

ВОЗМОЖНОСТЬ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕГО ОПТИМАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Э. ПАСТОР

Кафедра аэро и термотехники Будапештского технического университета

(Поступила: 28. мая 1973 г.)

Введение

Механические потери на трение двигателей внутреннего сгорания по своей величине равноценны с внутренними (индикаторными) потерями и их влиянием на изменение характеристики действительного (имеющего потери) двигателя нельзя пренебрегать.

Цель данной статьи вскрыть термические зависимости между механическими потерями или механическим к. п. д. и самыми важными характеристиками рабочего процесса, и показать возможность определения рабочего процесса, обеспечивающего оптимальное значение механического коэффициента полезного действия.

1. Проблемы исследования механических потерь или механического к. п. д.

Самым большим затруднением определения механических потерь или рассчитанного из них p_m среднего давления является то, что их можно точно определить только из разницы рассчитанной из индикаторной диаграммы среднего индикаторного давления p_u и полученного из данных торможений двигателя среднего эффективного давления p_e .

$$p_m = p_u - p_e \quad (1)$$

Определение таким образом p_m предполагает, что мы имеем дело с двигателем, дающим полезную мощность при реальных рабочих условиях, работающими с действительным рабочим процессом. Это условие, а также и то, что величину p_m получаем как разницу, с этой точки зрения, довольно неточно определяем, относительно больших величин, значительно затрудняет глубокий анализ условий трения.

Из-за трудности техники измерения, для определения механических потерь было создано несколько методов, отличающихся от вышеизложенного принципа. Наиболее известные из них [1—5]:

а) *Способ Виллианса*, суть которого заключается в том, что из результатов, измеренных на двигателе, работающем на постоянных оборотах с переменной нагрузкой, экстраполирует на рабочие условия двигателя без теплового выделения на этих же оборотах или на его механические потери. Основная, принципиальная неточность этого способа заключается в том, что предполагается среднее давление трения — противоположно действительности не зависимым от среднего индикаторного давления или от рабочего процесса.

б) *Способ Морзе* определяет среднее давление трения при помощи понижения мощности полученного при прекращении (выключении) процесса сгорания в отдельных поршнях многопоршневого двигателя. Основная проблема этого способа аналогична с проблемой способа Виллианса, предполагая, что среднее давление трения в поршнях, работающих с процессом горения или без него, одинаковое и пренебрегает возникающим в этом случае изменением выхлопного давления.

в) *Способ выбега* относительно условия трения делает выводы из степени уменьшения оборотов двигателя. Проблема аналогична с предыдущими двумя способами, среднего давления трения у двигателя, работающего на действительном режиме, и у двигателя на выбеге не могут быть равны. Кроме этого во время выбега двигателя из-за постоянного убывания оборотов создается неустойчивая смазка, что изменяет величину среднего давления трения по сравнению со средним давлением трения двигателя, работающего на постоянных оборотах. Способ выбега, кроме неизбежного снижения среднего давления трения, из-за вышесказанных, дает правильный результат только в момент начала выбега.

г) Наиболее подходящим способом для определения среднего давления трения двигателей внутреннего сгорания является *способ внешнего привода*. Этот способ по исследованиям автора дает результаты, хорошо совпадающие с действительными, если обеспечивать как можно лучшее сходство с действительными рабочими условиями и полученные таким образом результаты тщательно анализировать. В примененных до сих пор способах внешнего привода не обеспечивались в достаточной мере рабочие условия, важные именно с точки зрения термо-механических условий двигателя. Не анализировали полученные суммарные потери, из которых только часть является потерями механического трения, и в то же время не связали процесс возникновения потерь трения с рабочим процессом двигателя, в первую очередь с его самыми важными термическими характеристиками.

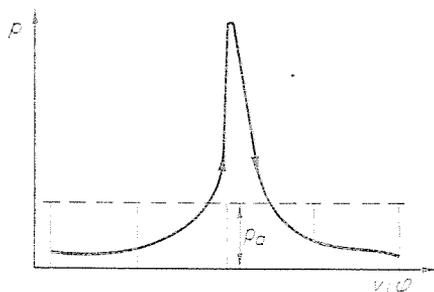
2. Возможность определения связи между рабочим процессом и механическим

К. П. Д.

Потери на трение или среднее давление трения (p_m) зависят от характеристик рабочего процесса двигателя.

Проведенные исследования автора так же, как и результаты опытов показывают, что изменение среднего давления трения зависит в первую очередь от среднего давления рабочего процесса p_a [7; 8].

Среднее давление двигателей внутреннего сгорания можно определить как частное площади индикаторной диаграммы, развернутой по ходу поршня и основания диаграммы (рис. 1.) Вместо хода поршня можно использовать относительной основой угол поворота коленчатого вала, в этом случае значения среднего давления несколько изменяются. В дальнейшем мы используем понятие среднего давления относительно хода, поскольку среднее индикаторное давление относится тоже к ходу.



Фиг. 1

Значит, понятия среднего давления и среднего индикаторного давления необходимо резко разделить друг от друга. Это наиболее четко видно у двигателя, осуществляющего рабочий процесс без теплоотдачи, где при среднем индикаторном давлении равном нулю или имеющем небольшое отрицательное значение возникает среднее давление определенного значения. Но потери трения возникают и в этом случае так же, как и при работающем двигателе, так как потери на трения не зависят от того, происходит ли создающее их газовое давление от части рабочего процесса, дающей положительную работу (экспансия) или отрицательную (сжатие).

Кроме основного параметра среднего давления, на среднее давление трения влияют и другие параметры рабочего процесса или двигателя:

а) Характер рабочего процесса. На характер рабочего процесса значительно влияет двигатель двух или четырехтактного действия. В своих исследованиях здесь ограничимся только четырехтактными двигателями.

б) Отношение максимального и минимального давлений. По проведенным опытам его влияние оказывается незначительным.

в) Теплосостояние двигателя, которое определяется с этой точки зрения в первую очередь температурой стенки цилиндра и температурой смазки.

г) Число оборотов или средняя скорость поршня. Этот вопрос требует тщательного и подробного исследования, так как некоторые авторы [9] под

механическими потерями на трение учитывают потери газообмена, сильно зависящие от оборотов, а также и другие гидравлические потери, которые относятся к группе индикаторных потерь и никакого механического характера не имеют. Этим объясняется то, что по мнению некоторых авторов среднее давление трения в зависимости от оборотов, в отличие от действительности, меняется по-разному в случае предкамерного двигателя или двигателя с непосредственным впрыскиванием.

д) Конструкция, производительность двигателя или объем цилиндра безусловно изменяют в некоторых пределах абсолютное значение среднего давления трения, но по существу на качество протекания процесса не влияют.

Значит, среднее давление трения можно написать следующим образом:

$$P_{тр} = f(P_a; P_{max}; P_{мин}; n; \text{теплосостояние}; \text{конструкция.}) \quad (2)$$

Зависимость (2) можно определить при помощи внешнего привода двигателя, опытным путем, описанным в следующей части этой статьи.

