + E_{2\varphi} + E_{3\varphi}, \quad (4)$$

где:

$E_{1\varphi}$ — кинетическая энергия звеньев, имеющих только вращательное движение,

$E_{2\varphi}$ — кинетическая энергия звеньев, имеющих сложное плоско-параллельное движение (шатун),

$E_{3\varphi}$ — кинетическая энергия звеньев, имеющих только поступательное движение.

Кинетическая энергия звеньев, совершающих только вращательное движение $E_{1\varphi}$ определяется непосредственно из уравнения:

$$E_{1\varphi} = \frac{\Theta_1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = \frac{\Theta_1}{2} \omega_{\varphi}^2, \quad (5)$$

где:

Θ_1 — момент инерции вращающихся звеньев,

ω_{φ} — мгновенная угловая скорость при повороте коленчатого вала на угол φ .

Кинетическая энергия звеньев, имеющих плоско-параллельное движение (шатун), запишется как сумма кинетических энергий звеньев, имеющих вращательное и поступательное движение (рис. 5).

$$E_{2\varphi} = \frac{\Theta_2}{2} \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 + m_2 \frac{v_2^2}{2}, \quad (6)$$

где:

Θ_2 — момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через его центр тяжести,

$\left(\frac{d\psi}{dt} \right)$ — мгновенное значение угловой скорости шатуна,

v_2 — мгновенная скорость центра тяжести шатуна в плоскости xu .

Мгновенное значение кинетической энергии звеньев, имеющих только поступательное движение:

$$E_{3\varphi} = \frac{m_3 v_3^2}{2}, \quad (7)$$

где:

m_3 — масса звеньев, имеющих только поступательное движение (поршень, поршневые кольца, поршневой палец),

v_3 — скорость звеньев, имеющих только поступательное движение (направленная по оси y).

Для определения составляющих напишем в соответствие с рис. 5.

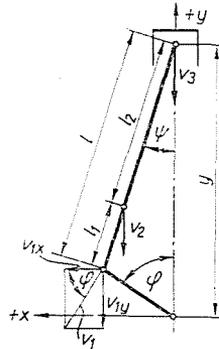


Рис. 5

уравнение суммы проекций шатуна и кривошипа на оси x и y :

$$y = r_1 \cos \varphi + l \cos \psi, \quad (8)$$

$$r_1 \sin \varphi - l \sin \psi = 0. \quad (9)$$

После совместного решения уравнений (8) и (9) и подстановки зависимостей

$$\lambda = \frac{r_1}{l}; \quad \cos \psi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}$$

получим:

$$y = l(\lambda \cos \varphi + \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}). \quad (10)$$

Дифференцированием уравнения (10) по времени непосредственно получается скорость поступательно-движущихся частей $v_3 = \frac{dy}{dt}$:

$$v_3 = -r \frac{d\varphi}{dt} \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). \quad (11)$$

Как видно, v_3 зависит только от мгновенного значения угловой скорости $\frac{d\varphi}{dt}$, от положения коленчатого вала φ и от конструктивных данных кривошипно-шатунного механизма.

Производная $\frac{d\psi}{dt}$ получается дифференцированием по времени уравнения (9), после аналогичных подстановок зависимостей, указанных при выводе уравнения (10).

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}. \quad (12)$$

Величина $\frac{d\psi}{dt}$ также является функцией мгновенного значения угловой скорости, поворота коленчатого вала и конструктивных данных кривошипно-шатунного механизма.

Скорость центра тяжести шатуна (v_2) определяется как сумма ее составляющих.

$$v_2 = \sqrt{v_{2x}^2 + v_{2y}^2}.$$

Проекции скорости v_2 по направлениям x и y определяются из тех соображений, что распределение составляющих скорости по длине шатуна прямолинейное. Кроме того, необходимо учесть, что поршневая головка шатуна имеет только скорость (v_3) направленную по оси y .

$$v_2 = \sqrt{\left(v_{1x} \frac{l_2}{l} \right)^2 + \left(v_3 \frac{l_1}{l} + v_{1y} \frac{l_2}{l} \right)^2}, \quad (13)$$

где:

$v_{1x}; v_{1y}$ — составляющие окружной скорости точки кривошипа на радиусе по направлениям x и y (геометрический центр кривошипной головки шатуна).

