

О СТАБИЛЬНОСТИ ХАРАКТЕРИСТИК ПРЕДЕЛЬНЫХ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ

В. К. НЕЧАЕВ

Пневматические регуляторы дроссельного типа (с поворачивающейся дроссельной заслонкой в качестве чувствительного и исполнительного элементов системы регулирования) отличаются от обычных центробежных регуляторов не только своей конструкцией и принципом действия. Пневматические регуляторы обладают заметной чувствительностью к изменению внешних атмосферных условий, в которых работает двигатель (давление и температура наружного воздуха), и к изменению сопротивлений во всасывающей системе двигателя перед регулятором. Кроме того, в связи с малой величиной движущих сил в пневматическом регуляторе, создаваемых аэродинамическим воздействием потока рабочей смеси на регуляторную заслонку, эти регуляторы обладают повышенной чувствительностью к силам трения в механизме регулятора.

Чувствительность пневматических регуляторов рассматриваемого типа к внешним (атмосферным) условиям и силам трения проявляется в не всегда достаточной стабильности действия таких регуляторов. Положение регуляторной характеристики двигателя с пневматическим дроссель-регулятором оказывается не вполне определенным, переменным. Ограничиваемые предельным регулятором максимальные числа оборотов, развиваемые двигателем после внезапного сброса с него нагрузки, зависят теперь не только от положения газовой педали (эта зависимость закономерна для регуляторов типа К-49 и К-80, имеющих одну „объединенную“ регуляторную и дроссельную заслонку), но и от величины сил трения в регуляторе и атмосферных условий.

Ниже рассматривается вопрос о влиянии изменений атмосферного давления p_0 , температуры окружающей среды T_0 и трения (сухого) в механизме регулятора типа К-49 или К-80.

1. Влияние изменений атмосферного давления p_0

Как известно [1], поведение пневматического регулятора зависит, в первую очередь, от соотношения между движущими силами или моментами в регуляторе, с одной стороны, и упругими (восстанавливающими) моментами—с другой.

Усилие регуляторной пружины дает на оси регуляторной заслонки некоторый „упругий“ или „восстанавливающий момент“ M_n , зависящий только от характеристик пружины (ее жесткости и первоначальной затяжки), и геометрических характеристик механизма связи пружины с заслонкой. Этот момент M_n меняется по углу поворота β регуляторной заслонки и при неизменной регулировке пружины полностью определяется этим углом β .

Движущие силы в регуляторе создаются воздействием на регуляторную заслонку потока рабочей смеси, проходящей из карбюратора через регулятор в двигатель. Эти силы дают на регуляторной заслонке некоторый кру-

тящий момент M_c , являющийся сложной функцией целого ряда переменных. Приближенно [1]:

$$M_c = k_1 q + k_2 \Delta p_{12}, \quad (1)$$

где q — динамическое давление потока рабочей смеси перед заслонкой регулятора:

$$q = \frac{\gamma_1 V^2}{2g};$$

γ_1 — удельный вес рабочей смеси перед регуляторной заслонкой;
 V — скорость потока смеси (здесь же);
 k_1 и k_2 — величины, зависящие от формы, размеров, эксцентриситета заслонки и угла β поворота ее от оси патрубка регулятора; в каждом конкретном регуляторе k_1 и k_2 — функции только угла β .

При снижении атмосферного давления p_0 и при неизменном положении дроссельной заслонки ($\beta = \text{const}$) и неизменной скорости вращения двигателя, $n = \text{const}$ (что может быть обеспечено, например, соответствующим изменением внешней нагрузки на двигатель) поток смеси, проходящей через регулятор в двигатель, ослабевает, что приводит к уменьшению „движущего“ момента M_c . Результатом этого является запаздывание действия предельного пневматического регулятора: регулятор включается тем позднее, то есть тем при большем числе оборотов двигателя n , чем ниже давление p_0 . Величина этого запаздывания может быть приближенно определена следующим образом.