При помощи введенного и определенного в данной статье среднего давления P_a , как основного параметра, можно установить связь между потерями на трение и создающим их рабочим процессом. Для установления связи дает возможность то, что между индикаторным давлением P_u действительного (созданного при помощи горения) рабочего процесса и средним давлением P_a при помощи нижеперечисленных термических или механических характеристик рабочего процесса и двигателя можно установить по существу однозначную зависимость:

- а) Степень сжатия (ϵ)
- б) Коэффициент избытка воздуха (m)
- в) Коэффициент наполнения (λ)
- г) Параметры окружающей среды ($P_o; T_o$)
- д) Число оборотов (n)
- е) Теплосостояние (влияет в первую очередь на количество тепла, унесенного охлаждением).
- ж) Закон теплопередачи (учитывая количество тепла, унесенное охлаждением).

$$P_u = f(P_a; \epsilon; m; \lambda; T_o; P_o; n; \text{теплосостояние}; \text{закон теплопередачи}) \quad (3)$$

Принципиальные и практические проблемы расчета действительных рабочих процессов с использованием возможности электронно-вычислительных машин, по существу, по крайней мере с точки зрения нашей задачи можно считать решенными [10—18].

При помощи зависимостей (2) и (3) в большинстве случаев данных в виде графиков, можно установить связь между средним давлением трения и средним индикаторным давлением.

$$p_{mp} = f(p_u; \varepsilon; m; \lambda; T_o; p_o; n; \text{теплосостояние; закон теплопередачи}) \quad (4)$$

Механический к. п. д. (η_m) однозначно зависит от p_{mp} ; p_u и p_{np}

$$\eta_m = \frac{p_u - p_m}{p_u} = \frac{p_u - (p_{mp} + p_{np})}{p_u} = f(\varepsilon; m; \lambda; T_o; p_o; n; \text{теплосостояние; закон теплопередачи}) \quad (5)$$

где p_{np} — среднее давление, соответствующее потребной мощности приводных агрегатов.

В дальнейшем при определении ... η_{mp} коэффициента полезного действия «трения» мы пренебрегаем величиной p_{np} . Коэффициент трения учитывает только уменьшение производительности из-за потери на трения двигателя.

$$\eta_{mp} = \frac{p_u - p_{mp}}{p_u} = f(\varepsilon; m; \lambda; T_o; p_o; n; \text{теплосостояние; закон теплопередачи}) \quad (6)$$

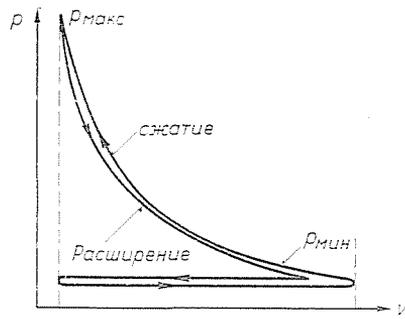
При помощи описанного способа можно исследовать влияние отдельных характеристик рабочего процесса или двигателя на механический коэффициент с целью определения характеристик рабочего процесса, обеспечивающего максимальное значение механического к. п. д.

3. Определение среднего давления трения в зависимости от характеристик двигателя и рабочего процесса

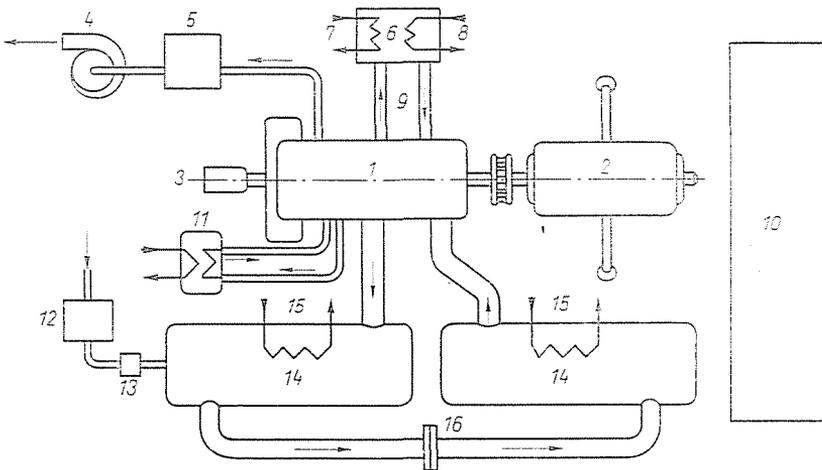
3.1. Принцип данного способа, устройство экспериментальной установки

На основе проведенных экспериментов, наиболее точное определение значения среднего давления трения можно осуществить внешним приводом двигателя, действующего при рабочих условиях. С целью максимального приближения к рабочим условиям действительного двигателя, в двигателе необходимо создать искусственный рабочий процесс, который обеспечивает механическую нагрузку, равную нагрузке, возникающей при действительном рабочем процессе. Действительный рабочий процесс можно сблизить лучше всего с рабочим процессом без подвода тепла и по остальным характеристикам, равным действительным, как это видно на рис. 2.

На рис. 3. изображена схема экспериментальной установки. Двигатель всасывает из одного воздушного резервуара и выхлопывает в другой. Для возможности определения количества воздуха, проходящего через двигатель, эти резервуары соединены трубопроводом, имеющим измерительные фланцы. Начальное давление рабочего процесса можно установить изменением давления в резервуарах. Мы измеряем газовым счетчиком картерный газ, просачи-



Фиг. 2



Фиг. 3. обозначения: 1. опытный двигатель; 2. весовой двигатель; 3. датчик импульсов для индукции; 4. вентилятор отсосный; 5. измеритель картерного газа; 6. масляная печь; 7. нагрев; 8. охлаждение; 9. циркуляция горячего масла; 10. электрические оборудования весового двигателя; 11. регулятор температуры смазки; 12. воздушный компрессор; 13. клапан регулировки давления; 14. воздушный резервуар; 15. охлаждение; 16. измерительный фланец

вающийся из-за недостаточности уплотнения поршня, но следим за тем, чтобы в картере давление не превышало атмосферное давление. В системе охлаждения двигателя вместо воды мы циркулировали горячее масло, температуру которого на нужное значение устанавливали в одной комбинированной системе охлаждения и нагрева. Температуру смазочного масла также регулировали в системе охлаждения.

При помощи изменения начального давления, степени сжатия, температуры стенки цилиндра и масла, а также и числа оборотов можно создать для каждого действительного рабочего состояния двигателя такое осуществимое искусственным рабочим процессом рабочее состояние, которое с точки зрения трения аналогично действительному.

Эксперименты были проведены на двигателе типа П 1—406 [10] с помощью Института по развитию транспорта, а также на двигателе Чепельского Автозавода типа Д—414 [20] с помощью этого же завода.