Кинетическая энергия всего механизма равна:

$$E_{\varphi} = \frac{\Theta_1}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{\Theta_2}{2} \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 + m^2 \frac{v_2^2}{2} + m_3 \frac{v_3^2}{2}.$$

Учитывая, что $v_1 = r_1 \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)$,

$$E_{\varphi} = \frac{r_1^2}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \left[\frac{\Theta_1}{r_1^2} + \frac{\Theta_2}{r_1^2} \cdot \frac{\left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2}{\left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2} + m_2 \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right]. \quad (14)$$

Величину, находящуюся в скобке [], обозначим через m^* и в дальнейшем назовем приведенной массой механизма.

$$E_{\varphi} = m^* \cdot \frac{r_1^2}{2} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = m^* \frac{r_1^2}{2} \omega_{\varphi}^2. \quad (15)$$

Далее докажем, что m^* является функцией только углов φ , ψ и независит от значений $\left(\frac{d\varphi}{dt} \right)$ и $\left(\frac{d\psi}{dt} \right)$. В этом случае мгновенное значение кинетической

энергии зависит только от мгновенного значения угловой скорости.

С помощью уравнения (12):

$$\frac{\frac{d\psi}{dt}}{\frac{d\varphi}{dt}} = \lambda \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}}. \quad (16)$$

Использував уравнение (11), получим:

$$\frac{v_3}{v_1} = - \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right). \quad (17)$$

Отношение $\frac{v_2}{v_1}$ с помощью уравнения (13) представим в виде:

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{l_2}{l} \right)^2 + \left[\sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \frac{l_1}{l} \right]^2 +$$

$$+ 2\sin^2\varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos\varphi}{|1 - \lambda^2 \sin^2\varphi|} \cdot \frac{l_1 l_2}{l^2} \right) \quad (18)$$

Видно, что уравнения (16), (17), (18) содержат только угол поворота коленчатого вала и геометрические характеристики механизма. Значит значение приведенной массы (m^*), а следовательно и кинетическую энергию можно рассчитать, как функцию мгновенного значения угловой скорости.

3.3. Определение работы сил тяжести возвратно-поступательно движущихся звеньев $\Delta W_{c.m.}$

При рассмотрении этого вопроса необходимо учитывать, что в случае одноцилиндрового двигателя силы тяжести противовесов, закрепленных на щеках коленчатого вала, и поступательно движущихся звеньев совершают противоположную по знаку работу. Для определения работ сил тяжести отдельных элементов необходимо знать проекции перемещений их центров тяжести относительно оси y . Зная конструктивные данные механизма, это легко определить. Полученные таким путем работы сил тяжести суммируются по знакам и дадут в результате работу сил тяжести всего механизма при повороте коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$.

3.4. Определение работы фиктивных газовых сил ($\Delta W_{\phi.g.}$) и $p_{\phi.g.}$

Работа, совершенная фиктивными газовыми силами в соответствии с рис. 6:

$$\Delta W_{\phi.g.} = \pm A p_{\phi.g.} \Delta s, \quad (19)$$

где:

- A — поверхность поршня,
- Δs — перемещение поршня при повороте коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$.
- $p_{\phi.g.}$ — среднее фиктивное давление на данном участке перемещения.

Выражение для фиктивного давления получим, исходя из уравнений (1) и (19):

$$p_{\phi.g.} = \frac{\pm \Delta E \pm \Delta W_{c.m.}}{A \cdot \Delta s} \quad (20)$$

Т. к. ΔE и $\Delta W_{c.m.}$ величины определенные раньше, то значение можно вычислить. Необходимо заметить, что под величиной $p_{\phi.g.}$ нужно понимать разность давлений, действующих на верхнюю и нижнюю поверхности поршня, т. к. только разность этих двух давлений совершает работу.