Как известно [2], коэффициент наполнения двигателя γ_{iv} при изменении внешнего давления p_0 (в ограниченных, конечно, пределах) почти не меняется. Поэтому, если пренебречь связанными с изменением p_0 изменениями относительных величин потерь давления в карбюраторе и регуляторе, то можно считать, что скорость V потока смеси перед регулятором при $n = \text{const}$ от величины p_0 не зависит и при колебаниях давления p_0 остается постоянной.

Но при уменьшении внешнего давления от p_0 до некоторого p_0' и неизменной температуре T_0 удельный вес γ_1 смеси перед регулятором уменьшится до некоторого γ_1' . В первом приближении:

$$\gamma_1' = \gamma_1 \cdot \frac{p_0'}{p_0},$$

если принять, что изменение внешнего давления не влияет на состав рабочей смеси.¹⁾ Соответственно с уменьшением γ_1 убывают динамическое давление q и статический перепад Δp_{12} давления на регуляторной заслонке:

$$q' = q \cdot \frac{p_0'}{p_0},$$

$$\Delta p'_{12} = \Delta p_{12} \cdot \frac{p_0'}{p_0},$$

а также, согласно формуле (1) и момент M_c на заслонке. Следовательно, при $n = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$ приближенно:

$$M'_c = M_c \cdot \frac{p_0'}{p_0}. \quad (2)$$

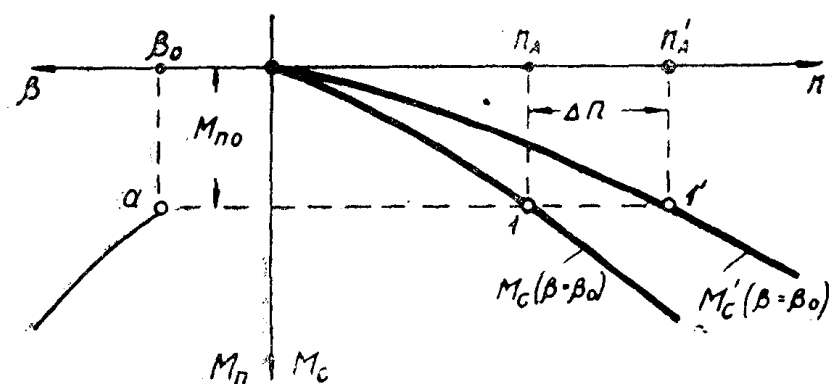
¹⁾ Фактически, при уменьшении давления p_0 происходит некоторое обогащение смеси: коэффициент избытка воздуха уменьшается. Это обогащение смеси несколько компенсирует снижение удельного веса воздуха.

Теперь, по мере уменьшения внешнего давления p_0 , кривые $M_c = f_2(n)$, построенные в координатах M_c и n для какого-либо фиксированного положения регуляторной заслонки ($\beta = \text{const}$) приближаются к оси абсцисс n , а их подъем с увеличением n уменьшается, то есть кривые M_c становятся более пологими (фиг. 1).

При работе двигателя на полностью открытом дросселе ($\beta = \beta_0$), но без нагрузки, включение регулятора произойдет только тогда, когда будет выполнено условие:

$$M'_c > M_{n0}.$$

Здесь M_{n0} — начальный момент, развиваемый на заслонке регуляторной пружины при начальном „установочном“ ($\beta = \beta_0$) положении этой заслонки. Здесь, в связи с очень пологим протеканием кривой $M'_c = f_2'(n)$ для $\beta = \beta_0$, запаздывание включения регулятора, то есть разность $n'_A - n_A$ может оказаться сравнительно большой.



Фиг. 1

Закон изменения момента M_c по числу оборотов двигателя n , при $\beta = \text{const}$, достаточно сложен и зависит от целого ряда обстоятельств, которыми в данном двигателе определяются величины q и Δp_{12} при каждом значении n . Поэтому наиболее надежным следует признать экспериментальный путь определения моментов M_c в функции n (для ряда фиксированных значений угла β) с помощью специального приспособления, во время испытаний двигателя на стенде при различных значениях p_0 .