Суммарные потери $p_{сн}$, выраженные по среднему давлению двигателя, осуществляющего искусственный рабочий процесс с внешним приводом, можно определить однозначно из данных весового двигателя, являющегося внешним приводом. Эти суммарные потери $p_{сн}$ по проведенным экспериментам не равны техническим потерям на трение двигателя, а являются суммой следующих составляющих:

$$P_{сн} = P_{тр} + P_{вдв} + P_{сн} + P_{агр} + P_{то} + P_{пл} \quad (7)$$

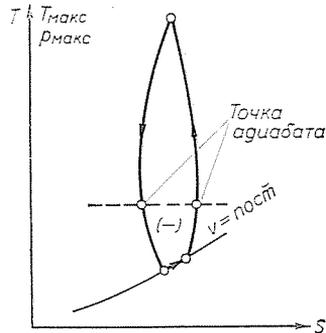
где

- $P_{тр}$ = действительные потери на трение, которые составляют основную часть, около 50—60% всех потерь;
- $P_{вдв}$ = собственные потери весового двигателя;
- $P_{сн}$ = отрицательное среднее индикаторное давление газообменного процесса.
- $P_{агр}$ = среднее давление для привода агрегатов, получивших привод от исследуемого двигателя;
- $P_{то}$ = практически в важных случаях всегда отрицательное среднее индикаторное давление, полученное при главном рабочем процессе и происходящее от теплоотдачи между рабочей средой и стенкой;
- $P_{пл}$ = во всех случаях отрицательное среднее индикаторное давление, возникающее при главном рабочем процессе, полученное из-за неплотности между поршневым кольцом и стенкой цилиндра;

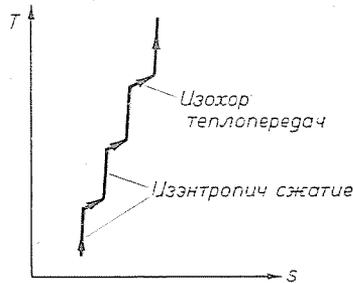
3.2. Определение отдельных частных потерь, результаты расчетов и эксперимента

Собственные потери весового двигателя ($p_{вдв}$) можно непосредственно измерить или, зная его характеристики, определить. Среднее индикаторное давление газообменного процесса ($p_{сн}$) можно определить из слабopужинной индикаторной диаграммы процесса. По данным эксперимента значение $p_{сн}$ значительно возрастает в зависимости от оборотов и начального давления. Значительное возрастание газообменных потерь, по сравнению с действительным рабочим состоянием, вызывают возникающие на нескольких местах системы потери на дросселирование потока.

Процесс возникновения отрицательного среднего индикаторного давления при главном рабочем процессе, происходящего от теплоотдачи между рабочей средой и стенкой, показывает рис. 4. Среда во время сжатия до точки А на адиабате холоднее, чем стенка цилиндра, и так среда от стенки отбирает



Фиг. 4



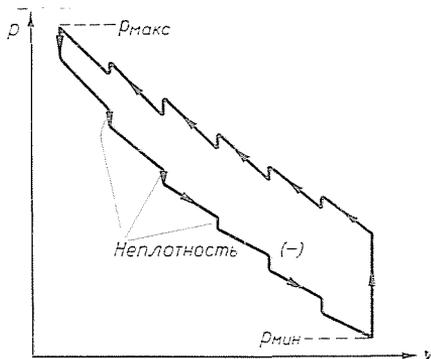
Фиг. 5

тепло и ее энтропия возрастает. После достижения точки адиабаты среда, имеющая температуру больше температуры стенки, отдает тепло, и ее энергия уменьшается. Положение во время расширения аналогично, в начале расширения энтропия среды уменьшается, после точки адиабаты возрастает. Закрывая процесс линией начального удельного объема видно, что получаем отрицательный рабочий процесс. Среднее индикаторное давление этого отрицательного рабочего процесса определить при помощи оценки индикаторной диаграммы практически невозможно, так как неточность снятия индикаторной диаграммы в хорошем приближении равна значению подлежащего вычислению среднего индикаторного давления.

Расчет среднего индикаторного давления рабочего процесса можно проводить следующим образом: Процесс политропического сжатия (аналогично и расширения) можно представить как ряд элементарных процессов, состоящих из изэнтропического сжатия и изохорного привода тепла (рис. 5). Приведенное при постоянном объеме тепло равно уходящему через стенки количеству тепла. При расчете мы использовали формулы для определения теплоотдачи типа Шиткеи—Вошни [21; 22].

После этого, зная действительную кривую сжатия и расширения, можно определить среднее индикаторное давление. Расчет проводили в зависимости от начального давления и начальной температуры, от температуры

стенки цилиндра, от степени сжатия и от оборотов. В зависимости от степени сжатия (ϵ) и от начального давления, значение p_{m0} растет, это связано в первую очередь с тем, что коэффициент теплопередачи растет, а также и тем, что при возрастании ϵ растет и средняя температура. Значение p_{m0} также растет при увеличении начальной температуры и при уменьшении температуры стенки, так как в этих случаях возрастает температурная разница между средой и стенкой цилиндра. При уменьшении оборотов значение p_{m0} достигает все большего отрицательного значения, так как увеличивается время теплоотдачи.



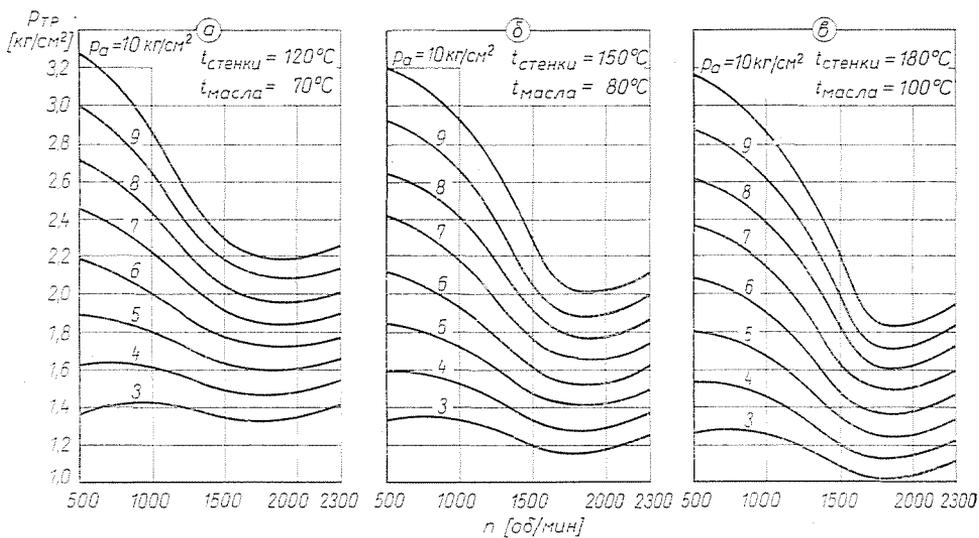
Фиг. 6

Полученное при охлаждении отрицательное среднее индикаторное давление p_{m0} имеет максимальное значение приблизительно $0,5—0,6 \text{ кг/см}^2$ и пренебрегая этим при расчете среднего давления трения мы допустили бы значительную ошибку.