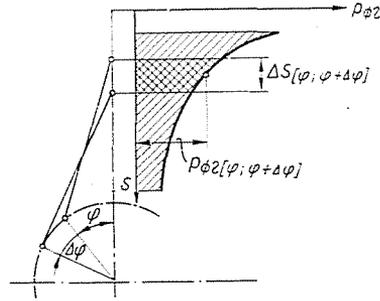


Рис. 6

3.5. Определение давлений мгновенных потерь на трение

Давление потерь на трение в соответствии с вышеизложенным определяется как разность фиктивных и действительных (индикаторных) давлений газов.

$$p_{тр} = \pm p_{ф.г.} \pm p'_{инд.} \quad (21)$$

$p_{инд.}$ является разностью индикаторных давлений, действующих на верхнюю и нижнюю поверхности поршня.

4. Результаты расчетов и измерений

4.1. Некоторые данные двигателя и результаты расчетов

Испытанный двигатель типа Штейер-дизель имел следующие данные: диаметр поршня $D = 110$ мм; ход поршня $S = 140$ мм; $\lambda = \frac{r_1}{l} = 0,274$; суммарный момент инерции вращающихся звеньев $\Theta_1 = 52,45$ кг см сек²; момент инерции шатуна относительно оси, проходящей через центр тяжести $\Theta_2 = 0,41$ кг см сек; вес шатуна $G_2 = 3,326$ кг; вес поступательно движущихся звеньев $G_3 = 2,811$ кг. Расстояние между центром тяжести шатуна и центром поршневой головки шатуна $l_2 = 183$ мм.

Приведенная масса механизма m^* определилась по уравнению (14). Результаты расчетов представлены на рис. 7. Из графика видно, что на величину приведенной массы механизма сильно влияет суммарный момент инерции махового колеса и коленчатого вала (приведенная масса вращающихся звеньев = 1,0704 кг сек/см). При решении вопроса необходимо учесть и минимальное изменение приведенной массы.

Изменение работы сил тяжести звеньев, совершающих возвратно-поступательное движение, при повороте коленчатого вала на 10° , показано на рис. 8. Работа сил тяжести по величине так мала, что и в этом случае можно ей пренебречь.

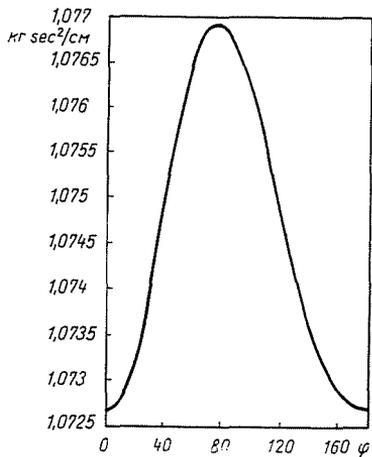


Рис. 7

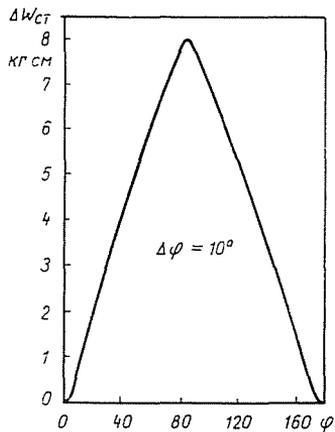


Рис. 8

4.2. Проведение измерений и их результаты

Индикаторная диаграмма двигателя с целью достижения большей точности снималась двумя приборами, которые имели разные принципы работы. Один из приборов был пьезо-электрическим индикатором венгерского производства, а другой типа МАИ т. н. точный индикатор советского производства. Точная индикаторная диаграмма двигателя получена как средняя нескольких измерений (рис. 9). Сплошная линия изображает индикаторную диаграмму, снятую при сильной, а пунктирная линия снятую при слабой пружине индикатора. Видно, что степень сжатия рабочего процесса совпала