По данным таких опытов, проведенных, например, при двух значениях атмосферного давления p_0 и p'_0 для случая полного открытия дросселя ($\beta = \beta_0$), можно построить по точкам кривые M_c и M'_c (фиг. 1). Теперь пересечение горизонтали через начальную точку a кривой M_n с кривыми M_c и M'_c дает точки 1 и 1', абсциссы которых определяют собою скорости вращения двигателя n_A и n'_A , при которых регулятор вступит в действие (соответственно при наружном давлении p_0 и p'_0).

Приближенно можно считать, что при малых углах β и при небольших разрежениях во всасывающей системе двигателя давления q и Δp_{12} возрастают прямо пропорционально квадрату числа оборотов двигателя n , то есть при $p_0 = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$:

$$M_c = \omega n^2, \quad (3)$$

где ω — некоторый коэффициент пропорциональности, зависящий от формы и размеров заслонки, характеристик всасывающей системы двигателя, угла β и т. д.

Теперь, согласно формуле (2), при том же β , но новом значении наружного давления p_0' момент на заслонке определится выражением:

$$M_c' = \frac{p_0'}{p_0} \omega n^2.$$

В момент включения регулятора, соответственно для точек 1 и 1' (фиг. 1) имеем:

$$M_{no} = \omega n_A'^2,$$

$$M_{no} = \frac{p_0'}{p_0} \omega n_A'^2$$

отсюда

$$n_A' = n_A \sqrt{\frac{p_0}{p_0'}}$$

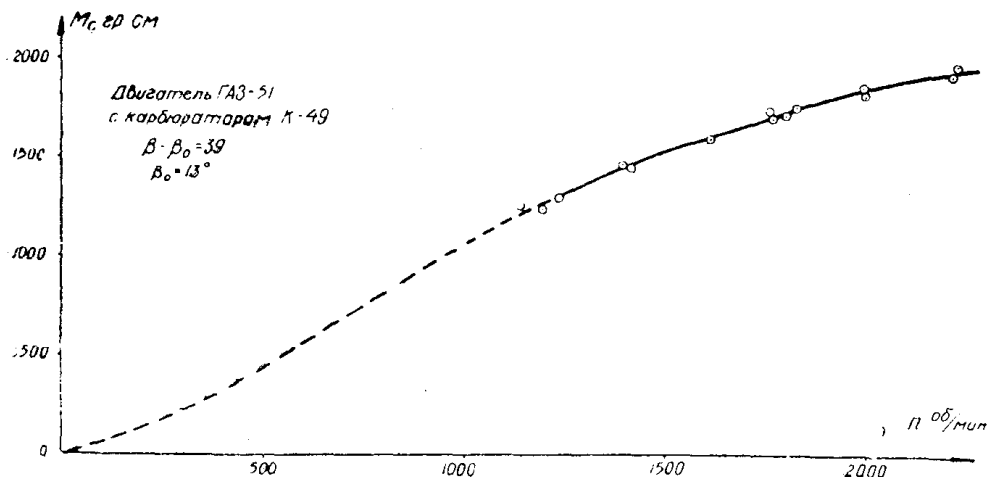
и запаздывание включения регулятора при понижении атмосферного давления от p_0 до p_0' :

$$\Delta n_A = n_A' - n_A = n_A \left(\sqrt{\frac{p_0}{p_0'}} - 1 \right). \quad (4)$$

При $\frac{p_0}{p_0'} = 1,1$ (что нельзя считать исключенным даже при эксплуатации двигателя в равнинных местностях)

$$\Delta n_A = 0,05 n_A.$$

В действительности это запаздывание может иметь и значительно большую величину, в особенности при больших углах β (прикрытый дроссель), так как здесь принятый в формуле (3) параболический характер зависимости момента M_c от n явно нарушается и момент M_c возрастает по числу обо-



Фиг. 2

ротов двигателя n медленнее, нежели это представляется формулой (3). На фиг. 2 показана в качестве примера одна из опытных кривых $M_c = f_2(n)$, полученных при испытаниях двигателя ГАЗ-51 с карбюратором К-49 в лаборатории ДВС ТПИ.