Действительное изменение состояния, возникающее из-за неплотности между поршнем и стенкой цилиндра, можно составить как из элементов изэнтропического сжатия или расширения, так и из процесса уменьшения давления, полученного из-за утечки рабочей среды при постоянном объеме цилиндра (рис. 6). Уменьшение давления и температуры из-за вытекающего из данного объема цилиндра — при прохождении поршнем пути ΔS за время Δt — количества среды ΔM мы определяем исходя из того принципа, что уменьшение внутренней энергии среды, заполняющей цилиндр ΔU , равно энтальпии ΔI утекающего количества среды ΔM . Предполагая, что между стеной цилиндра и поршнем течение изотермическое и ламинарное, то истекающее за единицы времени количество среды приблизительно будет пропорционально квадратам давления внутри цилиндра. Измерением картерного газа мы определяем количество просачивающейся среды за полный рабочий процесс. По расчетам значение p_{mp} в зависимости от степени сжатия и начального давления значительно возрастает, так как абсолютное количество картерного газа также растет и, кроме того, с увеличением давлений значительная часть

газовой потери образуется вблизи верхней мертвой точки, что в значительной мере увеличивает полученное из этого отрицательное среднее индикаторное давление. Уменьшение оборотов и здесь приводит к увеличению значения $P_{тр}$, максимальное увеличение 0,2—0,3 кг/см².

Отнимаемую *вспомогательными агрегатами, приводимыми исследуемым двигателем* (обычно встроенный масляный насос), мощность, выраженную в среднем давлении, можно определить однозначно из характеристик вспомогательных агрегатов и данных рабочего процесса исследуемого двигателя.



Фиг. 7

Если из измеренных при помощи опытного оборудования, изображенно-го на фигуре 3, общих потерь $P_{оп}$ вычитаем указанные выше потери, имеющие характер трения, можно определить среднее давление трения $P_{тр}$.

На рис. 7 изображены обобщенные результаты измерения для дизельных двигателей автомашин. Среднее давление трения в зависимости от оборотов или от средней скорости поршня при оборотах выше средних принимает определенно минимальное значение. Возникающее очень значительное увеличение среднего давления трения при уменьшении оборотов объясняется ухудшением технических условий смазки, а незначительное увеличение среднего давления трения при больших оборотах вызвано влиянием увеличивающихся массовых сил.

Увеличение среднего давления во всех случаях приводит к однозначному увеличению среднего давления трения. Увеличение термосостояния двигателя, которое мы характеризовали температурой стенки цилиндра и смазки, при средних и выше оборотах однозначно уменьшало среднее давление трения, а при малых оборотах практически не влияло на среднее давле-

ние трения. У дизельных двигателей Чепельского типа при увеличении термосостояния двигателя на малых оборотах мы наблюдали вместо уменьшения скорее увеличение среднего давления трения из-за ухудшения условий смазки.

Изменениями отношения давлений p_{\max}/p_{\min} рабочего процесса мы пренебрегали потому, что по нашим исследованиям это заметным образом на значение среднего давления трения не влияет.

Исследования по вопросам этой статьи мы ограничились только на дизельные двигатели автомашин, поэтому влияние мощности или конструкции двигателя мы не принимаем во внимание.

Характер изменения среднего давления трения в случае двигателей с большей мощностью и с другой конструкцией такой же, а конкретная величина среднего давления трения при увеличении мощности (литража), как правило, уменьшается. Таким образом, качественные результаты данного исследования можно использовать и в случае двигателей, имеющих мощность и конструкцию, отличающиеся от двигателей автомашин.

Изображенные на фигуре 7 обобщенные опытные результаты, полученные для дизельных автомобильных двигателей, мы используем при определении связи между механическим коэффициентом полезного действия и рабочим процессом. Этим мы решили задачу, поставленную при помощи (2) функциональной зависимости, установили зависимость между средним давлением трения и основной термомеханической характеристикой двигателя или рабочего процесса.

4. Определение зависимости между средним давлением и средним индикаторным давлением

Функциональные зависимости (2) и (3) совместно создают связь между средним давлением трения или механическим коэффициентом полезного действия (по трению) и осуществляющимся в двигателе рабочим процессом. Кроме определения функциональной зависимости (2) нам необходимо в конкретной форме выразить функциональную зависимость (3) между средним давлением и средним индикаторным давлением.

При определении функциональной зависимости (3) начальную температуру T_0 рабочего процесса можно пропустить из числа независимых параметров. Так как в случае двигателей без наддува температуру окружающей среды с точки зрения этой проблемы можно считать постоянной, у двигателей с наддувом при средней степени сжатия и в случае, когда не имеется обратного охлаждения, между температурой и давлением рабочей среды, вступающей в цилиндр, имеется довольно однозначная зависимость.

Функциональную зависимость (3), между средним индикаторным и средним давлениями, с использованием работы Калмара [18] в этой области,

мы проводили расчеты рабочего процесса при помощи электронно-вычислительной машины.

Вычислительная программа учитывала все важные характеристики (теплоотдача через стенки, закон горения, потери при горении, изменение площади газообмена, углы распределения, изменения характеристик рабочей среды и т. д.), влиянием которых на рабочий процесс пренебрегать нельзя.

Расчеты мы проводили для случаев рабочих процессов, осуществляющихся в дизельных двигателях с непосредственным и посредственным впрыском. Результаты этих двух рабочих процессов так минимально отличались друг от друга, что они на связь между механическим коэффициентом полезного действия (по трению) и рабочим процессом в ощутимой мере не влияли. Поэтому мы в дальнейшем сообщаем только результаты расчета рабочего процесса с непосредственным впрыском.

Исходные, независимые параметры расчета были следующие:

Коэффициент избытка воздуха: ($m = 1,3; 1,8; 2,3$)

Начальное давление рабочего процесса: ($p_0 = 1; 1,7; 2,4$ ата)

Число оборотов ($n = 500; 1800; 2300$ об./мин.)

При определении связи между числом оборотов и средней скоростью поршня мы исходили из геометрических данных дизельного автомобильного двигателя со средней мощностью.

Начало горения (φ') определяли в зависимости, где (φ') начало процесса горения перед верхней мертвой точкой, отсчитанной от нее в градусах поворота коленчатого вала. При определении значений (φ') учитывали совместное влияние запаздывания зажигания и регулятора опережения подачи топлива.

n (об./мин)	500	1800	2300
φ' (гр. коленч. вала)	8	6	5

Конец горения: (φ'') отсчитанный от верхней мертвой точки в градусах поворота коленчатого вала ($\varphi'' = 50, 90, 130$ гр. коленч. вала).