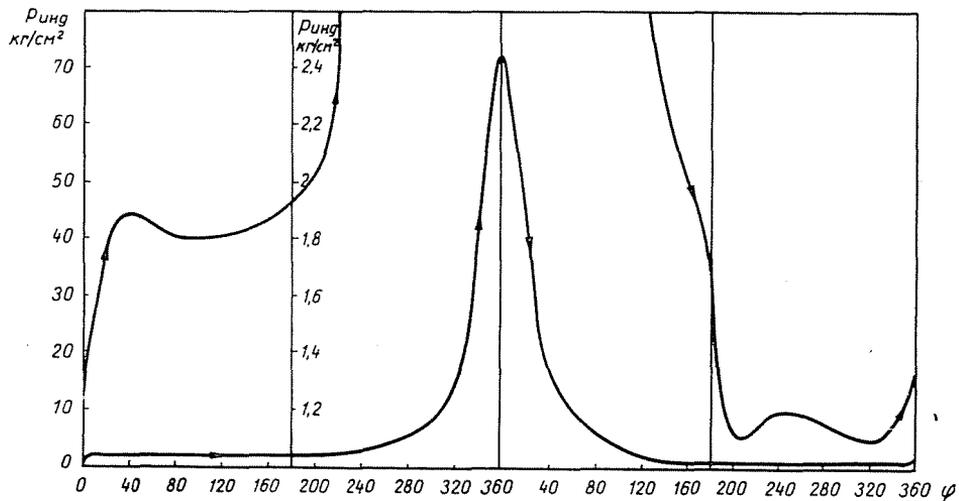


Рис. 9

со степенью сжатия действующего двигателя ($\epsilon = 20-21$) и условия работы на режиме холостого хода обеспечивались путем минимальных затрат тепла. Количество подведенного тепла было так мало, что обнаружение его было возможным только при точном методе индицирования.

Определение изменений давления осуществлялось с помощью пьезоэлектрического индикатора высокой точности (рис. 10). В соответствии с условиями работы одноцилиндрового двигателя кривая изменения давления симметрична, и по оборотам повторяется.

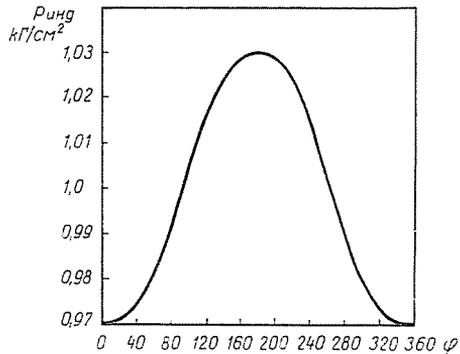


Рис. 10

Угловая скорость определялась с помощью двух приборов, работающих по разным принципам. Один из них, т. н. фотоэлектрический торсиограф, разработанный в Будапештском Техническом Университете научным сотрудником Я. Бем (Кафедра Технической Механики) и старшим преподавателем Петерем Теис (Кафедра Беспроволочной Техники Связи). Время поворота коленчатого вала на угол $\Delta\varphi$ определялось с помощью колебаний высокой частоты, созданных в приборе; по времени определялась мгновенная угловая скорость. Регистрация угла поворота коленчатого вала $\Delta\varphi$ осуществлялась с помощью светового сигнала, проходящего через щели и попадающего на фотоэлемент. Щели были нанесены на шкив, закрепленный на коленчатый вал.