Но снижение наружного давления p_0 ведет не только к уменьшению величин q , Δp_{12} и M_c (при $\beta = \text{const}$ и $n = \text{const}$), но и к уменьшению количества рабочей смеси, поступающей в двигатель. Результатом этого является снижение индикаторной и эффективной мощности двигателя. Теперь внешняя,

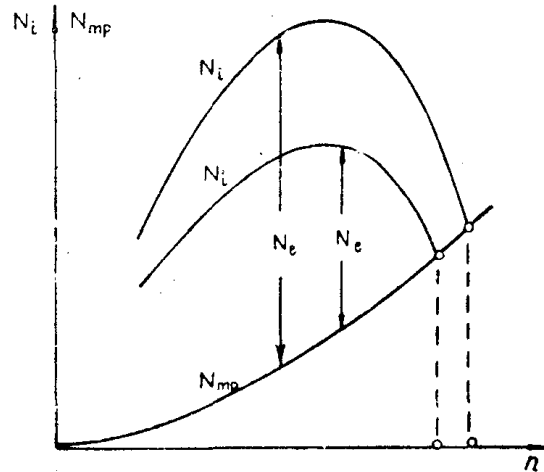
а также и частичные (по углу β) характеристики двигателя $N_e = f_1(n)$ в координатах N_e и n располагаются ближе к оси абсцисс n .

Следствием двух, отмеченных выше обстоятельств: уменьшения момента M_c и эффективной мощности двигателя N_e по мере снижения наружного давления p_0 (при $\beta = \text{const}$) является не только сдвиг начальной точки A регуляторной характеристики, но и смещение всей этой характеристики в сторону более высоких значений n и меньших значений N_e .

Примем приближенно что индикаторная мощность N_i карбюраторного двигателя при $n = \text{const}$ и $\beta = \text{const}$ изменяется прямо пропорционально наружному давлению p_0 , а мощность трения N_{mp} от давления p_0 не зависит [2]. Следовательно, эффективная мощность двигателя при пониженном наружном давлении p'_0 и $\beta = \text{const}$, $n = \text{const}$ может быть определена выражением:

$$N_e' = N_i \cdot \frac{p'_0}{p_0} - N_{mp},$$

где N_i — индикаторная мощность двигателя при наружном давлении p_0 и тех же значениях β и n . Точка пересечения кривой N_i с кривой N_{mp} (фиг. 3) определяет максимальное (разносное) число оборотов двигателя при этом p'_0 и $\beta = \text{const}$, а вертикальные отрезки между кривыми N_i и N_{mp} представляют величину эффективной мощности двигателя при данных β , p'_0 и n .