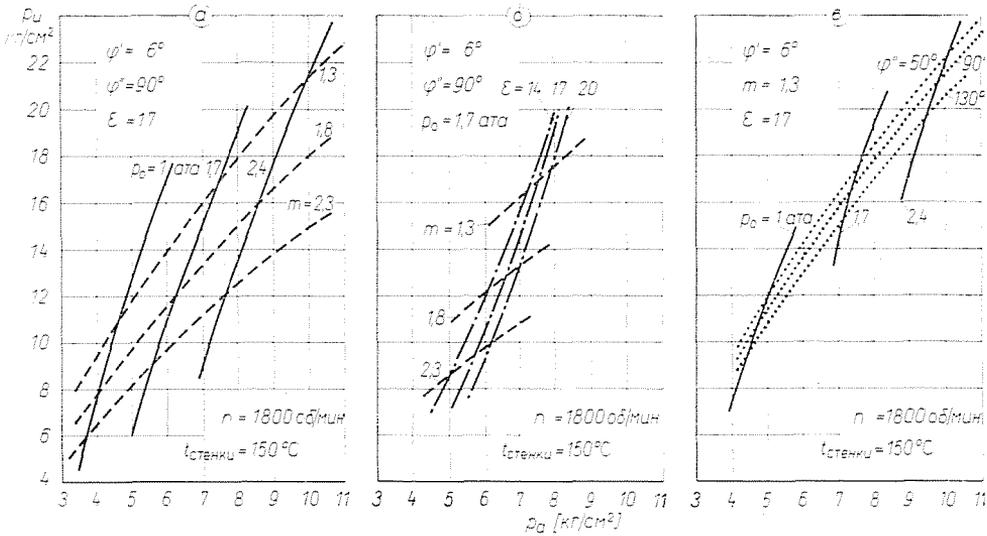
В расчетах использовали закон горения Вибе [14; 15; 16]. *Теплосостояние двигателя* и здесь можно определить средней температурой стенки цилиндра и смазки. В расчете, используя наши опытные результаты, мы учитывали изменение температуры по длине втулки цилиндра, а также и то, что температура поршня и головки цилиндра превышает температуру втулки цилиндра.

$T_{\text{стенки}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	120	150	180
$T_{\text{масла}}$ ($^{\circ}\text{C}$)	70	85	100

Степень сжатия рабочего процесса выбрали в пределах $\epsilon = 14, 17, 20$.

Некоторые результаты расчета содержит фигура 8. Изменение оборотов и теплосостояния двигателя привело к незначительному изменению значений

p_u и p_a , поэтому эти результаты мы здесь в подробности не описываем. Механический к. п. д. в основном зависит от того, что к единичному изменению p_a (которое однозначно пропорционально среднему давлению трения p_{mp} (такое изменение p_u соответствует. Чем больше значение градиента $\Delta p_u / \Delta p_a$ при изменении какой-то термической характеристики (p_o, m, ϵ), тем полезнее изменение механического коэффициента полезного действия по трению в зависимости от данной термической характеристики.



Фиг. 8

На рис. 8/а видим связанные друг с другом значения p_u и p_a в зависимости от p_o и m при постоянной степени сжатия ϵ . Из фигуры видно, что при изменении коэффициента избытка воздуха ($p_o = \text{пост.}$) значение $\Delta p_u / \Delta p_a$, то есть угловой коэффициент кривой значительно превышает значение при $p_o \neq \text{пост.}$ ($m = \text{пост.}$). При увеличении коэффициента избытка воздуха среднее давление сжатия не изменяется, растет только степень расширения и так среднее индикаторное давление, которое пропорционально разности среднего давления сжатия и расширения, растет быстрее, чем среднее давление рабочего процесса.

При увеличении начального давления рабочего процесса p_o растет среднее давление как сжатия, так и расширения. Следовательно, увеличение p_u умеренное и можно ожидать, что значение градиента $\Delta p_u / \Delta p_a$ здесь будет меньше, чем в предыдущем случае.

Соответственно нашим рассуждениям из фигуры 8/а видно, что

$$\left(\frac{\Delta p_u}{\Delta p_a} \right)_{m \neq \text{пост}} \approx 4 - 5; \quad \left(\frac{\Delta p_u}{\Delta p_a} \right)_{p_o \neq \text{пост}} \approx 1,6 - 1,8$$

Это означает, что при данном увеличении среднего индикаторного давления Δp_u мы можем достичь большего улучшения механического коэффициента полезного действия, если увеличение p_u достигается уменьшением коэффициента избытка воздуха, а не увеличением давления наддува.

На фигуре 8/б показано влияние изменения степени сжатия рабочего процесса. При изменении степени сжатия в реальных пределах p_u и p_a изменяются незначительно и так это на изменение механического коэффициента очевидно будет иметь малое влияние. Тенденцию процесса можно оценить по производной $\Delta p_u / \Delta p_a$. В случае неизменности остальных параметров при увеличении ϵ , $\Delta p_u / \Delta p_a \approx 1,1-1,3$. Видно, что в результате изменения ϵ мы получаем градиент $\Delta p_u / \Delta p_a$ меньше, чем производная $\Delta p_u / \Delta p_a$, полученная при изменении p_o , значит предыдущие наши выводы, связанные с изменением степени сжатия, окажутся еще более правильными.

На фигуре 8/в мы изобразили результаты исследования по влиянию изменения длины процесса горения, измеренной в углах поворота коленчатого вала. Исследование проводили так, что при постоянном начале горения ($\varphi' = \text{пост.}$) при помощи закона сгорания Вибе осуществляли процессы горения с различной длиной ($\varphi'' = \text{пост.}$)

При уменьшении длины горения производная $\Delta p_u / \Delta p_a$ приблизительно равна той, которую мы получали при изменении коэффициента избытка воздуха, значит при увеличении длины горения механический коэффициент полезного действия уменьшается.

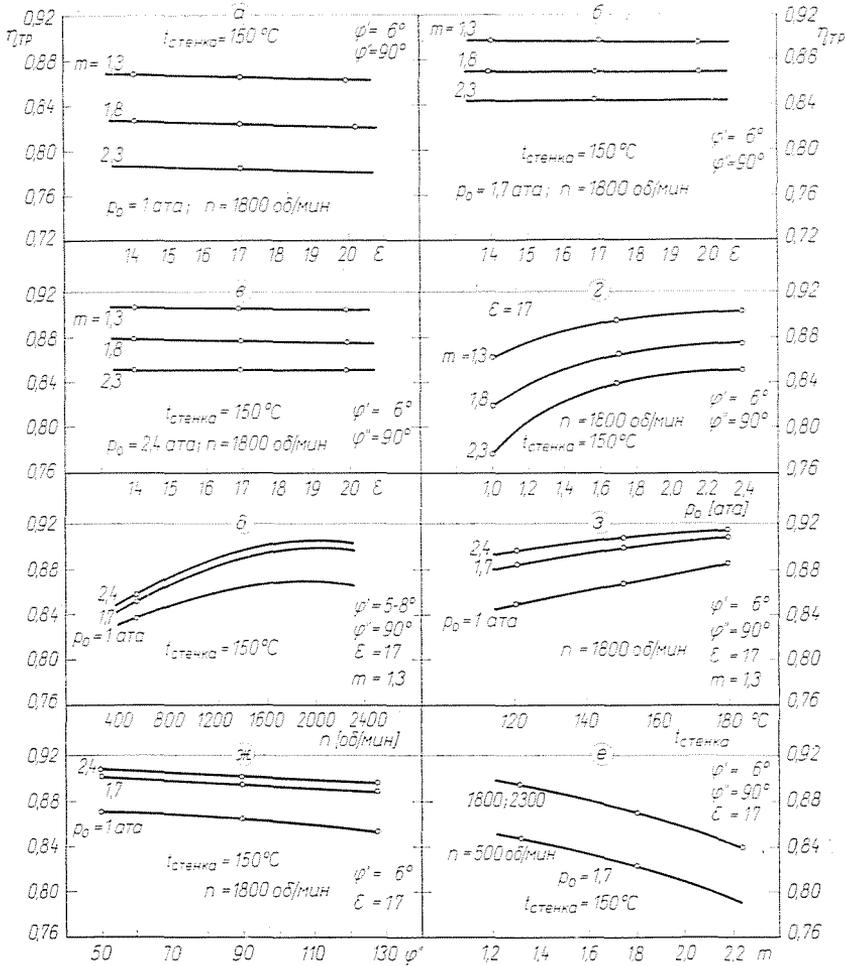
Необходимо заметить, что при изменении длины горения в реальных пределах можно достичь только умеренное увеличение среднего давления ($\Delta p_u = 1-3 \text{ кг/см}^2$) и так можно ожидать незначительное изменение механического к. п. д.