Сущность второго метода следующая: на маховое колесо закреплялся диск из тонкой пластины с диаметром 800 мм, на котором были нанесены точные отметки углов поворота. Во время вращения диск фотографировался методом скоростной съемки. На кинолентку были нанесены и отметки времени. После обработки кинолентки определялась мгновенная угловая скорость. Точное значение угловой скорости взято как среднее арифметическое двух измерений (рис 11.). Из графика видно, что в процессе всасывания число оборотов двигателя немного увеличивается (всасывание при избыточном давлении), а при сжатии падает. В процессе расширения число оборотов

увеличивается, а при выпуске немного падает (выхлоп при избыточном давлении). На рис. 9. и 11. показан характер процесса, т. к. представление точных результатов измерений в таком масштабе невозможно.

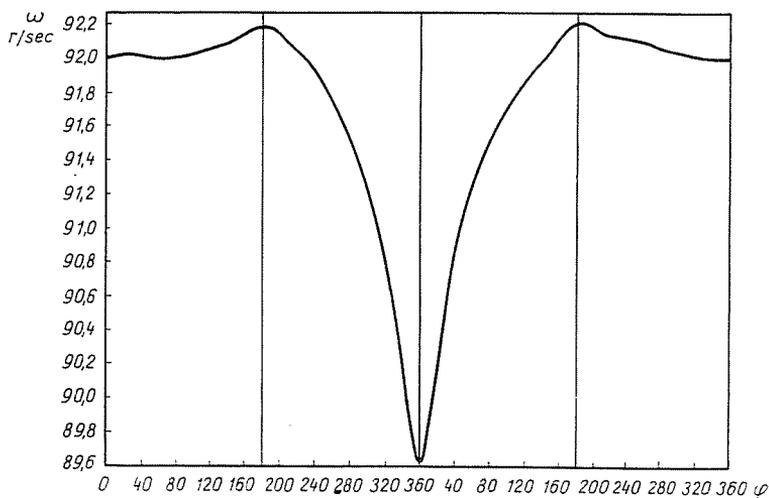


Рис. 11

5. Изменение мгновенных потерь на трение в зависимости от угла поворота коленчатого вала. Выводы

По методу, описанному в п. 3. настоящей работы, с помощью результатов расчета и измерений, изложенных в п. 4, определялось мгновенное значение потерь на трение в зависимости от угла поворота коленчатого вала (рис. 12.). Во время опытов число оборотов двигателя равнялось 877 об/мин, температура стенки цилиндра 75 °С и температура смазочного масла 58 °С. Для получения больших потерь на трение тепловое состояние двигателя регулировалось на более низкое значение температур стенки цилиндрической втулки и смазочного масла.

Из графика изменения мгновенных потерь на трение видно, что на их значение влияет давление над поршнем. Интересно, что как в верхней, так и в нижней мертвой точке имеются потери несмотря на то, что скорость поршня в этих точках равняется нулю. Это становится понятным, если иметь в виду, что в подшипниках, где совершается непрерывное вращательное движение, всегда имеются потери на трение, и как раз в верхней мертвой точке сгорания достигают своих максимальных значений. Из приведенных результатов видно, что примерно на середине хода поршня величины потерь имеют местный максимум. Это наблюдается в каждом такте, а лучше всего заметно при

всасывании и выхлопе. Такое изменение потерь на трение является следствием того, что скорость поршня около середины хода имеет максимальное значение, кроме того нормальная сила между поршнем и стенкой цилиндровой втулки вследствие максимального наклона шатуна так же около середины хода достигает своего максимального значения.

Среднее давление потерь на трение из графика, изображенного на рис. 12, определяется суммированием средних давлений потерь на трение отдельных участков рабочего процесса.