Фиг. 3

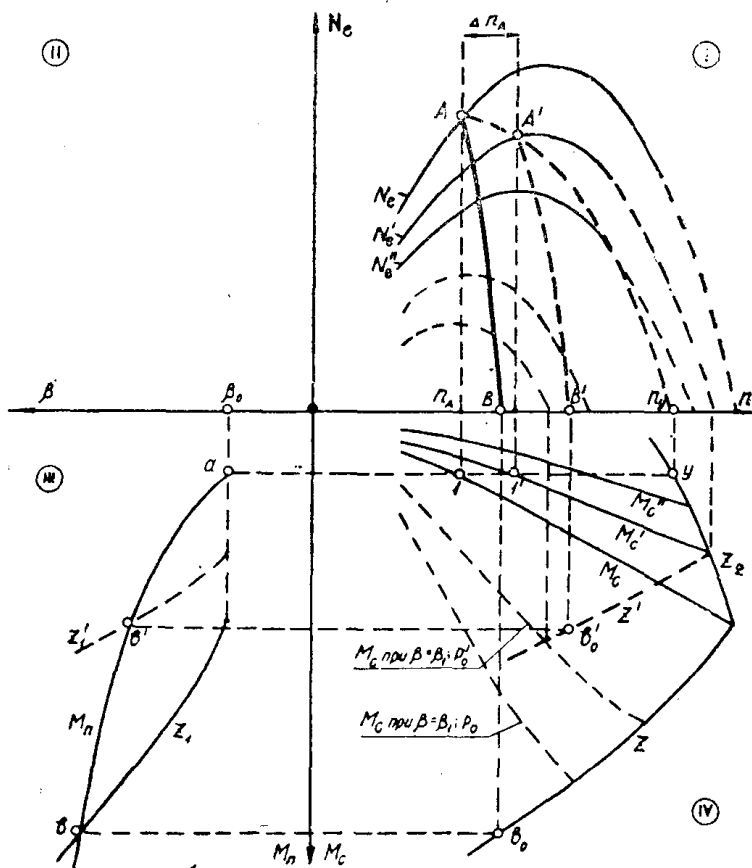
Таким путем можно построить внешнюю (при $\beta = \beta_0$) и частичные (для ряда определенных фиксированных значений угла β) характеристики эффективной мощности двигателя для различных значений наружного давления p_0 . Теперь для анализа влияния изменения давления p_0 на регуляторную характеристику AB двигателя можно воспользоваться графическим методом, предложенным автором [1].

На фиг. 4 представлены внешние характеристики двигателя N_e , N_e' , N_e'' (квадрант I) и кривые аэродинамического момента на заслонке M_c , M_c' , M_c'' (квадрант IV), построенные, соответственно, для трех значений атмосферного давления p_0 , p_0' , p_0'' (при чем $p_0 > p_0' > p_0''$) при неизменном „установочном“ положении регуляторной заслонки $\beta = \beta_0$. В квадранте III, как обычно, показана кривая момента пружины $M_n = f_3(\beta)$.

Выше уже был указан способ определения положения точек 1 и 1', абсциссы которых n_A и $n_{A'}$ дают числа оборотов двигателя соответственно для давлений p_0 и p_0' , при которых регулятор вступает в действие. Вертикаль через точку 1 пересекает кривую N_e в точке A , являющейся начальной точкой регуляторной характеристики двигателя при внешнем давлении

n_0 . Аналогично, с помощью вертикали, проведенной через точку $1'$, определяется начальная точка A' регуляторной характеристики двигателя при наружном давлении p_0' . По мере снижения давления p_0 точка A перемещается на диаграмме вправо и вниз; запаздывание включения регулятора увеличивается.

Но это запаздывание включения регулятора Δn_A не может быть неограниченным. При постепенном снижении наружного давления это запаздывание подходит, наконец, к пределу Δn_{Amax} , когда дальнейшее повышение числа оборотов двигателя при сбросе с него нагрузки на полностью открытом дросселе ($\beta = \beta_0$) будет уже ограничиваться не регулятором, а самим двигателем. Рассмотрим этот случай, имеющий, конечно, в обычных условиях эксплуатации двигателей, лишь теоретический интерес. ¹⁾



Фиг. 4

Сносим крайние точки характеристик N_e , N_e' и N_e'' , отвечающие холостому ходу двигателя и лежащие на оси абсцисс, на соответствующие кривые M_c , M_c' , M_c'' . Через полученные точки проводим кривую. Эту кривую Z_2 можно назвать кривой холостого хода двигателя по его внешней характеристике, то есть при $\beta = \beta_0$, при переменной величине внешнего давления p_0 . Горизонтальная линия, проведенная через точку a , пересекает эту кривую в некоторой точке y . Очевидно, что абсцисса точки y определяет собою то предельное число оборотов, которое может развить двигатель с данным предельным дроссель-регулятором после сброса с двигателя всей

¹⁾ Однако описываемая здесь методика анализа может оказаться полезной для разрешения уже практических вопросов о максимальном возможном запаздывании включения регулятора при работе двигателя на открытом дросселе. Здесь необходимо лишь заменить внешние характеристики двигателя соответствующими частичными характеристиками (для данного угла β) и кривые M_c , M_c' , M_c'' построить для этого же угла β .