Из вышесказанного можно уже заключить наш основной вывод, который справедлив для любого поршневого двигателя внутреннего сгорания: с хорошим механическим коэффициентом полезного действия будет работать тот двигатель рабочего процесса, который создает среднее индикаторное давление данного режима как можно меньшим средним давлением.

В дальнейшем мы рассмотрим конкретные и численные зависимости между термическими характеристиками рабочего процесса и механическим к. п. д.

5. Изменение механического к. п. д. и коэффициента полезного действия по трению

На рис. 9 и 10 видно изменение к. п. д. по трению $\eta_{тр}$ и механического коэффициента полезного действия η_m , рассчитанное при помощи опытных результатов дизельных автомобильных двигателей. Средние давления p_u и $p_{тр}$ однозначно определяют к. п. д. $\eta_{тр}$, для расчета нам необходимо знать и среднее

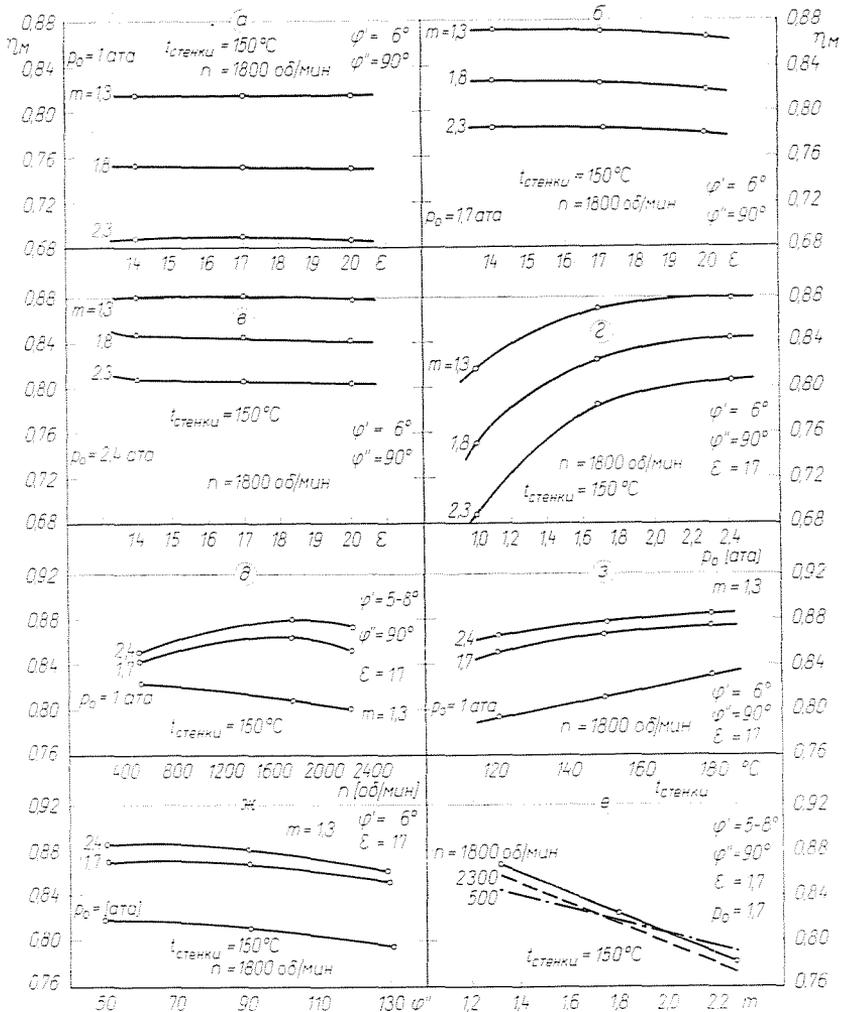


Фиг. 9

давление $p_{всп.агр.}$ соответствующее мощности, отнимаемой вспомогательными агрегатами.

Можно доказать, что $p_{всп.агр.}$ с хорошим приближением зависит только от числа оборотов, поэтому мы взяли его только в зависимости от оборотов. При однозначном определении среднего давления $p_{всп.агр.}$ трудность заключается в том, что не определена точно отнимаемая мощность вспомогательных агрегатов, которых необходимо учесть.

При исследовании по смыслу мы учитывали среднюю поглощенную мощность тех вспомогательных агрегатов автомобильных двигателей, которые необходимы для обслуживания самого двигателя, а не автомобиля в целом.



Фиг. 10

В следующей таблице видны средние значения $p_{всп.агр.}$, использованные при исследовании, в зависимости от оборотов, вспомогательных агрегатов современного автомобильного двигателя.

n (об/мин)	500	1000	1500	2000	2300
$p_{всп.агр.}$ (кг/см ²)	0,2	0,33	0,47	0,67	0,8

Так как $\eta_{тр}$ и η_m отличаются друг от друга только по значениям $p_{всп.агр.}$, зависящим от оборотов, поэтому при постоянных оборотах в зависимости от остальных характеристик $\eta_{тр}$ и η_m меняются одинаковым характером. Значит, в узком смысле двигатель и рабочий процесс определяют в первую очередь изменение коэффициента полезного действия по трению $\eta_{тр}$, поэтому и мы в

первую очередь анализируем изменения $\eta_{тр}$, а исследованием η_m в подробности занимается только там, где он изменяется характером, отличающимся от характера изменения $\eta_{тр}$.

На фигурах 9/а, 9/б и 9/в изобразили изменения $\eta_{тр}$ в зависимости от степени сжатия ϵ при различных коэффициентах избытка воздуха m и начальных давлениях p_o . Соответственно нашим определяющим рассуждениям по коэффициенту избытка воздуха уменьшение коэффициента в значительной мере увеличивает коэффициент полезного действия по трению $\eta_{тр}$, а также и механический коэффициент полезного действия η_m (фигуры 10/а, 10/б и 10/в).