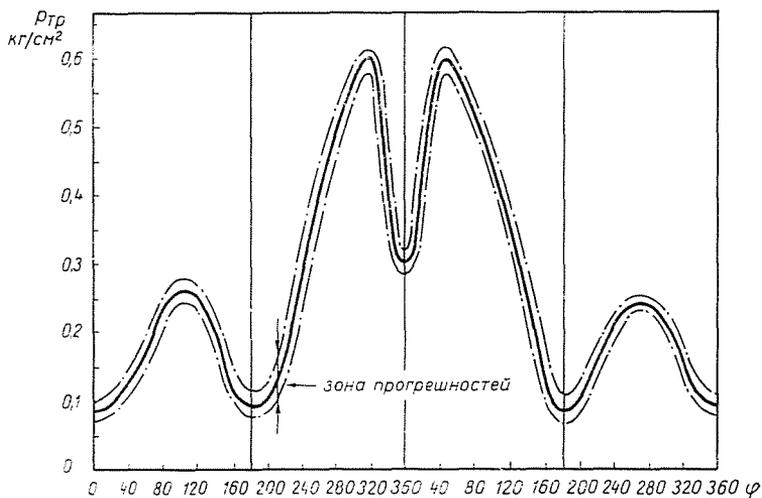


Рис. 12

Проведенный анализ изменения давления потерь на трение позволяет делать еще один вывод: потери на трение сильно зависят от давления рабочей среды. Это явление заставляет нас рассматривать степень сжатия с точки зрения оценки величины механического к. п. д. Увеличение степени сжатия не однозначно увеличивает эффективные параметры двигателя, т. к. с увеличением степени сжатия увеличивается давление рабочей среды, а это влечет за собой увеличение потери на трение в двигателе. По исследованиям, проведенным до сих пор на дизелях, оптимальной степенью сжатия является $\varepsilon = 14-16$. В связи с этим возникает вопрос об определении оптимального рабочего процесса. Этот процесс оптимальный не с точки зрения отдельно взятых потерь, а является оптимальным по потерям, изменяющимся по тенденции чаще всего противоположно друг к другу.

Резюме

Автор разработал один из возможных методов определения мгновенных потерь на трение в поршневых двигателях внутреннего сгорания — энергетическим путем. Основным смыслом метода тот, что мгновенные потери на трение определяются как разности между

действительными индикаторными давлениями и фиктивными давлениями газов, действующими на поршень. Фиктивное давление определяется из мгновенного значения угловой скорости коленчатого вала. По результатам опытов мгновенные потери на трение сильно зависят от давления, действующего на поршень двигателя. Зная мгновенные потери на трение, можно проделать более точный и более подробный анализ рабочего процесса двигателя, т. к. любые значительные по величине потери будут учитываться не по их средним, а по мгновенным значениям.

Литература

1. ULLMANN, K.: Die mechanischen Reibungsverluste der schnelllaufenden Verbrennungsmotoren bei hohen pulsierenden Gasdrücken. MTZ 230—242 (1940)
2. Муравьев, В. Д.: Использование метода выбега для определения потерь двигателя внутреннего сгорания. (Auslaufverfahren für die Bestimmung der Verluste von Verbrennungsmotoren). Автомобильная и тракторная промышленность (1963) No. II. Deutsch in MTZ 345—346. (1964)
3. PÁSZTOR, E.: Über die Bestimmung der Reibungsarbeit und des mechanischen Wirkungsades bei Verbrennungsmotoren. MTZ 29. 57—64 (1968)
4. PÁSZTOR, E.: Methode zur Bestimmung des Reibungsmitteldruckes von Kolben-Verbrennungsmotoren. Acta Technica Ac. Sci. Hung. Tomus 62, 381—408 (1968).
5. Какуевницкий, В. А.: Внутренние потери в дизелях. Тракторы и сельхозмашины. 1960. № 2.
6. Рык, Г. М.: Механические потери поршневой группы тракторного дизеля. Тракторы и сельхозмашины. №6. 1965.
7. Рык, Г. М.: Метод экспериментального определения механических потерь поршневой группы дизеля. Сб. «Двигатели внутреннего сгорания», вып. I. Изд-во Харьковского Университета. 1965.
8. Артоболевский И. И.: Теория механизмов и машин. Москва 1952.

Dr. Endre PÁSZTOR, Budapest, XI., Műegyetem rkp. 3, VME. Венгрия.