нагрузки при максимальном открытии ($\beta = \beta_0$) дроссельной заслонки. Теперь отрезок $n_y - n_A$ дает максимальное возможное запаздывание включения предельного пневматического регулятора.

Для определения положения крайней точки B регуляторной характеристики необходимо располагать частичными характеристиками двигателя и кривыми момента M_c для ряда значений угла β , при различном атмосферном давлении.

На фиг. 4 пунктиром показаны частичные характеристики двигателя и кривые момента M_c для некоторого фиксированного положения дроссельной заслонки ($\beta = \beta_1$) при двух величинах наружного давления: p_0 и p_0' . Сносим крайние точки внешней и частичной характеристик мощности двигателя при давлении p_0 на соответствующие этому давлению кривые M_c (построенные для углов $\beta = \beta_0$ и $\beta = \beta_1$). Через полученные точки проводим кривую холостого хода Z , которую сносим по горизонталям в квадрант III, получаем кривую Z_1 . Пересечение кривой Z_1 с кривой момента пружины M_n дает точку b , по которой построением, указанным на чертеже, находим искомую крайнюю точку B регуляторной характеристики AB при наружном (атмосферном) давлении p_0 . При снижении атмосферного давления до p_0' кривые Z и Z_1 превратятся, соответственно, в кривые Z' и Z_1' , а точка b переместится в точку b' , которая и определит крайнюю точку B' регуляторной характеристики $A'B'$ при давлении p_0' .

Легко заметить, что снижение атмосферного давления приводит не только к запаздыванию включения регулятора, но и к уменьшению его степени неравномерности.

Аналогичное, в основном, влияние на работу дроссель-регулятора оказывает и увеличение сопротивления воздухоочистителя (по мере его загрязнения). Однако предельное запаздывание Δn_{Amax} здесь будет иным, так как уменьшение давления перед карбюратором вследствие увеличения сопротивлений воздухоочистителя при неизменном противодавлении выхлопа повлечет за собою уменьшение коэффициента наполнения двигателя.

Это обстоятельство должно быть учтено при построении расчетных кривых N_c и M_c для заданного пониженного давления перед карбюратором.

2. Влияние изменения температуры наружного воздуха T_0

Повышение температуры окружающей среды от T_0 до некоторой T_0' приводит к соответствующему уменьшению удельного веса воздуха и рабочей смеси; коэффициент наполнения двигателя остается почти постоянным. Следовательно, давления q , Δp_{12} и момент M_c (при неизменных β и n) уменьшаются в отношении $\frac{T_0}{T_0'}$. В связи с уменьшением весового наполнения двигателя эффективная мощность двигателя снижается.

Очевидно, что влияние повышения температуры T_0 на работу предельного пневматического регулятора аналогично, в общем, влиянию снижения внешнего давления p_0 . Поэтому запаздывание включения регулятора при увеличении температуры воздуха от T_0 до T_0' может быть приближенно определено выражением, подобным (4):

$$\Delta n_A = n_A \left(\sqrt{\frac{T_0'}{T_0}} - 1 \right).$$

Так, например, при $T_0' = 300^\circ$ и $T_0 = 240^\circ$

$$\Delta n_A = 0,12 n_A.$$

Детальный учет влияния изменения температуры T_0 на работу предельного регулятора может быть произведен графически, с помощью построений, подобных описанным выше в п. 1.

3. Влияние трения в механизме регулятора

Выше, при рассмотрении вопроса о запаздывании включения регулятора при изменении внешних атмосферных условий, а также в упомянутой ранее работе автора [1] не учитывалось трение в механизме регулятора.

В связи с вообще малыми величинами „движущих“ моментов M_c на регуляторной заслонке, в особенности при малых углах β , это трение (в первую очередь трение на оси регуляторной заслонки) может повести к появлению заметной нечувствительности регулятора. Эта нечувствительность регулятора проявится, прежде всего, в запаздывании его включения, в повышении n_A . Колебания же сил трения, неизбежные в условиях плохой смазки, приведут к колебаниям n_A , то есть к нарушению стабильности действия регулятора.