При исследовании изменения $\eta_{тр}$ или η_m при любом значении остальных параметров (фигуры 9/с или 10/с) достигают благоприятного значения только при малом коэффициенте избытка воздуха или при больших термических нагрузках двигателя

При уменьшении коэффициента избытка воздуха среднее индикаторное давление $p_{и}$ действительно растет быстрее, чем среднее давление трения $p_{тр}$.

И так оптимальный рабочий процесс надо искать с точки зрения $\eta_{тр}$ и η_m в области малых коэффициентов избытка воздуха.

Исследуя влияние начального давления рабочего процесса, мы заключили, что хотя градиент ($\Delta p_{и}/\Delta p_a$), возникающий при увеличении p_o , будет меньше, чем тот, который возник при уменьшении коэффициента избытка воздуха, к. п. д. должен все же увеличиваться. Результаты расчета видны на фигурах 9/г или 10/г. Соответственно принципиальному рассуждению при увеличении начального давления $\eta_{тр}$ и η_m растут сначала быстро, а потом все медленнее.

Такой характер изменения коэффициентов полезного действия следует из того, что при увеличении начального давления p_o угловые коэффициенты кривых $m = \text{const.}$ становятся все меньше, как это видно на фигуре 8/а. В этом случае к увеличению среднего индикаторного давления в зависимости от степени наддува из-за все более растущих внутренних потерь относится все большее и большее по величине увеличение среднего давления, что уменьшает темп увеличения коэффициента полезного действия. Такой характер изменения коэффициентов полезного действия $\eta_{тр}$ или η_m соответствует не только показанным на фигуре значениям параметров, но и другим значениям. Поэтому можно сделать вывод, что $\eta_{тр}$ или η_m турбоагнетенного двигателя улучшается в зависимости от степени наддува. Еще раз подчеркнем, что исследование мы проводим в случае турбоагнетенного двигателя. В случае механического привода компрессора наддува от коленчатого вала условия, наверное, становятся неблагоприятными. Этот случай мы не исследовали, так как он имеет малое значение.

По теоретическим рассуждениям увеличение степени сжатия ϵ создает небольшое увеличение $p_{и}$ и относительно большое увеличение p_a и так $\eta_{тр}$

или η_m не или в минимальной мере растет. Результаты расчетов (фигуры 9/а, 9/б и 9/в и 10/а, 10/б, 10/в) показывают, что при увеличении степени сжатия $\eta_{тр}$ или η_m скорее уменьшается, чем увеличивается. Изменения настолько незначительные, что обобщая можно сделать вывод: *степень сжатия по существу не влияет на изменение механического коэффициента полезного действия, но в случае относительно небольших степеней сжатия (двигатели с принудительным зажиганием) улучшение коэффициентов полезного действия становится более чувствительным. Таким изменением механического к. п. д. можно объяснить, что суммарный коэффициент полезного действия дизельных двигателей при чрезмерном увеличении степени сжатия скорее уменьшается, чем улучшается.*

Улучшение вследствие увеличения степени сжатия термического коэффициента полезного действия теряется из-за увеличения внутренних и механических потерь рабочего процесса.

В зависимости от средней скорости поршня или числа оборотов $\eta_{тр}$ и η_m изменяются по-разному, поэтому их анализируем в отдельности. Влиянием изменения числа оборотов двигателя на p_u и p_a средние давления можно пренебрегать, но среднее давление трения $p_{тр}$ при постоянном давлении p_a с увеличением числа оборотов по существу однозначно уменьшается и только при оборотах больше средних растет опять, но незначительно. Соответственно этому коэффициент полезного действия по трению дизельных автомобильных двигателей в зависимости от числа оборотов приблизительно около $n = 0,75—0,8 n_{\max}$ достигает слабый оптимум, но как *основную тенденцию при увеличении числа оборотов, можно наблюдать улучшение $\eta_{тр}$* (фигура 9/д).

Изменение, в зависимости от числа оборотов механического к. п. д. η_m или среднего механического давления p_m определяет совместное влияние $p_{тр}$ и $p_{всп.агр}$. При малых средних давлениях p_a значение $p_{тр}$ только в небольшой мере уменьшается при увеличении числа оборотов, в этом случае характер зависимости от числа оборотов $p_{всп.агр}$ преобладает, соответственно этому при увеличении числа оборотов p_m постоянно растет. В случае малых по величине механических нагрузок при увеличении числа оборотов мы получаем уменьшающий коэффициент полезного действия η_m . Эти условия показывают фигуры 10/д, где при $p_o = 1$ ата, обеспечивающем относительно малую механическую нагрузку, получаем такое изменение механического к. п. д.

При средних величинах механической нагрузки еще чувствуется характер сильной зависимости от оборотов $p_{всп.агр}$, но уменьшение $p_{тр}$ при увеличении числа оборотов становится все значительнее и поэтому зависимость $p_m = f(n)$ при оборотах, немного превышающих средние, имеет определенный минимум. Такой режим показан на фигуре 10/д кривой $p_o = 1,7$ ата. При дальнейшем увеличении механической нагрузки или степени наддува минимум кривой $p_m = f(n)$ все более размывается и при увеличении числа оборотов

коэффициент полезного действия η_m имеет тенденцию к увеличению (фигура 10/д кривая, относящая к $p_o = 2,4$ ата). Условия аналогично меняются и в случае, если механической нагрузки двигателя достигаем не увеличением начального давления p_o , а уменьшением коэффициента избытка воздуха. Изменение механического коэффициента полезного действия η_m в зависимости от числа оборотов n в случае автомобильных дизельных двигателей можно характеризовать следующим образом: *При увеличении числа оборотов в случае малых механических нагрузок мы наблюдаем уменьшающийся, а при больших механических нагрузках увеличивающийся характер, а при переходе между ними η_m — коэффициент полезного действия достигает оптимального значения.* И здесь можно наблюдать, что отнимаемая вспомогательными агрегатами мощность вызывает значительное $\Delta\eta_m = 3-7\%$ -ное уменьшение коэффициента полезного действия.

При увеличении термосостояния двигателя, в первую очередь при больших оборотах (фигуры 9/з или 10/з) как η_{mp} так и η_m растет. Увеличение коэффициента полезного действия, особенно при малых механических нагрузках или соответствующих этому малых значениях p_u значительнее, так как в этом случае даже относительно небольшое улучшение p_{mp} оказывает благоприятно влияние.

Улучшению к. п. д. η_{mp} или η_m хоть в минимальной мере, но способствует и то, что внутренние потери рабочего процесса (в первую очередь, количество тепла, передаваемое стенкам, ограничивающим объем цилиндра) несколько уменьшаются. При малых оборотах улучшение к. п. д., происходящее вследствие увеличения термосостояния, все уменьшается и в некоторых случаях (например по опытным результатам Чепельских дизельных двигателей) происходит даже уменьшение коэффициента полезного действия.