Нечувствительность дроссель-регулятора зависит не только от величины сил трения (или, точнее, момента сил трения $M_{тр}$ относительно оси вращения регуляторной заслонки) и величины „движущих“ моментов M_c , но и от закономерностей изменения этих моментов по числу оборотов двигателя n и углу β .

Надежная оценка и учет сил трения в пневматическом регуляторе едва ли возможны. Причины этого заключаются не только в непостоянстве коэффициентов трения в механизме регулятора, но и в трудностях учета таких обстоятельств, как колебания заслонки во время работы двигателя (вследствие пульсаций потока рабочей смеси), вибрации двигателя и т. д.

Ниже вопрос об учете сил трения в механизме пневматического регулятора рассматривается в самом упрощенном виде. Цель исследования заключается не столько в получении численной оценки нечувствительности дроссель-регулятора, сколько в выяснении характера некоторых общих закономерностей, которые полезно учитывать при разработке конструкции регулятора.

Для момента трения на оси регуляторной заслонки можно приближенно, пренебрегая трением в сочленении пружины с заслонкой, написать [4]:

$$M_{тр} = 2M_0 + k_1 R,$$

где k_1 — приведенный коэффициент трения в подшипниках,
 M_0 — момент трения ненагруженного шарикоподшипника,
 R — радиальное усилие, действующее на подшипники.

Величина R определяется как равнодействующая усилия регуляторной пружины F и силы давления Q потока смеси на заслонку.

Усилие F направлено по оси пружины и является функцией угла β ; для каждого угла β величину усилия F легко определить из рассмотрения деформаций пружины.

Усилие Q , которое считаем нормальным к плоскости заслонки, можно приближенно определить из выражения:

$$Q = (c_1 q + \Delta p_{12}) \cdot F_3,$$

где F_3 — площадь заслонки;

c_1 — коэффициент, зависящий от формы заслонки и угла β (величина коэффициента c определяется продувкой заслонки на специальной установке);

q и Δp_{12} — имеют те же значения, что и выше, в п. 1.

Теперь при условии, что ось пружины перпендикулярна к оси патрубка регулятора, имеем:

$$R = \sqrt{(F + Q \cos \beta)^2 + (Q \sin \beta)^2}.$$

При $\beta = \text{const}$ усилие F постоянно и момент трения $M_{тр}$ зависит только от усилия Q , то есть в конечном итоге при постоянных атмосферных

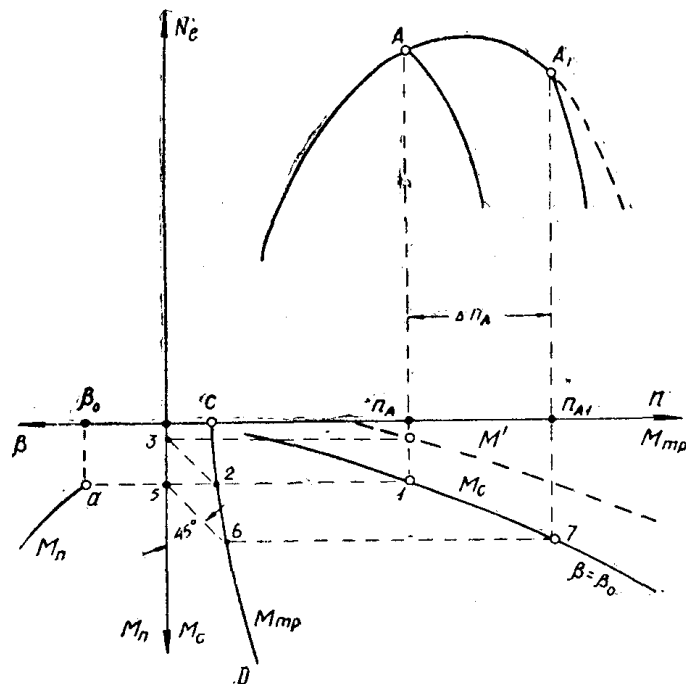
условиях—от числа оборотов двигателя n . Но при $\beta = \text{const}$ момент M_c также является функцией n . Следовательно, при фиксированном положении регуляторной заслонки ($\beta = \text{const}$) момент трения $M_{тр}$ можно рассматривать как функцию момента M_c .

На фиг. 5 линией CD , в координатах M_c (ось ординат) и $M_{тр}$ (ось абсцисс) показан закон изменения момента трения $M_{тр}$ на оси регуляторной заслонки при $\beta = \beta_0$.

Теперь движущим моментом для заслонки будет момент M' , определяемый разностью:

$$M' = M_c - M_{тр}.$$

Построение кривой M' по кривым M_c и $M_{тр}$ может быть осуществлено простым графическим приемом, показанным на фиг. 5: любую точку 1 на кривой M_c сносим по горизонтали в точку 2 на линии CD ; из точки 2 проводим луч 2—3 под углом 45° (в случае одинаковых масштабов, принятых для M_c и $M_{тр}$; при различных масштабах этот угол, естественно, будет



Фиг. 5

иным) к горизонтали, до пересечения его с осью ординат M_c в точке 3; горизонталь через точку 3 дает на вертикали через точку 1 точку 4, принадлежащую кривой M' . Из фиг. 5 следует, что наличие трения в механизме регулятора приводит к уменьшению и без того незначительного (при малых углах β) угла наклона кривой движущих моментов (теперь кривой M') к оси абсцисс и к смещению этой кривой вверх.

Теперь, при наличии трения в регуляторе, начальная точка A регуляторной характеристики AB (фиг. 5) переместится из A (где она находилась бы в случае отсутствия трения) в некоторую новую точку A_1 . Положение этой точки A_1 определится с помощью построения, подобного только что описанному. Для этого из точки 5 пересечения горизонтали через начальную точку a кривой M_n момента пружины с осью ординат M_n , M_c проводим линию 5—6 под углом 45° (при равных масштабах, принятых для M_c и $M_{тр}$) к горизонтали, до пересечения ее с кривой $M_{тр}$ в некоторой точке 6. Горизонталь 6—7 пересекает кривую M_c , построенную для $\beta = \beta_0$ в точке 7.

Очевидно, что вертикаль, проведенная через эту точку T , дает на внешней характеристике двигателя искомую точку A_1 , а на оси абсцисс—число оборотов двигателя, при котором регулятор включится в действие. Отрезок Δn_A будет характеризовать запаздывание включения регулятора при наличии в нем сил трения, характеризуемых кривой CD .

Но влияние трения в регуляторе не ограничивается смещением вправо, в сторону более высоких скоростей двигателя, начальной точки A регуляторной характеристики. За счет сил трения смещается вправо вся регуляторная характеристика, причем конечная ее точка B смещается на иную, нежели Δn_A , величину Δn_B .

Для уменьшения этого запаздывания включения регулятора и для ослабления чувствительности регулятора к колебаниям сил трения в нем необходимо:

- а) уменьшать трение в механизме регулятора (установкой регуляторной заслонки на подшипниках качения и т. п.);
- б) увеличивать расстояние от точки крепления пружины к заслонке до оси вращения последней (с целью уменьшения усилия F);
- в) увеличивать эксцентриситет заслонки (что приводит к уменьшению давления Q при том же M_c , в особенности при больших значениях угла β);
- г) выбирать не слишком малым начальный, „установочный“ угол регуляторной заслонки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нечаев В. К. О предельных пневматических регуляторах карбюраторных автомобильных двигателей. Известия ТПИ, т. 75.
2. Орлин А. С. и др. Двигатели внутреннего сгорания, т. 1, М. 1951.
3. Масленников М. М. и Рапипорт М. С. Авиационные поршневые двигатели. М. 1951.
4. И. Левин (ред.). Справочник конструктора точных приборов, М. 1953.