В дальнейшем покажем влияние изменения длины горения. По предварительным рассуждениям возникающее ($\Delta p_u/\Delta p_a$) от увеличения φ'' приблизительно равно тому, которое возникает при уменьшении m , то есть должно возникать увеличение к. п. д. При изменении φ'' в реальных пределах получаем незначительное изменение Δp_u или Δp_a , и так вызванное этим изменение η_{mp} или η_m будет небольшим. Эти условия видны на фигуре 9/ж или 10/ж, где при изменении φ'' в реальных пределах возникает 2—3%-ое изменение коэффициента полезного действия. *Затяжка горения неблагоприятна не только из-за термических характеристик рабочего процесса, но и с точки зрения изменения η_{mp} и η_m двигателя, осуществляющего рабочий процесс.*

Исследование оптимального с точки зрения термического рабочего процесса не наша задача, но даже на основе принципиальных рассуждений можно сказать, что рабочие процессы, оптимальные с термической или механической точки зрения, по отдельным параметрам отличаются друг от друга. Уменьшение коэффициента избытка воздуха из-за изменения характеристик

рабочей среды (в первую очередь, удельной теплоты и показателя адиабаты), а изменение степени сжатия из-за увеличения количества тепла потребного для замыкания цикла, влияет неблагоприятно на к. п. д. рабочего процесса. Уменьшение коэффициента избытка воздуха и увеличение степени наддува двигателя увеличивают теплотери рабочего процесса от охлаждения стен объема цилиндра. Увеличение теплосостояния (в первую очередь, стен окружающих объем цилиндра) двигателя, а также и уменьшение процесса горения благоприятны с точки зрения внутреннего к. п. д.

Изменение эффективного к. п. д. действительного (имеющего потери) двигателя термические, внутренние и механические потери совместно определяют и оптимального с точки зрения эффективных характеристик рабочего процесса можно достичь только учитывая противоречивость их, используя основные законы диалектики.

Характеристики оптимального рабочего процесса или двигателя с точки зрения к. п. д. по трению или механического коэффициента полезного действия следующие:

- а) в пределах возможности как можно меньше коэффициент избытка воздуха;
- б) увеличение начального давления рабочего процесса при помощи турбоподдува;
- в) по возможности малая и не большая степень сжатия;
- г) такое число оборотов или средняя скорость поршня, при которых значение среднего механического давления минимальное;
- д) установление оптимального теплосостояния двигателя, соответствующего минимальному среднему давлению трения;
- з) по возможности короткий, не растянутый процесс горения;
- ж) уменьшение до минимума отнимаемой вспомогательными агрегатами мощности.

Резюме

Статья рассматривает возможности определения рабочего процесса, обеспечивающего оптимальный механический коэффициент полезного действия двигателей внутреннего сгорания. Она показывает, что при помощи среднего давления p_a рабочего процесса, используя термомеханические характеристики двигателя и рабочего процесса можно составить по существу однозначную зависимость между средним индикаторным давлением рабочего процесса и средним давлением трения поршневого двигателя внутреннего сгорания, осуществляющего рабочий процесс. Для определения среднего давления трения двигателей внутреннего сгорания автор разработал способ, который основан на внешнем приводе двигателя. Зависимость между средним давлением и средним индикаторным давлением автор составил путем расчета действительного рабочего процесса.

Литература

1. RICARDO, H. R.: Der schnelllaufende Verbrennungsmotor. Springer Verlag, 1954.
2. PÁSZTOR, E.: Einige Probleme der Bestimmung der mechanischen Verluste von Verbrennungsmotoren. Periodica Polytechnica Vol. 9 (1965).

3. ZAMBROWSKY, S.: O dokladnoscí metod okreslenia spawnosci mechanicznej silnikow t okowych ze szczegolnym uwzględnieniem metody obcego napedu. Technika Motoryzacyjna 15 (1965).
4. ARAMA, C.: Randamentul mecanic al motoarelor cu ardere interna Metalurgia si Constructia de Masini (Bucuresti) 14 (1962).
5. Муравьев, В. Д.: Использование метода выбега для определения внутренних потерь двигателя внутреннего сгорания. Автомобильная и тракторная промышленность. № 11. 1963.
6. Васильев, Б. Н.: Механические потери двигателя автомобиля «Москвич». Автомобильная и тракторная промышленность. № 2. 1944.
7. PÁSZTOR, E.: Über die Möglichkeiten zur Bestimmung von Beziehungen zwischen dem Arbeitsprozess und dem mechanischen Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren. Periodica Polytechnica Vol. 11 (1967). Budapest. Vorgetragen auf der internationalen Tagung «70 Jahre Maschinenlaboratorium der Technischen Universität Dresden» am 30. Sept. 1966.
8. PÁSZTOR, E.: Methode zur Bestimmung des Reibungsmitteldruckes von Kolben-Verbrennungsmotoren. Acta Technica Tomus 62, 381—408 (1968).
9. Какуевичкий, В. А.: Внутренние потери в дизелях. Тракторы и сельхозмашины. № 2, 1960.
10. WOSCHNI, G.: Elektrische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen. MTZ 26, 439—446 (1965).
11. LANGER, W., WOSCHNI, G.: Thermodynamisch Auswertung von Indikator diagrammen, elektronische gerechnet. MTZ 25, 284 (1964).
12. Глаголев, Н. М.: Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания. Машгиз. Киев 1950.
13. GROTH, K.—SCHLAG, U.: Gaswechsel-Berechnungen mit Hilfe einer elektronischen Rechenmaschine. MTZ 20, 61 (1959).
14. JANTE, A.: Das Wiebe-Brenngesetz. Kraftfahrzeugtechnik 9, 340 (1960).
15. Вибе, Й. Й.: Расчет рабочего цикла двигателя с учётом скорости сгорания. Автомобильная и тракторная промышленность. № 1. 1957.
16. Вибе, Й. Й.: Новое о рабочем цикле двигателей. Машгиз. Москва—Свердловск. 1962.
17. KALMÁR, I.: Einige Probleme der Aufnahme und der Auswertung des Indikator-Diagramms. Periodica Polytechnica Vol. 11 (1967).
18. KALMÁR, I.: Berechnung des Arbeitsprozesses von Dieselmotoren und die Verwendung von Digitalrechenmaschinen für solche Berechnungen. Wissenschaftliche Zeitschrift der Technischen Hochschule Otto von Guericke Magdeburg 12 Heft 4 (1968).
19. A P1—406 JAFI típusú Dieselmotor mechanikai súrlódási veszteségeinek vizsgálatá. BME Kalorikus Gépek Tanszék 1966. Kézirat.
20. Jelentés a «Csepel gyártmányú Dieselmotorok mechanikai súrlódási veszteségei csökkentése» c. vizsgálatról. BME Kalorikus Gépek Tanszék, 1967. Kézirat.
21. SITKEI, G.: Beitrag zur Theorie des Wärmeüberganges im Motor. Konstruktion 14, 64—71 (1962).
22. WOSCHNI, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ 26, 128—133 (1965).

Проф. д-р Эндре Пастор, Н-1521 Будапешт,